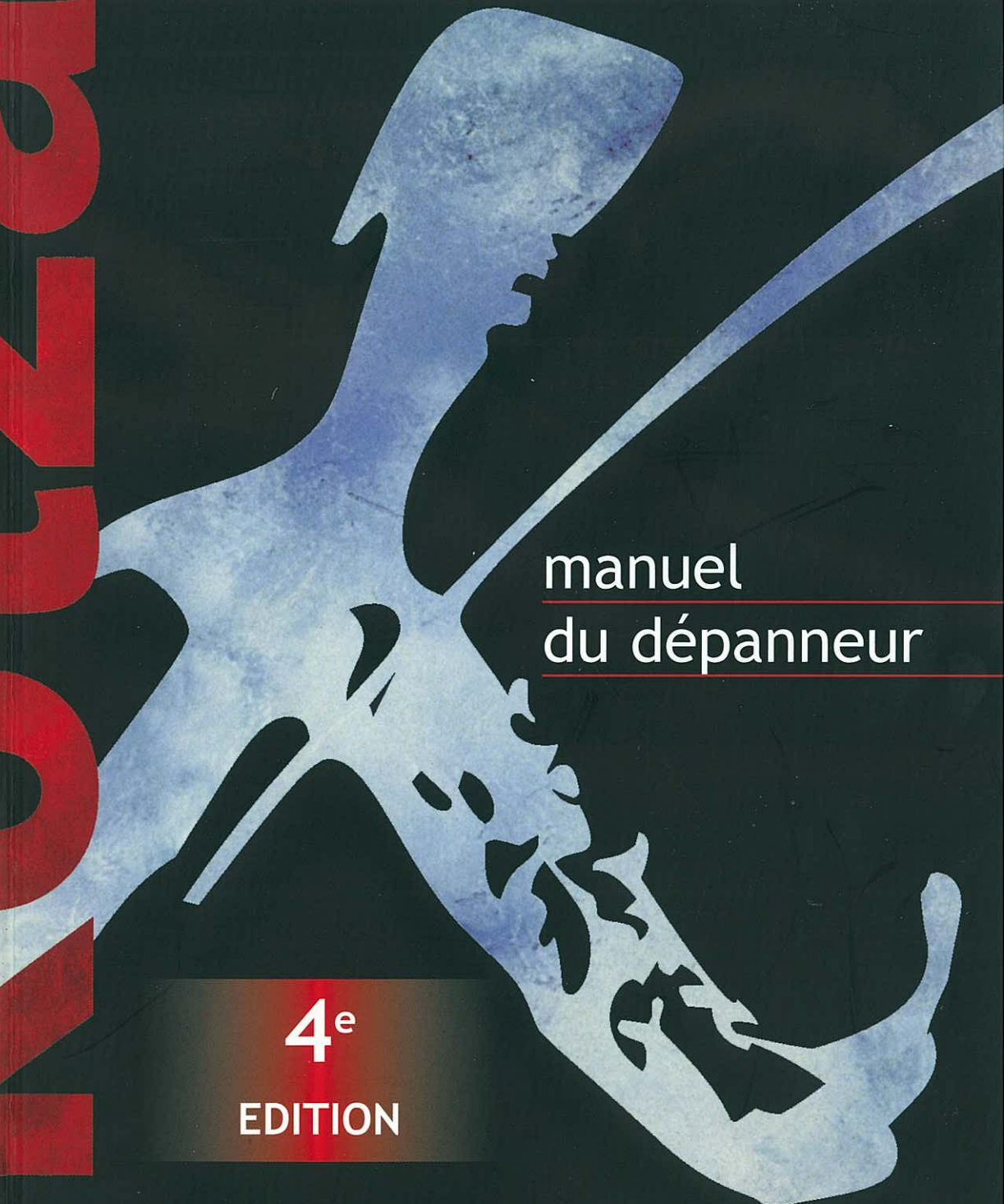
MANUEL PRATIQUE DE DÉPANNAGE
FRIGORIFIQUE, ÉLECTRIQUE ET HYDRAULIQUE

R744



manuel du dépanneur

4e EDITION

AVERTISSEMENT

L'auteur de ce manuel pratique les différentes techniques liées à la mise au point et au dépannage des installations de froid et de climatisation depuis de très nombreuses années. Son objectif est d'apporter une réponse simple aux principales questions que se posent les dépanneurs qui souhaitent se former ou de se perfectionner. Ce n'est pas un ouvrage de technologie et de nombreux phénomènes ont été volontairement très simplifiés, dans un soucis d'efficacité pédagogique, de sorte à rester compréhensibles au plus grand nombre.

Vous allez rapidement vous rendre compte à quel point ce manuel est différent. **En appliquant sur le chantier les techniques très simples qui sont y sont exposées, vous allez déjà faire des progrès très significatifs en dépannage.**

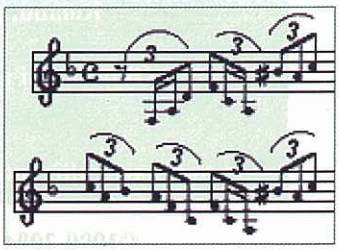
Cependant, ne perdez pas de vue que cet ouvrage fait partie de la documentation d'une série de logiciels de dépannage. Ce n'est qu'un petit élément d'une méthode complète spécialement conçue pour améliorer votre efficacité en dépannage de façon aussi rapide que spectaculaire.

En effet, dans le même esprit que cet ouvrage, l'auteur a également réalisé les logiciels ci-dessous, destinés à apprendre le dépannage et à s'y entraîner sur ordinateur :

- ***FRIGOBASE : Le froid et la "clim" expliqués au débutant*** *(descriptif page 314).*
- ***FRIGODEP : L'apprentissage du dépannage frigorifique*** *(descriptif page 384).*
- ***FRIGODIAG : Le simulateur de pannes frigorifiques*** *(descriptif page 86).*
- ***FRIGOLEC : L'apprentissage du dépannage électrique*** *(descriptif page 138).*
- ***CLIMEAUDEP : Le dépannage des refroidisseurs de liquide*** *(descriptif page 716).*
- ***HYDRAUDEP : Le dépannage des circuits hydrauliques*** *(descriptif page 686).*

La présentation du Manuel Frigobase (spécial débutant) se trouve page 14.

Ne pas tirer profit de l'ensemble manuel + logiciels serait équivalent à vouloir apprécier une bonne musique uniquement en lisant la partition.



Ce manuel est utilisé avec nos logiciels. La première édition (1990) avait 277 pages. La seconde édition (1994) avait 417 pages. La troisième édition (1999) avait 626 pages. A chaque fois, *pour ne pas pénaliser les utilisateurs de nos logiciels,* nous avons conservé la même pagination que l'édition précédente, en la réactualisant et en rajoutant des chapitres.

Vos remarques et suggestions sont les bienvenues.

4 ème édition - Juin 2004 - Révision décembre 2006

Si vous souhaitez recevoir gratuitement un CR-ROM de démonstration de nos différents produits ainsi que des renseignements complémentaires (descriptifs, tarifs...) consultez notre site Internet ou communiquez-nous vos coordonnées complètes en indiquant si vous utilisez Windows 95, 98, Me, NT, 2000, XP, etc.

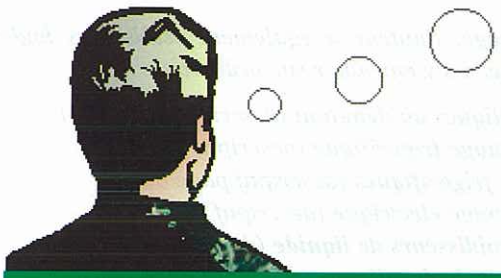
Par Internet : **www.kotza.com** Par E-Mail : **kotza@kotza.com**

Par télécopie : +33 (0)4.92.54.07.30

Par courrier : KOTZA International - Le Chêne - 05130 TALLARD

SARL au capital de 7622€ - RCS GAP B 379 764 640 - APE 722Z - SIRET 379 764 640 00049 - TVA FR 26 379 640

Un dépanneur qui cherche,
ça se trouve.
Un dépanneur qui trouve,
ça se cherche.



L'auteur final tient à remercier de leur collaboration et de leurs conseils :
Claude, Michel, Jo R., Serge, Jo L., et les autres...

Roland, pour la réactualisation en froid commercial,

Gilbert, qui a fourni un travail d'une qualité impressionnante pour la partie hydraulique,

et tout particulièrement Fanfan pour son fantastique travail de mise en page.

©1990-2004 KOTZAOGLANIAN / KOTZA International

ROCA COMMUNICATION - GAP - France - Décembre 2006

La loi du 11 mars 1957 interdit toute reproduction, même partielle, faite sans le consentement de l'auteur. Toute reproduction ou représentation, par quelque procédé que ce soit, constituerait une contrefaçon sanctionnée par les articles 425 et suivant du code pénal.

La loi du 3 juillet 1985 confirme la soumission des logiciels et de leur documentation à la loi de 1957 sur la propriété littéraire et artistique.

La loi du 1 juillet 1992 relative au code de la propriété intellectuelle (Art. 335.2) puni la contrefaçon de la documentation d'un logiciel de 2 ans d'emprisonnement et de 15.000€ d'amende.

SOMMAIRE

La relation pression-température Explications 9
Exercice 12

Condenseur à air Fonctionnement normal 15
Le sous-refroidissement 18
Sous-refroidissement anormal 19
Exercice (montage du condenseur) 22

Évaporateur à détente directe Fonctionnement normal 23
La surchauffe 25

Fonctionnement du détendeur thermostatique à égalisation interne 26

Analyse Surchauffe anormale 27

Influence de la surchauffe sur la puissance frigorifique 29

Influence de la température de l'air 30
Exercice (influence du $\Delta\theta$ total) 31

Détendeur thermostatique Capacité d'un détendeur 32
Pompage des détendeurs 34
Méthode de réglage 36
Exercice (montage de l'évaporateur) 38

Influence des pressions sur le débit masse et sur la puissance frigorifique 39
Exercice (taux de compression) 42

Influence de la HP sur l'intensité absorbée 43

Basse pression anormalement faible 44

Climatisation et froid commercial Comparaison 45

Dépannages Introduction 51

Panne du détendeur trop petit Analyse des symptômes 53
Synthèse des symptômes 57
Méthodologie du diagnostic 58
Résumé 59
Aspect pratique 60

Recherche des fuites de fluide frigorigène 67
Exercice (recherche à l'azote) 71

Problème de la charge en fluide 72

Panne du manque de charge Analyse des symptômes 77
Synthèse des symptômes 81
Méthodologie du diagnostic 82
Résumé 83
Aspect pratique 84

Problème du flash gas dans la ligne liquide 87
2 exercices d'application 92

Panne de la prédétente Analyse des symptômes 95
Synthèse des symptômes 100
Méthodologie du diagnostic 101
Résumé 102
Aspect pratique 103

Panne de l'évaporateur trop petit Analyse des symptômes 107
Synthèse des symptômes 111
Méthodologie du diagnostic 112
Résumé 113
Aspect pratique 114

Problème des bris de clapets 129

Panne du compresseur trop petit Analyse des symptômes 139
Synthèse des symptômes 142
Méthodologie du diagnostic 143
Résumé 144
Aspect pratique 145

Panne de l'excès de charge Analyse des symptômes 151
Synthèse des symptômes 155
Méthodologie du diagnostic 156
Résumé 157
Aspect pratique 158

Interprétation du test des incondensables 159

Panne des incondensables Analyse des symptômes 163
Synthèse des symptômes 166
Méthodologie du diagnostic 167
Résumé 168
Aspect pratique 169

Panne du condenseur trop petit Analyse des symptômes 171
Synthèse des symptômes 175
Méthodologie du diagnostic 176
Résumé 177
Aspect pratique 178

Pannes principales Exercice (organigramme détaillé) 191

Problème des migrations de fluide frigorigène 193

Arrêt des compresseurs frigorifiques 203
Exercice (protection minimum) 204
Exercice (tirage au vide automatique) 205
Exercice (tirage au vide unique) 207
Exercice (réarmement automatique) 209

Problème des courts cycles des compresseurs 211
Exercice (permutation de pilote) 215
Exercice (relais anti courts-cycles) 217

Régulateur de capacité Mode d'emploi 220
Exercice (injection sur l'aspiration) 225

Pourquoi réguler les condenseurs à air ? 231

Problème du démarrage des compresseurs par de faibles θ extérieures 233

Problème de la durée du démarrage par temps froid 237

Régulation des condenseurs à air par vanne HP 239

Régulation par vanne HP Analyse des pannes 241

Problème des retours d'huile 251

Jeu des 12 erreurs Exercice (problèmes de montage) 264

Comment évaluer une température par la technique du toucher ? 269

Mesure d'un débit d'air 273

Conseils de dépannage 275

Dépannage raisonné
Exercice (9 dépannages divers) 277

Raccordement des évaporateurs 281

Les détendeurs thermostatiques
Compléments divers 285
2 exercices (sur l'égalisation externe) 289

Problème du train thermostatique du détendeur 293

Régulateurs de démarrage 299
Exercice (avec un détendeur MOP) 301

Problème du bulbe du détendeur 305

Le détendeur pressostatique 309
Exercice (sur multipostes de froid) 313

Le détendeur capillaire
Exercice (faut-il une bouteille liquide ?) 315
Exercice (recopie d'un étalon) 323

La vanne 4 voies d'inversion de cycle 325
4 Exercices 334

Les moteurs monophasés 339
Exercice (les condensateurs) 343
Exercice (moteurs multi-vitesses) 357

Dépannage électrique
Initiation 359
Exercice (utilisation du voltmètre) 363
2 exercices (utilisation du voltmètre) 367
3 exercices (utilisation du voltmètre) 371
2 exercices (utilisation de l'ohmmètre) 373

Problèmes électriques divers 377

Problèmes frigorifiques divers 385

Problème de la récupération des fluides frigorigènes 391

Problèmes soulevés par les nouveaux fluides. 405

L'hygrométrie en froid commercial 419
Exercice (sélection du matériel) 423

Froid commercial : le dégivrage 425
Exercice (pressostat BP de régulation) 427

Froid commercial : questions diverses 437

Les moteurs triphasés
Généralités 442
Exercice (montage en triangle) 444
Exercice (montage en étoile) 445
Exercice (synthèse) 447

Problèmes du démarrage des moteurs 449

Démarrage direct et en part winding 451
Exercice (repérage des enroulements) 452
Exercice (puissance et commande) 454
Exercice (moteur PW de type 66/33%) 456
Exercice (échange 66/33 ♦ 50/50%) 457
Exercice (dépannage) 459
Exercice (moteurs PW bi-tension) 461

Les moteurs triphasés à 2 vitesses 464
Exercice (avec enroulements distincts) 465

Les moteurs Dahlander
Exercice (repérage d'un Dahlander) 467
Exercice (câblage complet) 468
La vanne à eau pressostatique 470
Panne du condenseur à eau trop petit 479
Exercice (vanne en action inverse) 480
Les condenseurs multitubulaires 487
Exercice (choix du montage) 489
Le dry cooler 491
Exercice (comparaison cond. à air) 494
L'air sec et l'air humide 496
Exercice (air saturé) 497
Quelques notions de psychrométrie 499
Exercice (mesure de l'H.R.) 504
La tour de refroidissement 506
Exercice (thermostat de régulation) 508
Hydraulique : notion de charge 516
Exercice (pressions à l'arrêt) 518
Exercice (dépannage) 519
Hydraulique : notion de perte de charge 524
Exercice (évaluation des PdC) 525
Exercice (influence des PdC) 526
Exercice (Δ débit avec la vitesse) 527
Exercice (Δ débit avec le →) 528
Exercice ((Δ PdC avec le débit) 530
Pressions en jeu dans un circuit hydraulique 531
Exercice (synthèse n°1) 534
Exercice (synthèse n°2) 537
Exercice (cavitation de la pompe) 539
La cavitation des pompes 541
Hauteur d'aspiration d'une pompe 545
La tour indirecte 553
Exercice (montage et fonctionnement) 555
Les vases d'expansion 558
Exercice (si la soupape crache) 559
Exercice (pression de remplissage) 562
Exercice (pression de gonflage) 566
Exercice (dépannage, vase crevé) 568
Exercice (calcul d'un vase) 573
Pourquoi utiliser de l'eau glacée ? 575
L'évaporateur à eau glacée 577
Exercice (montage et câblage) 581
Exercice (pompes jumelées) 582
Conditions normales de fonctionnement des refroidisseurs de liquide 586
Exercice (dépannage) 587
Contrôle du fonctionnement d'un groupe d'eau glacée au toucher 592
Débit d'eau glacée trop faible 596
Comment contrôler un débit d'eau 605
Exercice (problème de HMT0) 609

Pannes frigorifique des refroidisseurs de liquide 612
Exercice (conditions normales) 612
Dépannage (détendeur trop petit) 616
Dépannage (évaporateur trop petit) 617
Dépannage (détendeur trop ouvert) 618
Dépannage (échangeur tour entartré) 619

L'évaporateur à eau glacée 577
Exercice (montage et câblage) 581
Exercice (pompes jumelées) 582

Circuits de distribution d'eau glacée 620
Exercice (schéma hydraulique) 620
Exercice (boucle d'injection) 622
Exercice (bouteille casse pression 624

Bouteille Casse pression Compléments d'information 627
Exercice (bouteille de stockage) 633
Exercice (bouteille horizontale) 638
Exercice (bouteille avec collecteur) 639

Technologie des pompes Exercice 641

Split eau glacée au R407C Contrôle avant la mise en service 645
Réglage d'un pressostat manque d'eau 653
Exercice (détermination des pressions) 655
Mise en service 657
Analyse en manque de débit d'eau 661
3 exercices d'application 665

Dépannage : La pompe ne démarre pas 666

Débit d'eau trop faible Synoptique des pannes 670
La HMT est égale à zéro 673
La HMT est inférieure à zéro 675
La HMT est très faible 677
La HMT est proche de la HMT0 681
La pression à l'aspiration est < à 0 683
Exercice d'application 684

Quelques exemples de calcul des pertes de charge 687
Exercice (ΔP d'un circuit simple) 690
Exercice (choix de la pompe) 691
Exercice (HMT de la pompe) 692
Exercice (vannes fermées) 693
Exercice (batteries en parallèle) 695

Contrôle du débit par le ΔP de l'évaporateur 697

Pompe et réseau : une affaire de mariage 699
Exercice (déshumidification) 701
Exercice (vanne d'équilibrage) 703

Pompe en série ou en parallèle 707
4 exercices sur les pompes en parallèle 707
Exercice (pompes en série) 714

Vannes de régulation 3 voies Généralités 717
Exercice (régulation du compresseur) 721
Exercice (régulation de la vanne) 723
2 Exercices (problèmes d'équilibrage) 725
Montage des V3V 729
Exercice (les différents montages) 730
3 Exercices (montage sur un groupe d'eau glacée) 734
3 Exercices (problèmes de déshumidification) 737

Sélection des vannes 3 voies de régulation 741
Exercices (autorité) 741
Exercice (HMT de la pompe) 743
Exercice (sélection d'une V3V) 745
2 Exercices (utilisation du Kvs) 748
Exercice (V3V sur bouteille casse pression) 751
Montages particuliers des vannes 3 voies 755
3 Exercices (montages NO) 756
4 Exercices (free cooling) 759

Quelques problèmes liés au glycol Généralités 765
Exercice (influence du glycol sur le débit) 766

Quelques problèmes électro-hydrauliques 769
Exercice (temporisation du flow switch) 770
2 Exercices (permutation auto de 2 pompes) 774
Exercice (dépannage de 2 pompes en parallèle) 776
2 Exercices (asservissement pompe au compresseur) 778

Le pressostat différentiel d'huile : Fonctionnement 785
4 exercices (câblage de l'appareil) 787
Pourquoi coupe-t-il ? 804

Les nouveaux fluides Le glissement 805
Le R407C 806
Le R410A 808
Conversion des installations 810

Index alphabétique 813

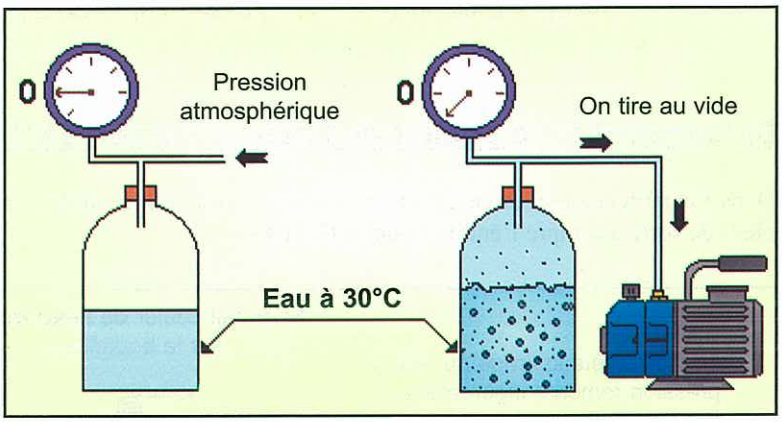
LA RELATION PRESSION-TEMPÉRATURE : EXPLICATIONS

La relation pression-température est à la base de nombreux phénomènes ayant pour siège aussi bien l'évaporateur et le condenseur qu'une simple bouteille du fluide frigorigène. Aussi n'est-il pas inutile de bien l'expliciter.

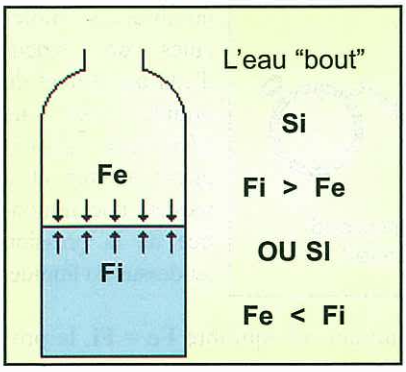
A) Ébullition de l'eau par tirage au vide :

Nous savons tous que, pour provoquer l'ébullition de l'eau, il suffit de la chauffer et qu'à la pression atmosphérique, l'eau "bout" à 100°C. Pourtant, quand nous "tirons au vide" un circuit frigorifique afin de le déshydrater, l'eau potentiellement contenue par le circuit est à la température ambiante, donc à une température bien inférieure à 100°C.

L'expérience ci-contre, facile à réaliser, nous prouve l'efficacité du tirage au vide pour provoquer l'ébullition de l'eau.



Soit une bouteille contenant de l'eau, par exemple à 30°C, et raccordée à l'air libre, c'est à dire à la pression atmosphérique. On voit que l'eau est immobile et qu'elle ne "bout" pas. Cependant, si on raccorde une puissante pompe à vide sur la bouteille et qu'on tire au vide, on constate que l'eau se met à bouillir, **bien que sa température ne soit que de 30°C.**



Ce phénomène peut être expliqué de la façon suivante :

La surface de l'eau est soumise à l'action conjuguée de 2 forces qui agissent en sens inverse :

- La première est une **F**orce **i**nterne au liquide (**Fi**), dirigée de bas en haut, et qui tend à faire sortir l'eau du récipient.
- La seconde est une **F**orce **e**xterne (**Fe**) qui tend *au contraire* à maintenir l'eau à l'intérieur du récipient.

Tant que ces 2 forces antagonistes Fi et Fe restent égales, elles se neutralisent et il ne peut rien se passer de visible dans le récipient.

Le tirage au vide provoque l'ébullition :

*En tirant au vide le récipient, on abaisse fortement la pression au-dessus du liquide, ce qui diminue la force **Fe**.* Quand **Fe** devient inférieure à **Fi**, l'eau n'est plus maintenue dans le récipient et elle commence à en sortir sous forme de vapeurs : l'eau "bout".

Le chauffage de l'eau provoque également l'ébullition :

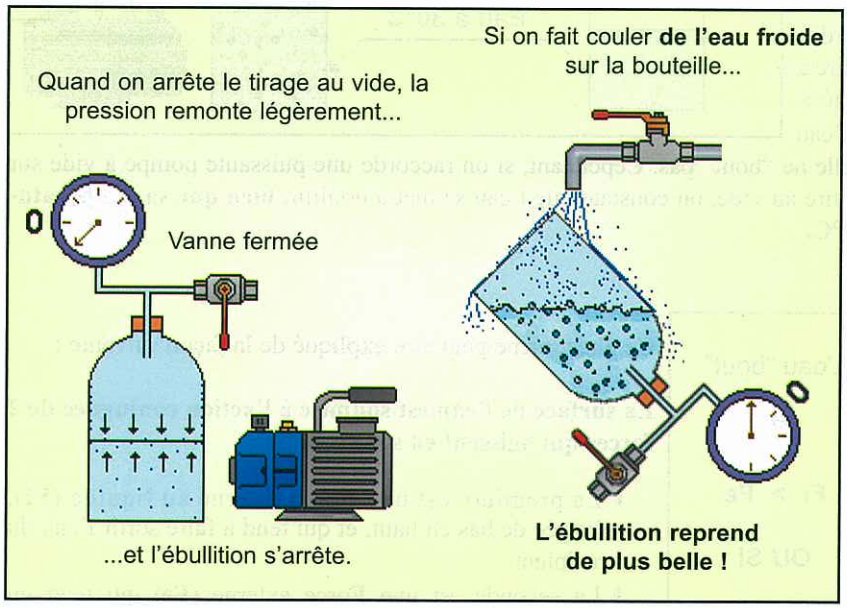
*En chauffant l'eau du récipient, on augmente la force interne **Fi** due au liquide.*

De la même manière, quand **Fi** devient supérieure à **Fe**, la force externe ne peut plus maintenir l'eau dans le récipient et l'ébullition commence.

Ainsi, pour faire bouillir un liquide, il suffit soit d'augmenter sa pression interne (en réchauffant le liquide), soit de diminuer la pression externe au-dessus de sa surface libre (en tirant au vide le récipient).

B) Comment faire bouillir de l'eau en l'aspergeant d'eau froide :

Dans l'expérience précédente, nous avons provoqué l'ébullition de l'eau en tirant au vide le récipient de sorte à rompre l'équilibre entre **Fe** et **Fi**.



Lorsque l'eau "bout" abondamment, si on ferme la vanne d'isolement de la bouteille, alors l'ébullition s'arrête rapidement.

Ceci s'explique par le fait que les très nombreuses molécules de vapeur d'eau qui sortent du liquide lors de l'ébullition provoquent au fur et à mesure une remontrée de la pression au-dessus du liquide.

Lorsque la remontée de la pression est suffisante pour créer un nouvel équilibre **Fe** = **Fi**, le processus d'ébullition s'arrête tout naturellement.

Mais, l'ébullition étant arrêtée, si on fait couler de l'eau froide sur la bouteille, elle recommence de plus belle !

Ce phénomène, extrêmement paradoxal à première vue, s'explique par le fait que la faible masse de vapeur d'eau contenue dans le récipient se refroidit *beaucoup plus rapidement* que l'importante masse d'eau à l'état liquide.

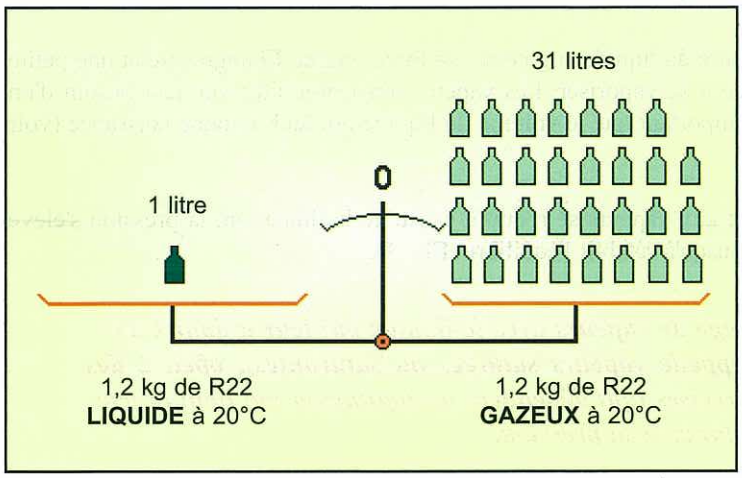
En conséquence, la contraction de la vapeur d'eau est plus importante que celle de l'eau liquide et la force externe **Fe** (due à la vapeur d'eau) diminue plus vite que la force interne **Fi** (due à l'eau).

Quand **Fe** devient inférieure à **Fi**, l'équilibre est rompu et l'ébullition reprend tout naturellement (cette expérience facile à réaliser, qui a permis à l'auteur de gagner de nombreux paris, est connue sous le nom de ballon de Franklin).

C) Différence de masse volumique entre un liquide et sa vapeur :

Rappelons que la masse volumique d'un corps nous indique la masse d'une unité de volume de ce corps (par exemple, nous savons que 1 litre d'eau a une masse de 1 kilogramme).

Dans le cas du R22, 1 litre de liquide à 20°C a une masse d'environ 1,2 kg mais 1 litre de vapeurs à 20°C (et à la même pression) a une masse de l'ordre de 0,038 kg soit 1,2 / 0,038 = 31 fois moins.



A 20°C, 31 litres de vapeurs de R22 ont donc la même masse que 1 litre de R22 liquide.

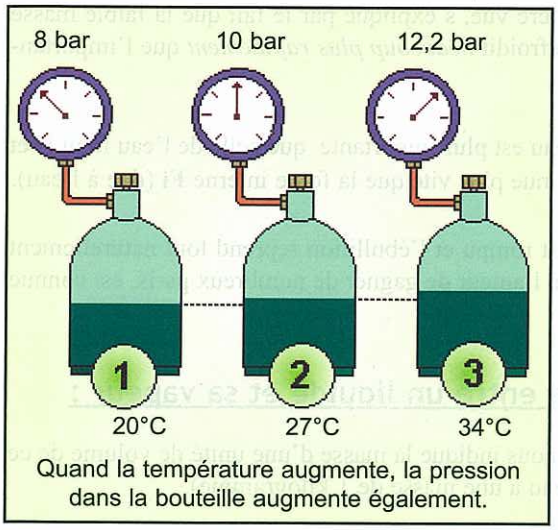
En conséquence, lorsque du R22 liquide se vaporise à 20°C, les vapeurs produites occupent un volume **31 fois plus grand** que le volume qu'occupait précédemment le liquide qui leur a donné naissance.

C'est pourquoi le diamètre de la ligne liquide est toujours plus petit que le diamètre du tube de refoulement, bien que les pressions dans ces 2 tuyauteries soient sensiblement identiques.

D) Relation Pression-température :

Les manomètres frigorifiques utilisés depuis de nombreuses années indiquent les relations pression-température pour les 3 fluides frigorigènes les plus courants de ces dernières années (R12, R22 et R502). Cependant, nous devrons de plus en plus nous habituer aux nouveaux fluides (R134a, R404A, R407C, R410A...)

Dans le but de renforcer notre compréhension des phénomènes frigorifiques, examinons la figure ci-après et essayons d'imaginer ce qui se passe à l'intérieur d'un récipient contenant du R22 liquide lorsque sa température augmente :



Quand la température augmente, la pression dans la bouteille augmente également.

En 1, le récipient contient du R22 à 20°C et un manomètre indique une pression dans la bouteille de 8 bar.

Si la température augmente, le liquide se dilate et son niveau monte dans la bouteille, ce qui entraîne une réduction du volume offert aux vapeurs.

Tout se passe donc comme si les vapeurs étaient comprimées, ce qui provoque une augmentation de la pression dans le récipient au fur et à mesure de la montée en température.

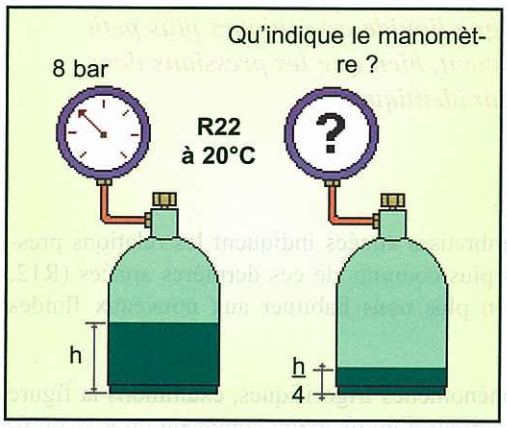
C'est pourquoi en 2, la température étant de 27°C, le manomètre indique 10 bar.

Si la température continue à monter jusqu'à 34°C par exemple, le volume offert aux vapeurs diminue encore plus et la pression s'élève pour atteindre 12,2 bar dans notre exemple.

En résumé, quand la température du liquide augmente, sa force interne **Fi** augmente et une petite quantité de liquide commence à se vaporiser. Les vapeurs ainsi produites auraient besoin d'un volume environ 30 fois plus important que le volume du liquide qui leur a donné naissance (voir page précédente).

Mais comme le volume offert aux vapeurs se réduit à cause de la dilatation, la pression s'élève ainsi que la force externe **Fe** jusqu'à rétablir l'équilibre **Fi = Fe**.

Ainsi, un mélange de vapeurs avec le liquide qui leur a donné naissance (qu'on appelle vapeurs saturées ou saturantes), obéit à des relations très précises (qui dépendent du liquide) et qui lient la température du mélange à sa pression.



EXERCICE

Soit deux bouteilles contenant chacune un mélange de liquide et de vapeurs de R22 à la même température de 20°C.

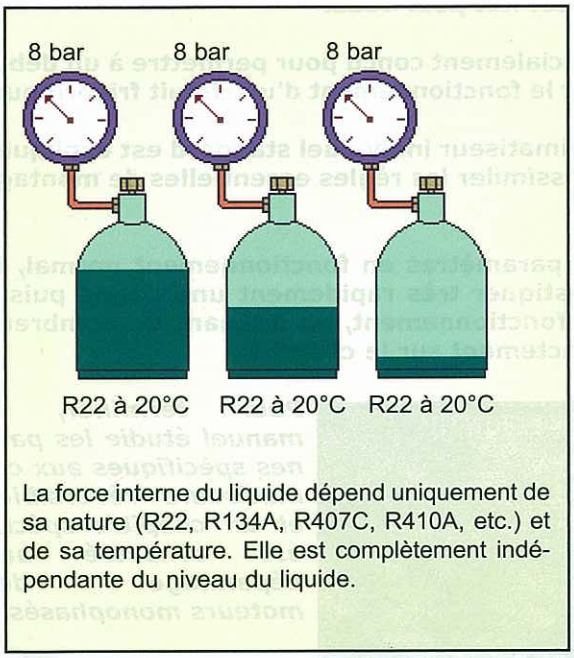
Dans la première bouteille, la hauteur du liquide est 4 fois plus importante que dans la seconde bouteille.

Sachant que la pression dans la première bouteille est de 8 bar, quelle sera la pression indiquée par un manomètre raccordé sur la seconde bouteille ?

(Solution page suivante)

Solution de l'exercice :

La force interne du liquide dépend uniquement de sa nature (R22, R134A, R404A, R407C, R410A, etc.) et de sa température. Elle est complètement indépendante du niveau de liquide.



La force interne du liquide dépend uniquement de sa nature (R22, R134A, R407C, R410A, etc.) et de sa température. Elle est complètement indépendante du niveau du liquide.

A la même température, l'équilibre s'établit donc à une pression qui ne dépend absolument pas de la quantité de liquide.

Il suffit qu'une seule molécule de liquide soit en contact avec la vapeur pour que la relation pression température puisse s'exercer.

En conséquence, le R22 étant également à 20°C dans la seconde bouteille, la pression lue au manomètre sera aussi de 8 bar.

Rappelons-nous que la pression est complètement indépendante du niveau du liquide et qu'elle dépend uniquement de sa température (sinon comment pourrait-on graduer les manomètres frigorifiques en température ?).

Avec la prolifération des nouveaux fluides frigorigènes, prenez l'habitude de raisonner en température plutôt qu'en pression. Vos raisonnements seront complètement indépendants du fluide utilisé et vous gagnerez énormément de temps !

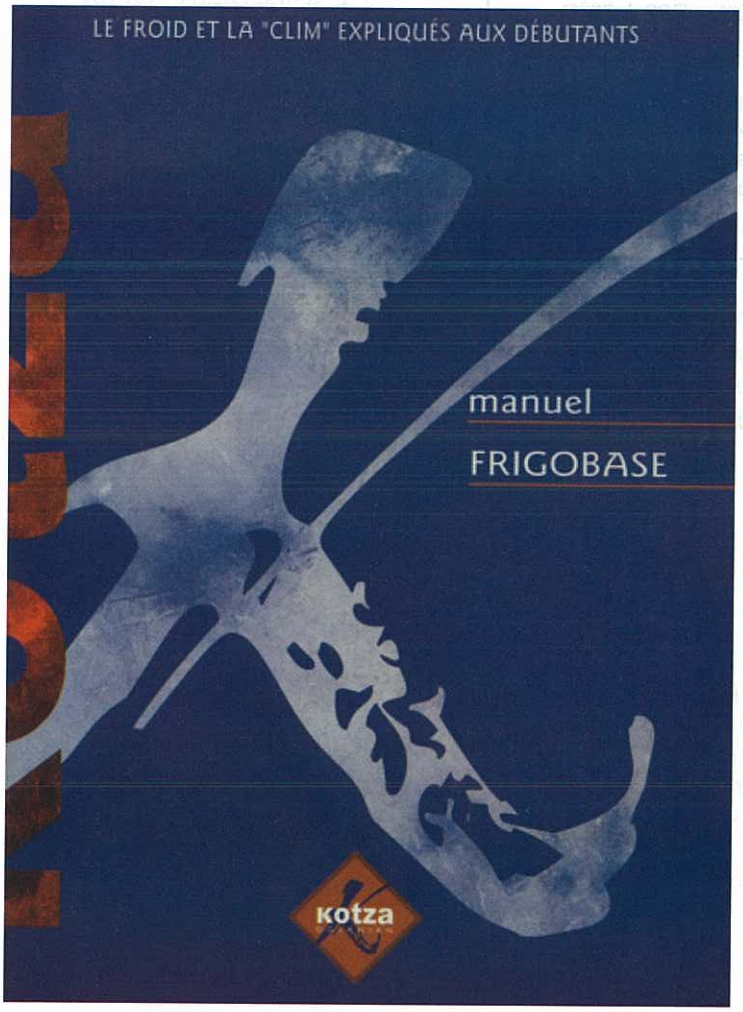
LE MANUEL FRIGOBASE :
Le froid et la "clim" expliqués au débutant

Si le Manuel du dépanneur vous semble trop compliqué, le Manuel Frigobase est fait pour vous.

Cet ouvrage de 266 pages a été spécialement conçu pour permettre à un débutant de comprendre *très facilement* le fonctionnement d'un circuit frigorifique.

Ensuite, la notice technique d'un climatiseur individuel standard est expliquée en détail afin de comprendre et d'assimiler les règles essentielles de montage et de mise en service

Après une étude approfondie des paramètres en fonctionnement normal, le manuel explique comment diagnostiquer très rapidement une panne puis il énumère toutes les causes de dysfonctionnement, en donnant de nombreux exemples pratiques utilisables directement sur le chantier.



Pour terminer, le manuel étudie les pannes spécifiques aux climatiseurs réversibles et un chapitre spécial est consacré aux dépannage des moteurs monophasés.

Le manuel Frigobase est abondamment illustré de schémas de principe et enrichi par de très nombreux exemples et exercices d'application avec leur corrigé.

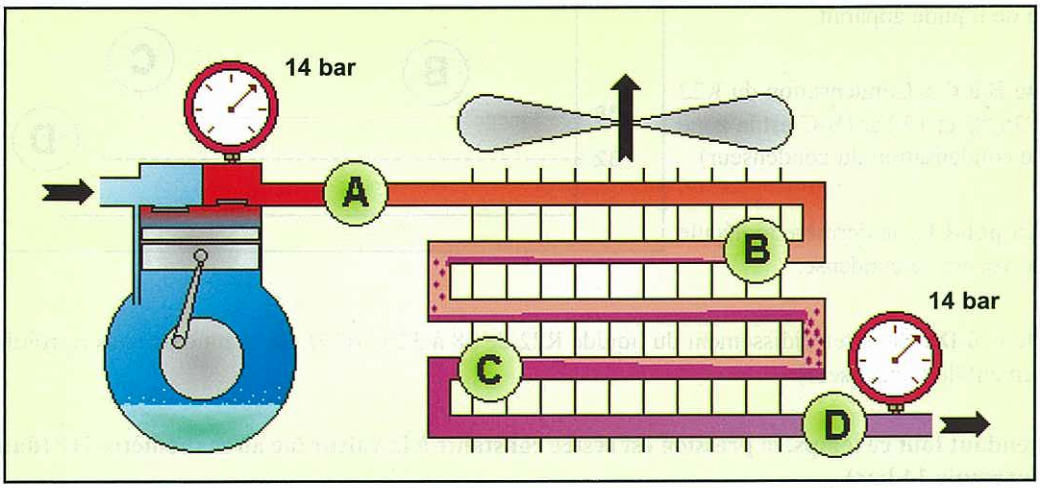
***Ne nécessitant aucune connaissance particulière,* ce manuel est réellement accessible à tous. Il pourra sans aucun doute vous faire gagner beaucoup de temps sur les chantiers et vous éviter bien des erreurs !**

Kotza International

www.kotza.com

CONDENSEUR À AIR : FONCTIONNEMENT NORMAL

Observons le schéma ci dessous, représentant l'intérieur d'un condenseur à air, sur un circuit frigorifique fonctionnant tout à fait normalement. Dans l'exemple, il s'agit de R22.



Point A : Les vapeurs de R22, surchauffées à environ 70°C, quittent le refoulement du compresseur et pénètrent dans le condenseur à une pression d'environ 14 bar.

Entre A et B : Les vapeurs se désurchauffent à pression constante.

Point B : La première gouttelette de R22 liquide apparaît. La température est égale à 38°C et la pression est toujours d'environ 14 bar.

Entre B et C : Les molécules de gaz continuent à se condenser. *Il y a de plus en plus de liquide, et de moins en moins de vapeurs.*

La pression et la température sont constantes, en suivant la relation pression-température du fluide frigorigène utilisé (14 bar et 38°C dans notre exemple avec du R22)

Point C : La dernière molécule de gaz se condense à 38°C : il y a donc 100% de liquide. La température et la pression sont restées constantes à environ 38°C et 14 bar.

Entre C et D : Tout le R22 étant condensé, le liquide continue à se refroidir au contact de l'air qui ventile le condenseur.

Point D : A la sortie du condenseur, il n'y a plus que du liquide R22. La pression est toujours d'environ 14 bar, mais la température du liquide a diminué jusqu'à environ 32°C.

Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 414.
Avec le R407C voir page 807.
Avec le R410A voir page 809.

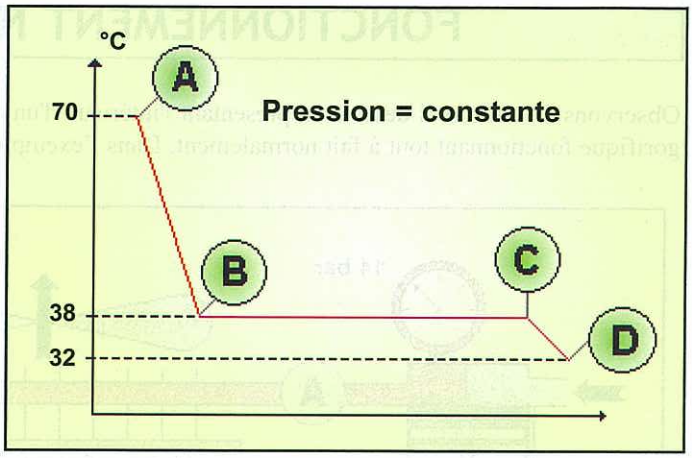
Nous pouvons représenter l'évolution du R22 dans le condenseur de la manière suivante :

De A à B : désurchauffe des vapeurs de 70 à 38°C (A-B est la zone de désurchauffe du condenseur)

Au point B, la première gouttelette de liquide apparaît.

De B à C : Condensation du R22 à 38 °C et 14 bar (B-C est la zone de condensation du condenseur)

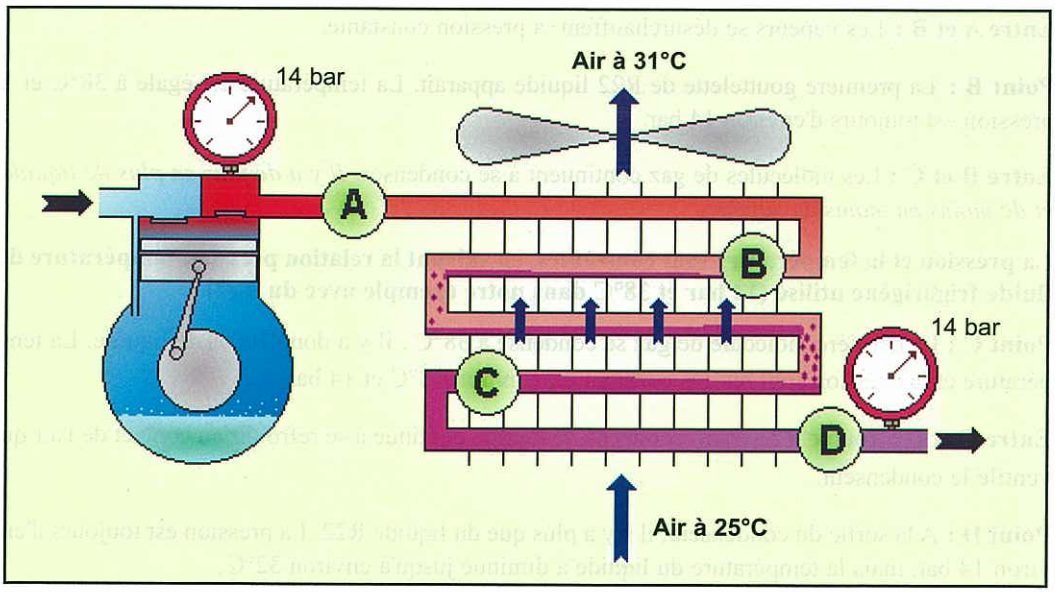
Au point C, la dernière molécule de vapeur se condense.



De C à D : Sous refroidissement du liquide R22 de 38 à 32°C (C-D est la zone de sous refroidissement du condenseur)

Pendant tout ce temps, la pression est restée constante à la valeur lue au manomètre HP (dans l'exemple 14 bar).

Regardons maintenant ce qui se passe coté air :



L'air extérieur qui arrive sur le condenseur à 25°C se réchauffe, par exemple jusqu'à 31°C, en absorbant la chaleur dégagée par le fluide frigorigène.

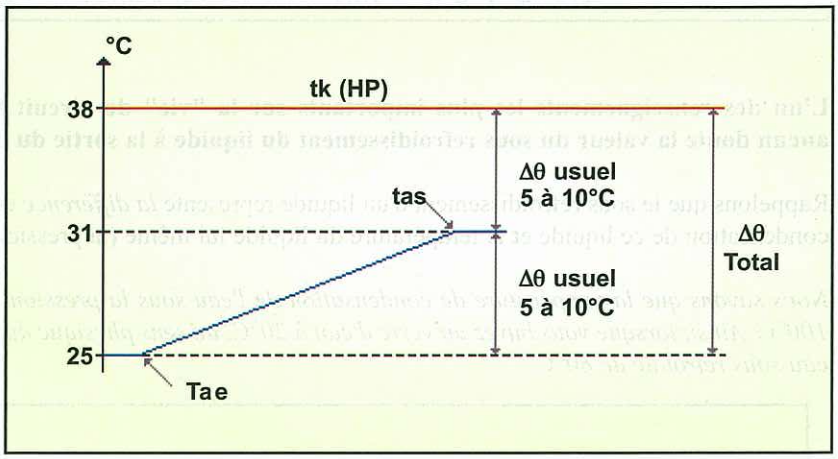
Nous pouvons représenter l'évolution de l'air sur le condenseur et la température de condensation résultante sur le graphe suivant :

tae : température de l'air à l'entrée du condenseur.

tas : température de l'air à la sortie du condenseur.

tk : température de condensation, lue au manomètre HP.

Δθ : (*lire delta téta*) représente la différence entre 2 températures.



On rencontre généralement sur les condenseurs à air un Δθ sur l'air (tas - tae) de l'ordre de 5 à 10°C (6°C dans l'exemple ci dessus).

De même, le Δθ entre la température de condensation et la température de l'air à la sortie du condenseur est de l'ordre lui aussi de 5 à 10°C (7°C dans l'exemple ci-dessus).

C'est dire que le Δθ total (tk - tae) peut être compris entre 10 et 20°C (il se situe généralement autour de 15°C, et vaut 13°C dans l'exemple ci dessus).

Cette notion de Δθ total est très importante car pour un condenseur donné, il reste sensiblement constant.

En reprenant les valeurs de l'exemple ci-dessus, cela permet de dire que pour une température extérieure de 30°C (donc tae = 30°C), tk devrait être égal à :

$$tae + \Delta\theta \text{ total } = 30 + 13 = 43°C$$

ce qui représente une HP lue au manomètre d'environ 15,5 bar pour le R22, de 10,1 bar pour le R134a et de 18,5 bar pour le R404A.

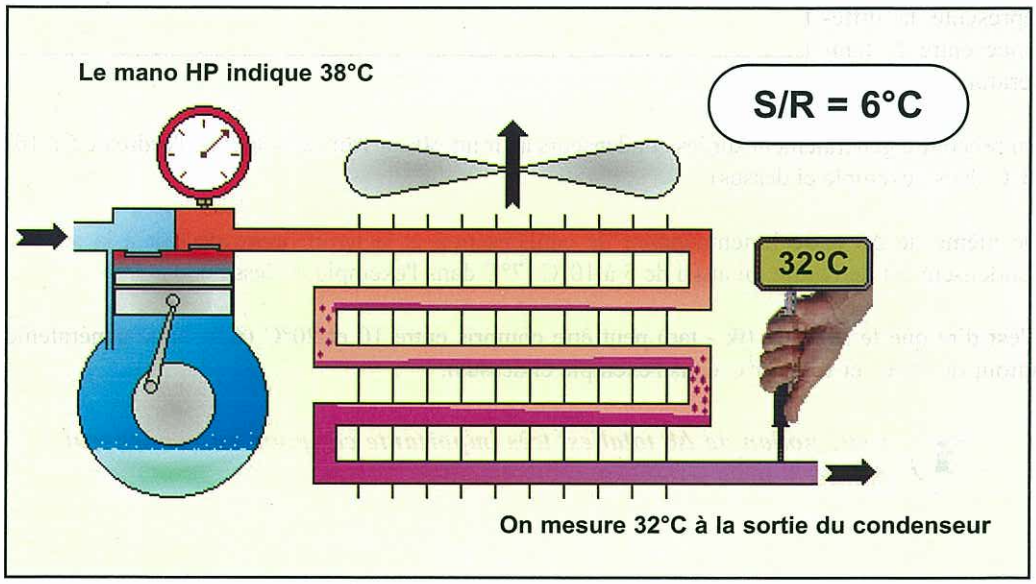
Notez que ces valeurs usuelles de Δθ sur les condenseurs à air sont valables aussi bien en froid commercial qu'en climatisation.

CONDENSEUR À AIR : LE SOUS REFROIDISSEMENT

L'un des renseignements les plus importants sur la "vie" du circuit frigorifique est sans aucun doute la valeur du sous refroidissement du liquide à la sortie du condenseur.

Rappelons que le sous refroidissement d'un liquide représente *la différence* entre la température de condensation de ce liquide et la température du liquide lui même (la pression étant constante).

Nous savons que la température de condensation de l'eau sous la pression atmosphérique est de 100°C. Ainsi, lorsque vous buvez un verre d'eau à 20°C, au sens physique du terme vous buvez une eau sous refroidie de 80°C !



Sur un condenseur, le sous refroidissement représente la différence entre la température de condensation (lue au manomètre HP), et la température de la ligne liquide mesurée au départ du condenseur (ou de la bouteille liquide).

Dans l'exemple ci dessus, le S/R = 38 - 32 = 6°C

On rencontre généralement, sur les condenseurs à air, une valeur normale du sous refroidissement comprise entre 4 et 7°C.

Lorsque la valeur du sous refroidissement sort de cette plage de température usuelle, c'est souvent l'indice qu'une anomalie de fonctionnement est en cours.

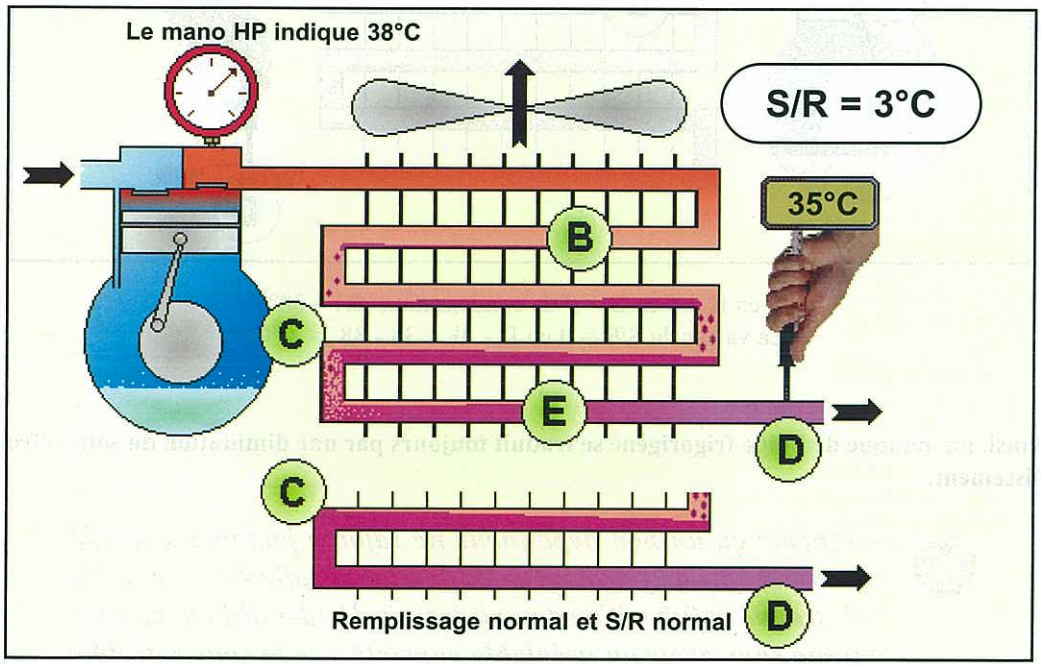
C'est pourquoi nous allons maintenant analyser les différents cas de sous refroidissement anormaux.

ANALYSE : SOUS REFROIDISSEMENT ANORMAL

Un des plus gros problèmes du dépanneur, c'est qu'il ne peut pas voir au travers des tuyauteries ce qui se passe à l'intérieur du circuit frigorifique. **Pourtant, la mesure du sous refroidissement peut permettre d'avoir une "vue" relativement précise de l'intérieur du condenseur.**

Rappelons que la plupart des constructeurs dimensionnent leurs condenseurs à air de sorte à obtenir un sous refroidissement de l'ordre de 4 à 7°C.

A) Sous refroidissement trop faible (en général, inférieur à 4°C)



θ en B = θ en C = θ en E = θ de condensation (tk) = 38°C
Si on mesure θ en D = 35°C, le sous refroidissement = 3°C

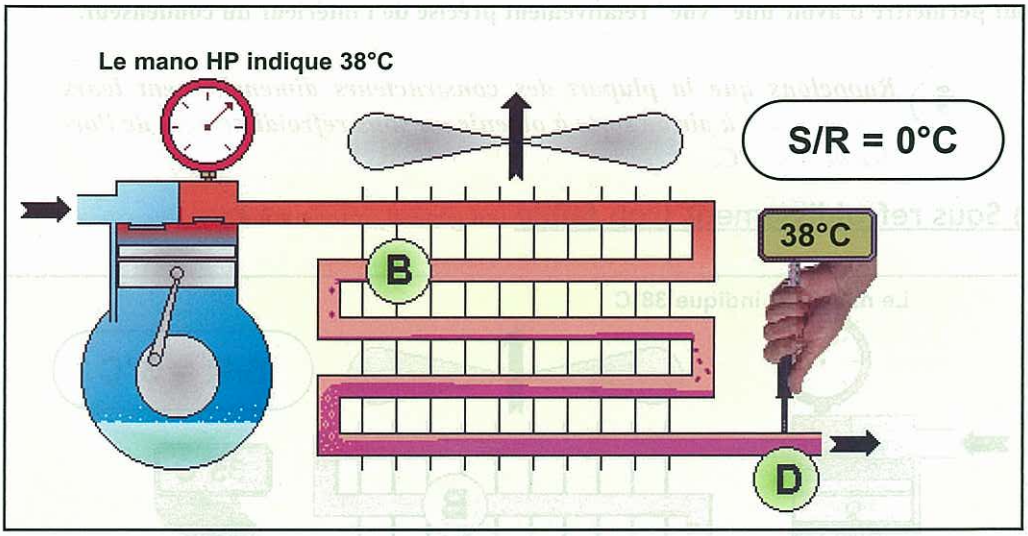
Explication : Quand le circuit frigorifique fonctionne normalement, la dernière molécule de gaz se condense au point C. ***Ensuite, le liquide continue à se refroidir et c'est la longueur de la tuyauterie C-D, uniquement remplie de liquide, qui permet d'assurer un sous refroidissement normal (par exemple 6°C).***

Si, à cause d'un manque de fluide frigorigène dans le condenseur, il n'y a du liquide que dans la petite portion de tuyauterie E-D, ***la longueur de tube servant à assurer le sous refroidissement est beaucoup plus courte.***

Le dépanneur mesurera donc une valeur du sous refroidissement obligatoirement plus faible que la normale (dans l'exemple ci-dessus, S/R = 3°C).

Bien sûr, moins il y aura de liquide dans l'installation, moins il y en aura dans le bas du condenseur et plus le sous refroidissement sera faible.

A la limite, s'il y a un manque important de fluide frigorigène dans le circuit, c'est un mélange liquide/vapeurs qui sort du condenseur, à la température de condensation, et le sous refroidissement est alors de 0°C.



θ en B = θ en D = θ de condensation (tk) = 38°C
La valeur du S/R = θ en D - tk = 38 - 38 = 0°C

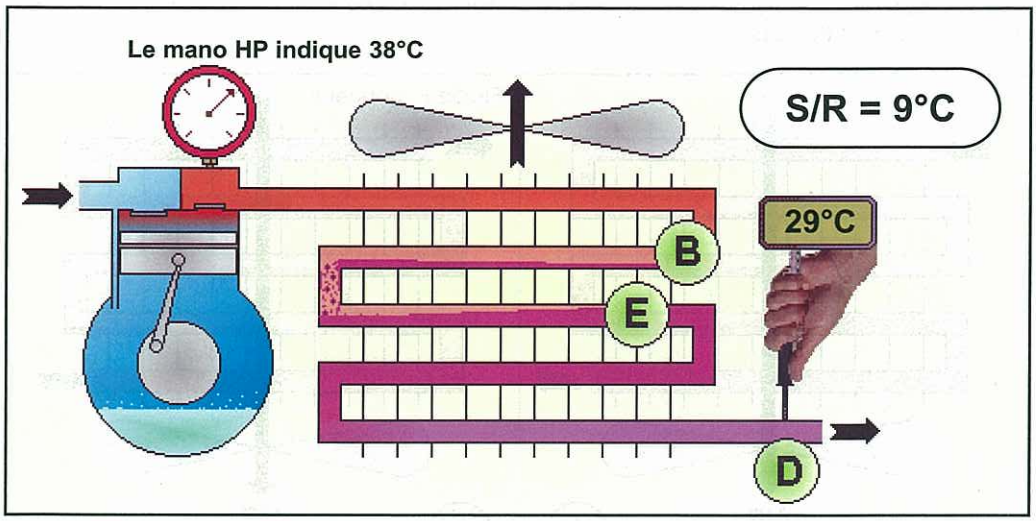
Ainsi, un manque de fluide frigorigène se traduit toujours par une diminution du sous refroidissement.

De même qu'un bon dépanneur ne rajoute jamais inconsidérément du fluide frigorigène dans une installation avant d'avoir trouvé la fuite, il ne devrait jamais décider d'un appoint de charge sans avoir au préalable constaté que le sous refroidissement est anormalement faible !

Notons qu'au fur et à mesure qu'on rajoute du fluide frigorigène dans un circuit, le niveau du liquide monte dans le bas du condenseur en provoquant une augmentation du sous refroidissement.

Cela nous amène tout naturellement au phénomène inverse, c'est à dire un sous refroidissement trop important...

B) Sous refroidissement trop grand (en général, supérieur à 7°C)



θ en B = θ en E = θ de condensation (tk) = 38°C
θ en D = 29°C, donc le S/R = 38 - 29 = 9°C

Explication : Nous avons vu précédemment pourquoi un manque de fluide frigorigène provoque une diminution du sous refroidissement. A l'inverse, un excès de fluide frigorigène va abondamment remplir le bas du condenseur.

Le tronçon de tuyauterie E-D entièrement remplit de liquide étant plus long que la normale, le fluide frigorigène liquide restera plus longtemps en contact avec l'air frais qui ventile le condenseur et la valeur du sous refroidissement sera donc plus importante (dans l'exemple ci-dessus, le S/R = 9°C)

En résumé, la mesure du sous refroidissement est essentielle pour émettre un diagnostic sur le fonctionnement d'une installation frigorifique classique.

Lors de l'analyse détaillée des pannes courantes, nous verrons donc à chaque fois comment interpréter à coup sûr sa valeur.

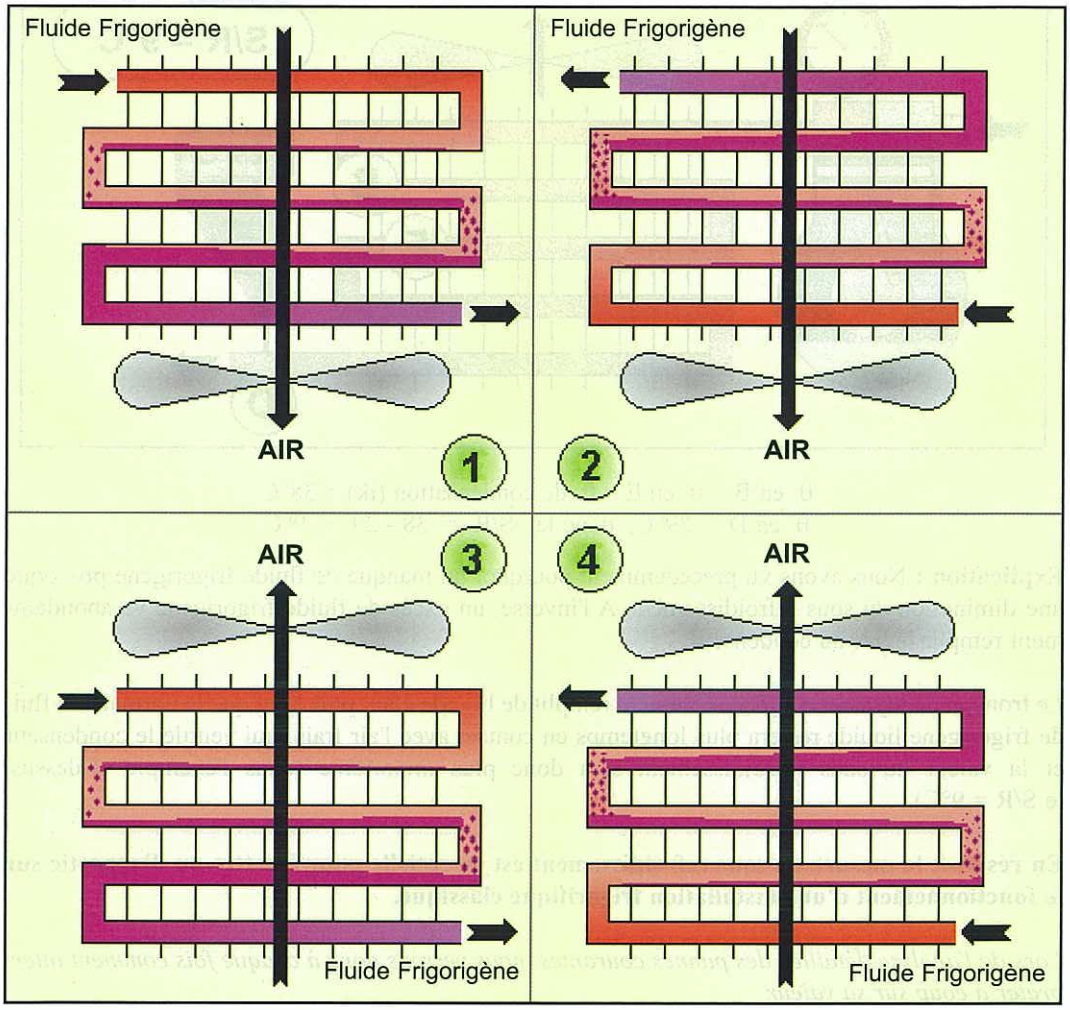
Un S/R trop petit (inférieur à 4°C) indique un manque de fluide dans le condenseur. Un S/R trop grand (supérieur à 7°C) indique un excès de fluide dans le condenseur à air.

Remarques sur l'interprétation du sous refroidissement :

S'il y a un détendeur thermostatique mais pas de bouteille liquide, voir page 76.
S'il y a un détendeur pressostatique (ou automatique), voir page 311.
S'il y a un détendeur capillaire, voir page 317.
S'il y a un condenseur à eau, voir page 470 à 490.
Pour les fluides frigorigènes à fort glissement, voir page 414.
Pour le R407C, voir page 807.
Pour le R410A, voir page 809.

CONDENSEUR À AIR : EXERCICE

Parmi les 4 possibilités représentées ci-dessous d'installer un condenseur à air, laquelle est selon vous la meilleure ? Pourquoi ?



Solution de l'exercice :

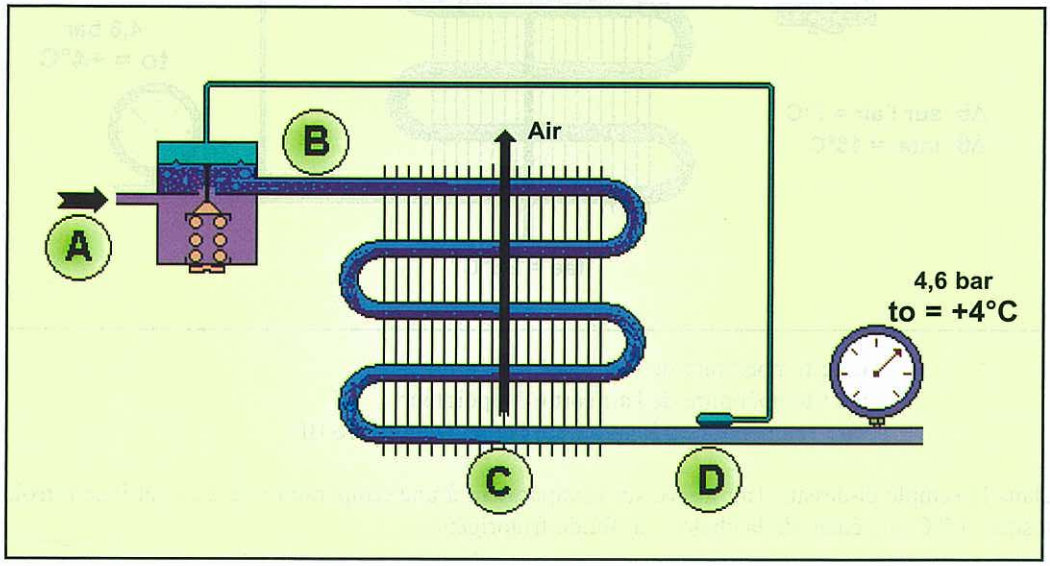
Le liquide s'écoulant par gravité vers le bas du condenseur, l'entrée des gaz se fait *obligatoirement* par le haut. Les hypothèses 2 et 4 sont donc farfelues puisque la ligne liquide ne pourrait alors aspirer que des vapeurs.

La différence entre les cas 1 et 3 repose essentiellement sur la température de l'air qui balaye la zone de sous refroidissement. Dans le cas 1, c'est de l'air déjà réchauffé (puisqu'il vient de traverser le condenseur), qui assure le sous refroidissement. L'air étant plus frais dans le cas 3, c'est lui qui assurera le meilleur sous refroidissement, et donc le meilleur rendement frigorifique, d'autant plus que le fluide frigorigène et l'air sont dans ce cas à contre-courant, ce qui optimise encore l'échange.

Pensez-y si vous hésitez un jour sur le sens de passage de l'air (ou de l'eau) sur un condenseur.

ÉVAPORATEUR À DÉTENTE DIRECTE : FONCTIONNEMENT NORMAL

Le schéma ci-dessous représente un évaporateur à détente directe utilisé sur un circuit frigorifique de climatisation fonctionnant tout à fait normalement, les pressions et les températures étant indicatives. Dans l'exemple, il s'agit de R22.



Point A : Le liquide R22, à une pression de 14 bar et sous refroidi à environ 32°C, arrive au détendeur thermostatique (dans un souci de simplification, le détendeur utilisé est à égalisation interne).

Point B : Le liquide s'est détendu au passage de l'orifice calibré du détendeur. La pression a chuté à environ 4,6 bar. Une partie du liquide s'est vaporisée afin de refroidir l'ensemble du mélange liquide/vapeurs à environ 4°C. Au point B, il y a un mélange d'environ 15% de vapeurs et 85% de liquide, à une pression de 4,6 bar et une température de 4°C.

Entre B et C : Le mélange liquide/vapeurs avance dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur. Il y a de plus en plus de vapeurs et de moins en moins de liquide. La pression et la température sont constantes à 4,6 bar et 4°C, selon la relation pression température du fluide frigorigène utilisé.

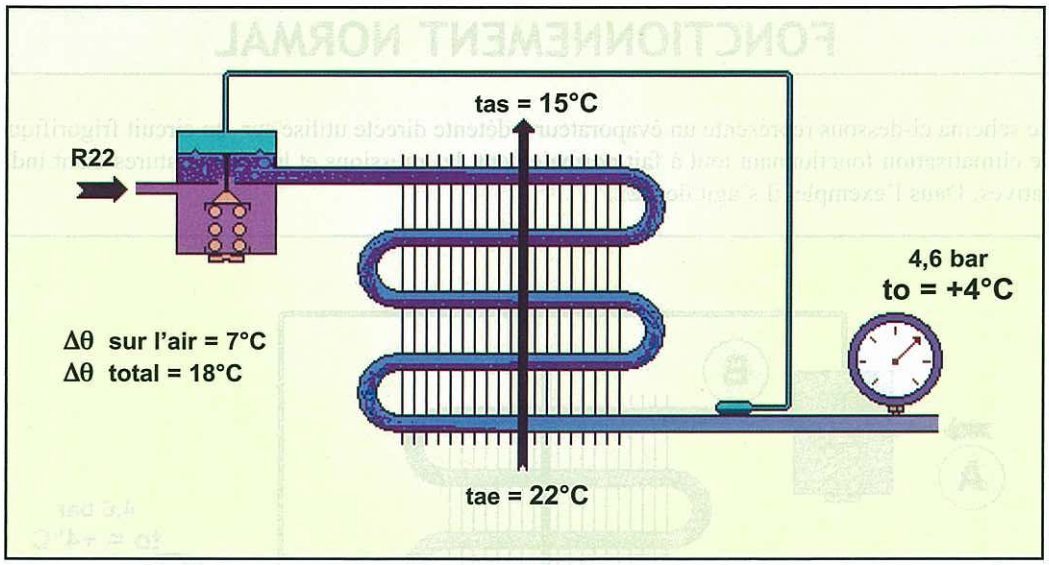
Point C : La dernière molécule de liquide se vaporise à 4,6 bar et 4°C. Il y a donc à ce point 100% de vapeurs à 4°C.

Entre C et D : Les vapeurs étant toujours en contact avec l'air à refroidir, leur température augmente au fur et à mesure de la traversée du tube C-D. La pression est toujours de 4,6 bar mais la température augmente.

Point D : La température au bulbe du détendeur est par exemple de 11°C. Les vapeurs se sont donc surchauffées de 7°C entre C et D.

Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 413.
Avec le R407C voir page 806.
Avec le R410A voir page 808.

Regardons maintenant ce qui se passe coté air :



tae : température de l'air entrée évaporateur
tas : température de l'air sortie évaporateur
to : température d'évaporation lue au manomètre BP

Dans l'exemple ci-dessus, l'air arrive sur l'évaporateur à une température de 22°C et il se refroidi jusqu'à 15°C en cédant de la chaleur au fluide frigorigène :

Le Δθ sur l'air = tae - tas = 22 - 15 = 7°C

De plus, la pression d'évaporation est de 4,6 bar, ce qui équivaut pour le R22 à une température d'évaporation de 4°C.

Le Δθ total = tae - to = 22 - 4 = 18°C

Il est difficile de fixer des valeurs usuelles de Δθ, à cause des problèmes liés à la déshumidification (en climatisation) ou au givrage (en froid commercial).

Cependant, pour les applications courantes, on rencontre généralement sur les évaporateurs refroidisseurs d'air :

En climatisation : Un Δθ sur l'air (tae - tas) de 6 à 10°C et un Δθ total (tae - to) de 16 à 20°C

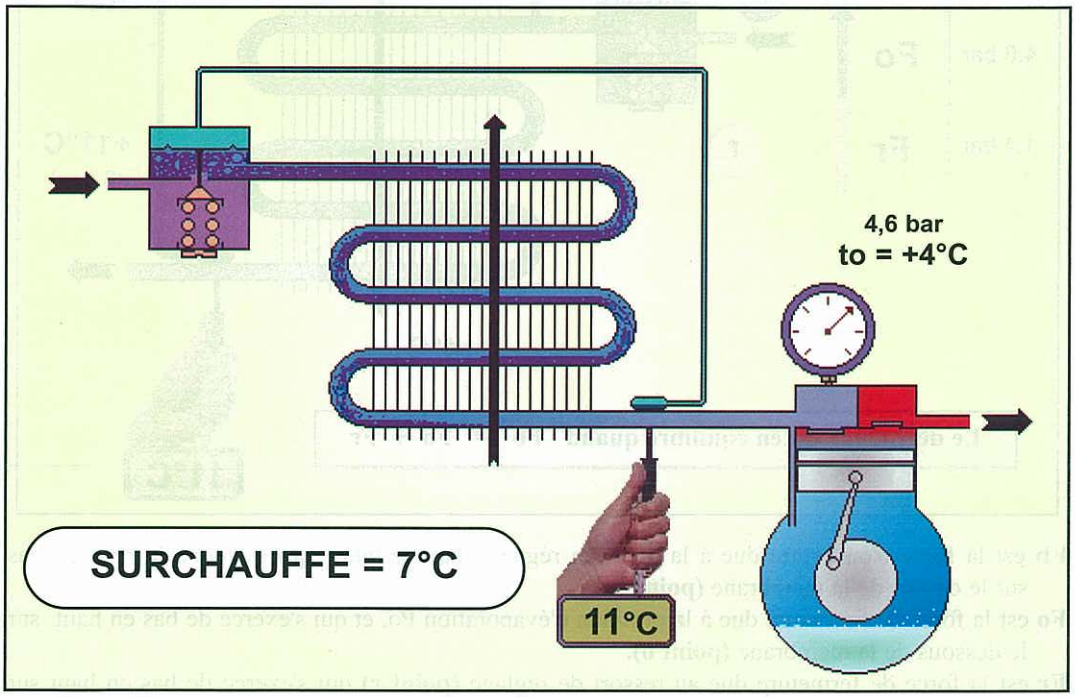
En froid commercial : Un Δθ sur l'air de 3 à 5°C et un Δθ total de 6 à 10°C

Pour les refroidisseurs de liquide, voir page 586 à 591.

ÉVAPORATEUR À DÉTENTE DIRECTE : LA SURCHAUFFE

L'un des renseignements les plus importants sur la "vie" du circuit frigorifique est sans aucun doute la valeur de la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur.

Rappelons que la surchauffe d'une vapeur représente la différence entre la température de cette vapeur et la température d'évaporation du fluide qui lui a donné naissance, la pression étant constante.



Sur un évaporateur, la surchauffe représente la différence entre la température mesurée au bulbe du détendeur, et la température d'évaporation lue au manomètre BP (dans la plupart des cas, la perte de charge de la tuyauterie d'aspiration est négligeable).

Dans l'exemple ci dessus, la surchauffe = 11 - 4 = 7°C

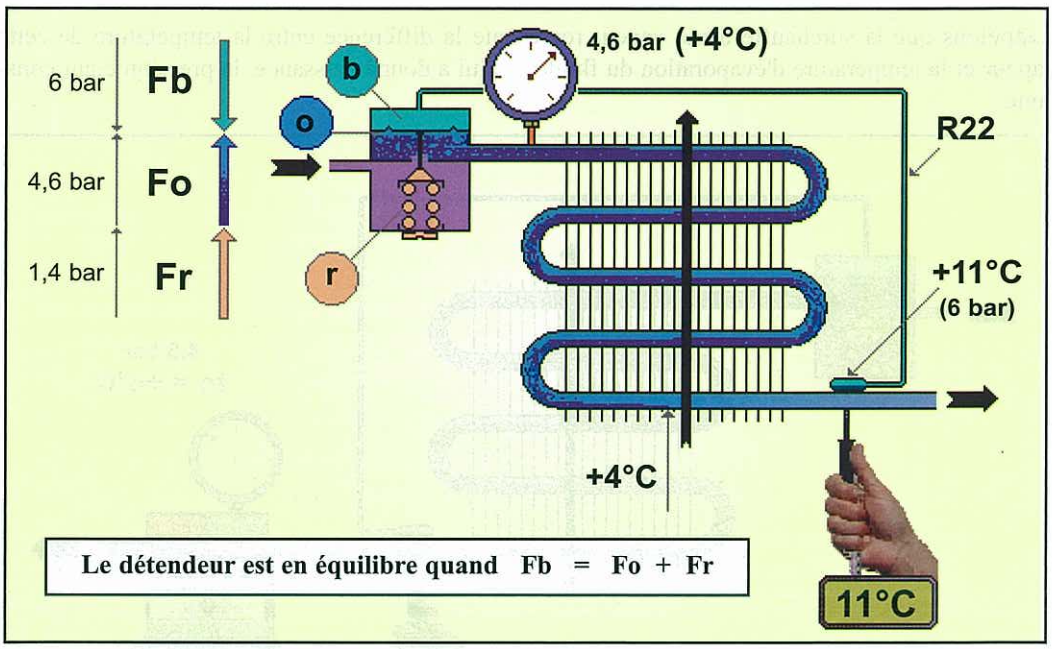
On rencontre généralement sur les évaporateurs à détente directe une valeur de la surchauffe comprise entre 5 et 8°C.

Si un dépanneur constate une surchauffe qui sort de cette plage, il aura l'indice qu'une anomalie de fonctionnement est en cours.

Pour les fluides à fort glissement voir page 413.
Avec le R407C voir page 806.
Avec le R410A voir page 808.

FONCTIONNEMENT DU DÉTENDEUR THERMOSTATIQUE

Regardons le schéma ci dessous montrant un évaporateur à détente directe alimenté par un détendeur thermostatique à égalisation interne :



Fb est la force d'ouverture due à la pression régnant dans le bulbe qui s'exerce de haut en bas sur le dessus de la membrane **(point b).**

Fo est la force de fermeture due à la pression d'évaporation Po, et qui s'exerce de bas en haut sur le dessous de la membrane **(point o).**

Fr est la force de fermeture due au ressort de réglage **(point r)** qui s'exerce de bas en haut sur le pointeau du détendeur.

Si Po = 4,6 bar et que le ressort de réglage exerce une pression de 1,4 bar, ces 2 pressions s'additionnent pour exercer une pression de fermeture de 6 bar. Le détendeur ne pourra donc commencer à ouvrir que lorsque la pression d'ouverture due au bulbe sera légèrement supérieure à 6 bar, c'est à dire lorsque la température du R22 contenu dans le bulbe atteindra 11°C.

*Si la température du bulbe devient supérieure à 11°C, la pression d'ouverture **Fb** dépasse 6 bar et le détendeur ouvre. Si la température du bulbe s'abaisse en dessous de 11°C, la pression d'ouverture **Fb** devient inférieure à 6 bar et le détendeur ferme.*

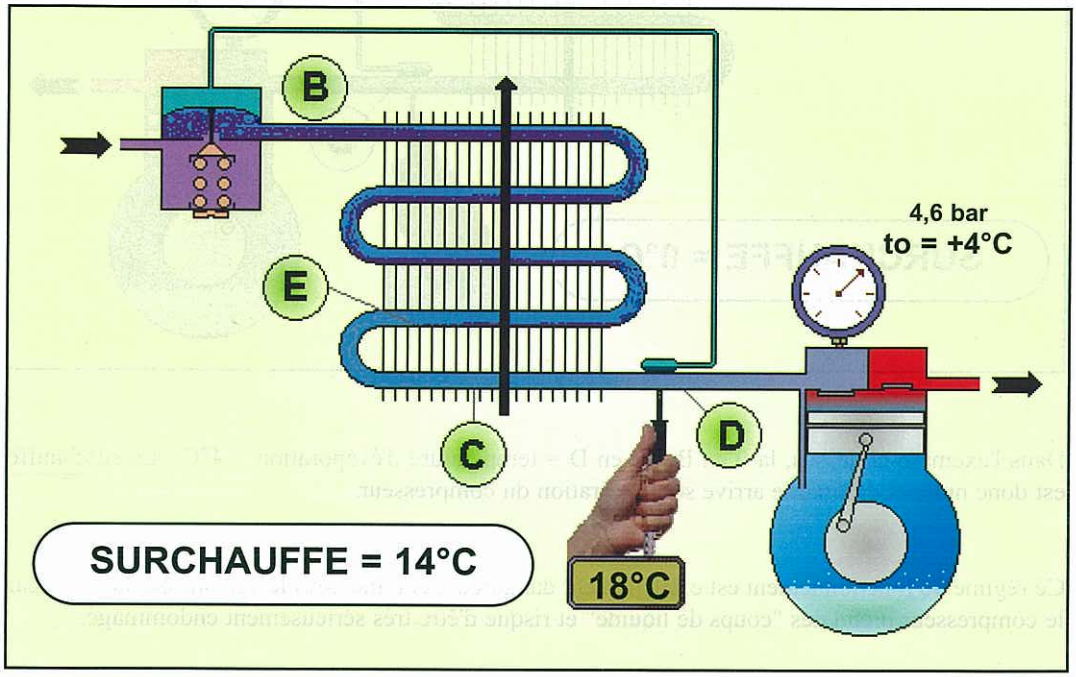
Ainsi la pression de 1,4 bar exercée par le ressort de réglage permet de maintenir en permanence un écart de 7°C entre la température d'évaporation et la température du bulbe. Si on modifie la pression exercée par ce ressort, on modifie également la surchauffe. C'est ainsi qu'en cas de besoin, on pourra régler le détendeur.

Pour une étude plus complète, voir : Les détendeurs thermostatiques, page 285.

ANALYSE : SURCHAUFFE ANORMALE

Rappelons que, sur une installation bien calculée et réalisée, l'équilibre des puissances respectives du détendeur et de l'évaporateur s'obtient pour un réglage de la surchauffe de l'ordre de 5 à 8°C, aussi bien en climatisation qu'en froid commercial.

A) Surchauffe trop importante (en général, supérieure à 8°C).



θ en B = θ en E = température d'évaporation = 4°C
Si on mesure θ en D = 18°C, la surchauffe = 14°C

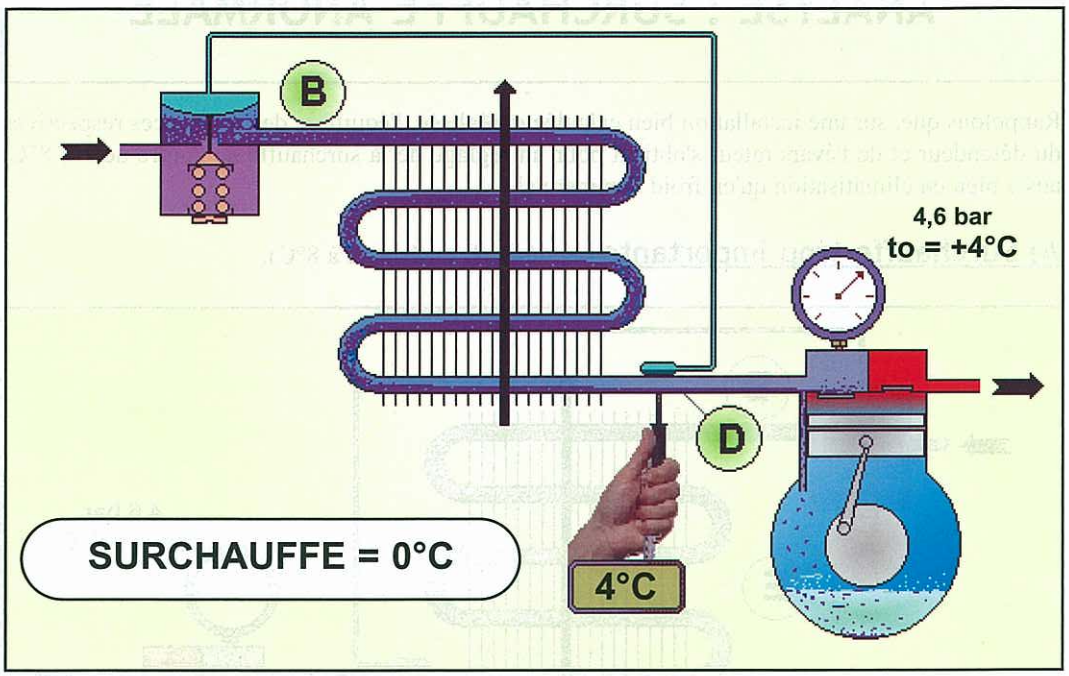
Explication : Quand le circuit frigorifique fonctionne normalement, la dernière molécule de liquide se vaporise au point C. Ensuite, les vapeurs continuent à se réchauffer en parcourant la tuyauterie C-D.

C'est cette longueur de tuyauterie C-D, uniquement remplie de vapeurs, qui permet d'assurer une surchauffe normale (par exemple 7°C).

A cause d'un manque de fluide frigorigène dans l'évaporateur, si la dernière molécule de liquide se vaporise en E (donc beaucoup plus tôt), la longueur de tuyauterie permettant d'assurer la surchauffe des vapeurs est beaucoup plus longue (dans l'exemple, c'est la longueur E-D), ce qui entraîne une valeur de la surchauffe plus importante.

PL

B) surchauffe trop faible (en général, inférieure à 5°C)



Dans l'exemple ci-dessus, la θ en B = θ en D = température d'évaporation = 4°C. La surchauffe est donc nulle et du liquide arrive sur l'aspiration du compresseur.

Ce régime de fonctionnement est extrêmement dangereux, comme nous le verrons par la suite, car le compresseur prend des "coups de liquide" et risque d'être très sérieusement endommagé.

Remarque importante : Il arrive malheureusement trop souvent que des dépanneurs, plus où moins expérimentés, ouvrent et ferment des détendeurs à tort et à travers, sans savoir exactement pourquoi.

La pratique montre pourtant qu'après une modification du réglage d'un détendeur thermostatique, il faut parfois plus de 20 mn pour que l'installation se stabilise de nouveau.

Sur une installation fonctionnant normalement, s'il est exact que la BP augmente quand on ouvre le détendeur, ***Il semble néanmoins utile de rappeler que le rôle d'un détendeur n'est pas de régler la BP***, mais d'assurer un remplissage optimal de l'évaporateur, quelles que soient les charges thermiques, en assurant une surchauffe constante des vapeurs aspirées.

INFLUENCE DE LA SURCHAUFFE SUR LA PUISSANCE FRIGORIFIQUE

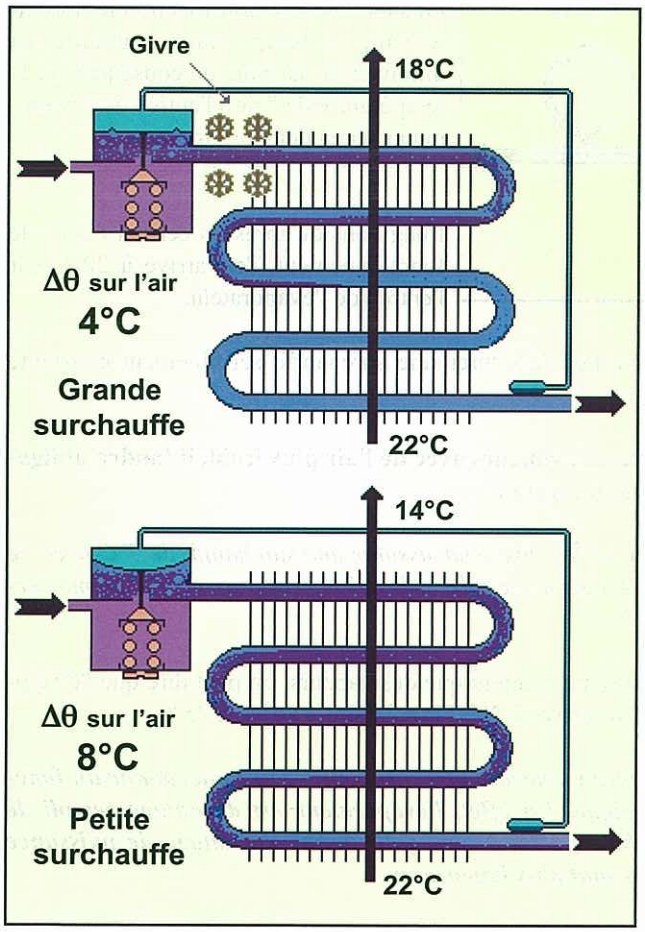
Rappelons qu'à un moment donné, la puissance frigorifique dépend de la quantité de liquide contenue dans l'évaporateur.

En effet, si 1 kg de R22 liquide peut absorber 50 W (valeur moyenne en climatisation), et qu'un évaporateur contient 10 kg de R22 liquide, il pourra absorber 10 fois plus, soit 500 W.

En conséquence, plus il y a de liquide dans l'évaporateur, plus la puissance frigorifique augmente.

Pour optimiser la puissance frigorifique, on a donc intérêt à remplir l'évaporateur avec un maximum de liquide.

Toutefois, attendu qu'il n'y a pas de liquide dans la zone de surchauffe, cela revient à dire qu'il faut que la surchauffe soit la plus faible possible, sans toutefois risquer des coups de liquide au compresseur.



Si la surchauffe est trop grande, le détendeur est très fermé et laisse passer peu de liquide.

L'évaporateur contenant peu de liquide, la puissance frigorifique est faible, et le Δθ sur l'air est plutôt petit.

La BP est faible et on givre anormalement à la sortie du détendeur.

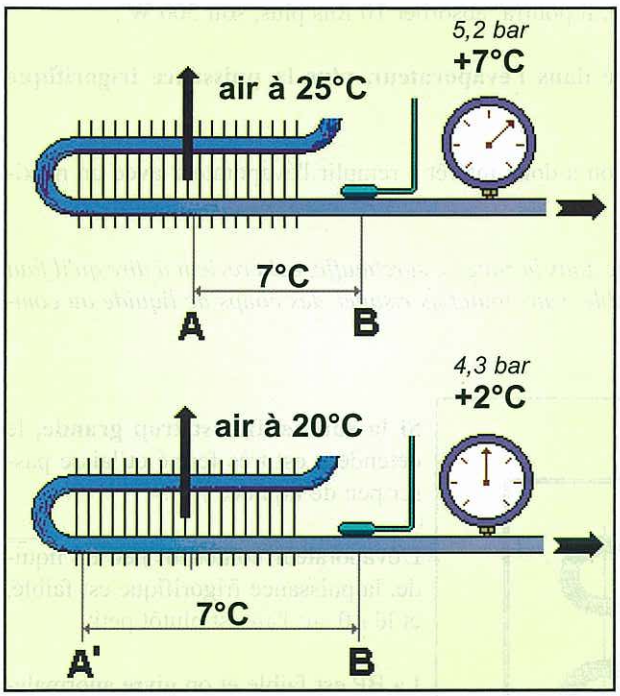
Si la surchauffe est trop petite, le détendeur est trop ouvert et laisse passer beaucoup trop de liquide.

Comme l'évaporateur contient beaucoup de liquide, la puissance frigorifique est bonne et le Δθ sur l'air semble normal, mais le compresseur prend des coups de liquide meurtriers.

Un bon réglage de la surchauffe doit savoir trouver le juste compromis entre ces 2 extrêmes.

INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE DE L'AIR

Le schéma ci-dessous représente la zone de surchauffe d'un évaporateur à détente directe utilisé en climatisation. **L'installation fonctionne parfaitement avec un détendeur thermostatique réglé pour assurer une surchauffe de 7°C.**



Quand l'air arrive à 25°C sur l'entrée de l'évaporateur, c'est la longueur de tuyauterie A-B qui permet d'assurer la surchauffe de 7°C.

La BP est alors de 5,2 bar (soit une température d'évaporation de 7°C avec du R22), ce qui équivaut à un $\Delta\theta$ total (θ d'entrée d'air - θ d'évaporation) de 18°C, valeur tout à fait correcte en climatisation.

Puisque l'installation fonctionne normalement, la température ambiante va diminuer et par voie de conséquence, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur va également diminuer.

Imaginons qu'après un certain temps de fonctionnement, l'air arrive à 20°C sur l'entrée de l'évaporateur.

Le détendeur étant bien réglé, il va continuer d'assurer une surchauffe sensiblement constante de 7°C.

Mais, pour assurer la même surchauffe aux vapeurs avec de l'air plus froid, il faudra obligatoirement une longueur de tube plus importante !

C'est pourquoi la longueur de tube A'-B, nécessaire pour assurer une surchauffe de 7°C avec de l'air à 20°C, est plus importante que la longueur de tube A-B qui servait à assurer la même surchauffe de 7°C quand l'air était à 25°C !

Comme la tuyauterie assurant la surchauffe ne contient que des vapeurs, on peut dire que l'évaporateur contient moins de liquide quand l'air arrive à 20°C que lorsqu'il arrive à 25°C.

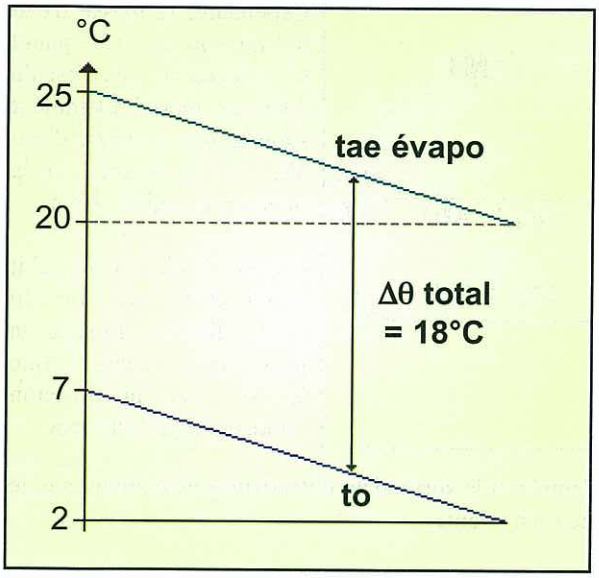
A NOTER : ***le détendeur thermostatique, en assurant une surchauffe constante, donne un fonctionnement bigrement logique. En effet, l'évaporateur est davantage rempli de liquide quand l'air est chaud, c'est à dire qu'il donne davantage de puissance quand les besoins en froid sont plus importants.***

Quand l'air est plus froid, comme il y a moins de liquide dans l'évaporateur, c'est obligatoirement que le détendeur thermostatique a fermé puisque c'est précisément lui qui règle le remplissage en liquide de cet évaporateur.

Bien sûr, quand le détendeur se ferme, la BP diminue.

En conclusion, quand la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur diminue, le détendeur étrangle pour conserver la même surchauffe, ce qui provoque une réduction de la BP.

Regardons comment évolue la BP quand les charges thermiques diminuent :



On constate que plus la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur (tae) diminue, plus le détendeur ferme pour conserver la même surchauffe, et plus la température d'évaporation (to) diminue

Il est surtout très intéressant de remarquer que le Δθ total reste sensiblement constant (si la HP ne varie pas, donc si elle est correctement régulée).

EXERCICE :

Après la mise en route d'une armoire de climatisation, on constate que la température d'évaporation to = 2°C pour une température ambiante de 22°C.

A quelle température minimum le thermostat d'ambiance devrait-il couper le compresseur ?

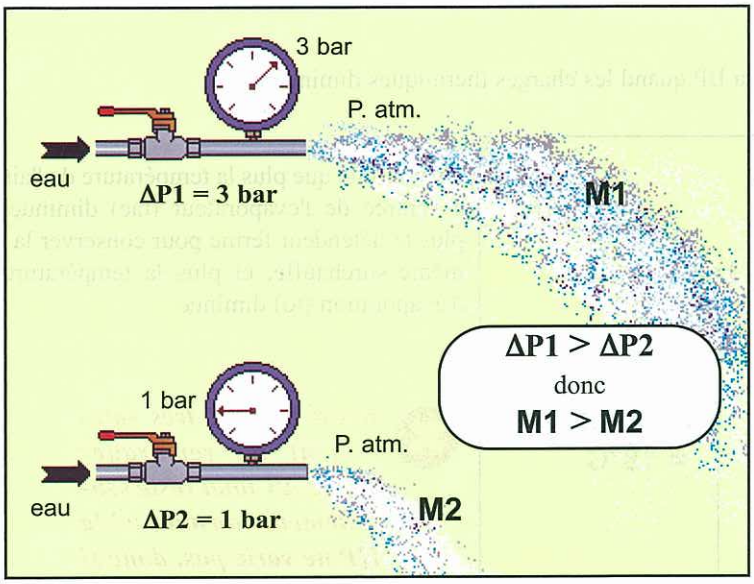
Solution de l'exercice :

Sur cette armoire, le Δθ total est de 22 - 2 = 20°C (ce qui représente une limite supérieure). Quand la température ambiante sera à 20°C, on évaporera donc à 0°C, et l'on risque alors de commencer à givrer l'évaporateur, avec les ennuis qui en découlent sur une armoire de climatisation.

Le thermostat d'ambiance devrait donc être réglé afin de couper le compresseur quand la température ambiante atteindra au minimum 20°C.

CAPACITÉ D'UN DÉTENDEUR THERMOSTATIQUE

Regardons la figure ci-dessous, illustrant le débit masse d'eau qui sort d'un tuyau d'arrosage débitant à l'air libre, en fonction de la pression de l'eau d'alimentation :



Dans les 2 cas le tuyau débite à l'air libre, donc à la pression atmosphérique.

Cependant, la masse d'eau M1 qui sort du tuyau quand la pression de l'eau est de 3 bar est bien évidemment supérieure à la masse d'eau M2 qui en sortirait si la pression chutait à 1 bar.

On en déduit que le débit masse d'eau qui sort du tuyau diminue lorsque la pression de l'eau (donc le ΔP avec la pression atmosphérique) diminue.

Pour les mêmes raisons, quand le ΔP entre l'entrée et la sortie d'un détendeur donné augmente, le débit masse de liquide qui traverse ce détendeur augmente.

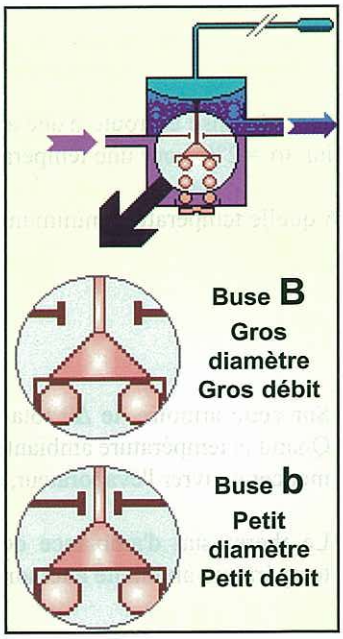
Mais plus le débit masse de fluide augmente au travers du détendeur, plus la capacité du détendeur à fournir de la puissance augmente également.

Ne confondons pas la capacité du détendeur avec la puissance frigorifique effectivement absorbée à l'évaporateur.

La capacité représente la puissance maximum qu'un détendeur est capable de fournir pour un ΔP donné (le détendeur étant ouvert à fond). **La capacité dépend donc en particulier du diamètre de la buse installée à l'intérieur du détendeur.**

La buse **B** ayant un plus gros diamètre que la buse **b** elle permettra, **pour le même ΔP**, un débit de liquide plus important. Le même détendeur, équipé de cette buse **B**, aura donc une capacité plus importante que s'il était équipé de la buse **b**.

Bien sûr, la capacité du détendeur doit être au moins égale à la puissance frigorifique de l'évaporateur (le détendeur doit être capable de laisser passer autant de liquide que l'évaporateur peut en vaporiser).



A titre d'exemple, regardons maintenant le tableau de sélection d'un détendeur thermostatique au R22 d'une puissance nominale de 1 Ton US (**1 Ton** = environ **3000 Fg/h** = environ **3,5 kW**).

Pour une buse donnée, la capacité du détendeur est indiquée en fonction de la température d'évaporation **(to)** et de la température de condensation **(tk)** :

Exemple de capacité pour un détendeur thermostatique
1 Ton nominale - buse n° 2 - fluide R22

tk ↓ to →	10°C (5,8 bar)	5°C (4,8 bar)	0°C (4 bar)
50°C (18,4 bar)	3,16 kW	3,26 kW	**3,32 kW** ①
40°C (14,4 bar)	2,78 kW	2,94 kW	3,07 kW
35°C (12,5 bar)	**2,53 kW** ③	2,72 kW	**2,88 kW** ②

Point 1 : Le détendeur a une capacité de 3,32 kW avec tk = 50°C et to = 0°C (donc avec un ΔP de 18,4 - 4 = 14,4 bar).
Point 2 : Le détendeur a une capacité de 2,88 kW avec tk = 35°C et to = 0°C (donc avec un ΔP de 12,5 - 4 = 8,5 bar).
Point 3 : Le détendeur a une capacité de 2,53 kW avec tk = 35°C et to = 10°C (donc avec un ΔP de 12,5 - 5,8 = 6,7 bar).

Ainsi, pour une température d'évaporation constante de 0°C, la capacité du détendeur chute de 3,32 à 2,88 kW quand le ΔP chute de 14,4 bar (point 1) à 8,5 bar (point 2), soit une chute d'environ 13 %.

De même, à la température de condensation constante de 35°C, la capacité du détendeur chute de 2,88 à 2,53 kW quand le ΔP chute de 8,5 bar (point 2) à 6,7 bar (point 3), soit une chute d'environ 12 %.

En conséquence, pour un même détendeur, la puissance fournie réellement dépend essentiellement du ΔP de fonctionnement.

En général, on trouve la référence du détendeur sur son train thermostatique. La plupart des constructeurs incluent dans cette référence la puissance nominale du détendeur qui donne une idée de *l'ordre de grandeur de sa capacité* (souvent en Ton US de réfrigération) pour des conditions de fonctionnement déterminées (par exemple +5 / +32°C avec un S/R de 4°C).

Ainsi, un détendeur DANFOSS TEX5-**3** a une puissance nominale de **3** Tons, un SPORLAN GFE**2**C de **2** Tons et un ALCO TIE**4**HW de **4** Tons.

Rappelons-nous que cette puissance nominale n'est qu'un ordre de grandeur indicatif et que seules, les pressions de fonctionnement et les tables de sélection du constructeur permettent de déterminer la capacité exacte d'un détendeur pour un diamètre de buse donné.

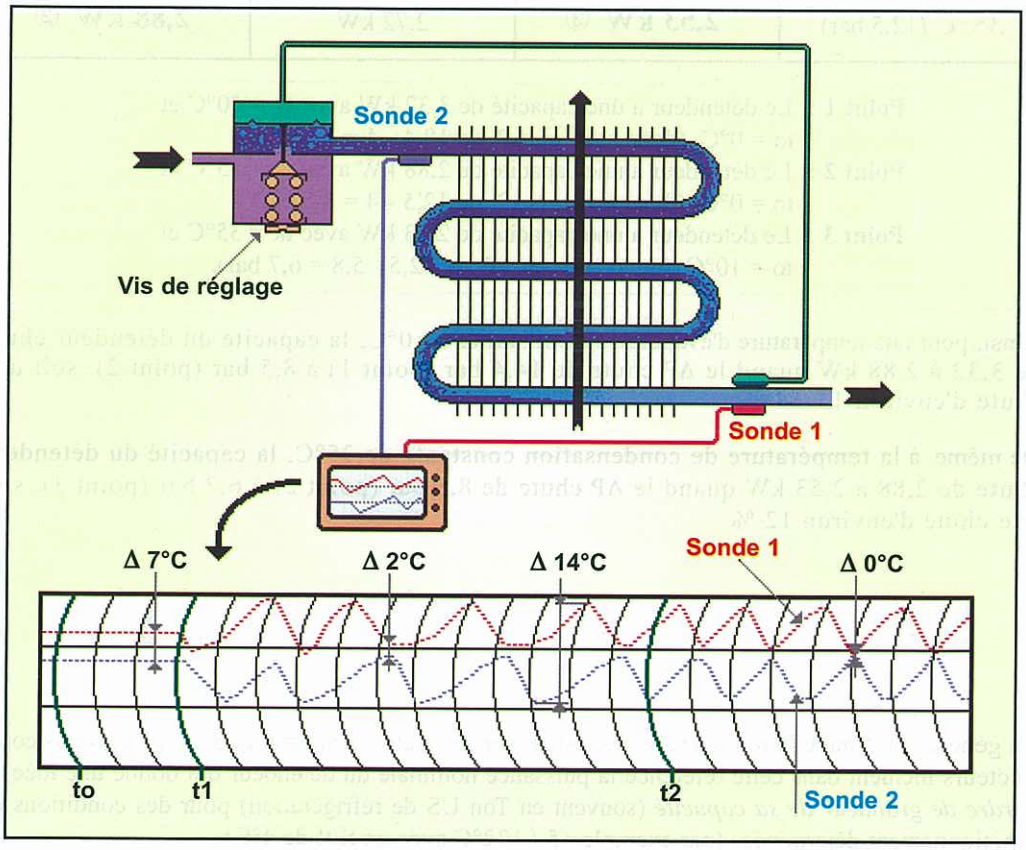
RÉFLEXIONS SUR LE POMPAGE DES DÉTENDEURS

Observons la figure ci dessous, représentant un évaporateur alimenté par un détendeur thermostatique. On installe un enregistreur de température à 2 voies qui mesure :

1) La température au bulbe du détendeur sur sa voie 1.
2) La température du mélange liquide/vapeur à la sortie du détendeur sur sa voie 2 (c'est donc la température d'évaporation).

L'écart de température entre ces 2 enregistrements nous indique donc en permanence la valeur de la surchauffe.

Observons l'enregistrement réalisé (le temps qui s'écoule entre 2 obliques verticales est de 1 minute).



Au temps to, le détendeur (très bien réglé) assure une surchauffe constante de 7°C. L'installation est parfaitement stable avec une valeur de la surchauffe tout à fait correcte.

Au temps t1, on ouvre volontairement le détendeur de 1 tour. On constate alors très rapidement que le détendeur se met à "pomper" avec une surchauffe variant entre 2 et 14°C.

En observant le manomètre BP, on constate qu'il pompe également en suivant sensiblement les variations de la courbe 2.

Au temps t2, on ouvre encore le détendeur de 1 tour.

Très vite, le rythme du pompage s'accélère. La surchauffe varie maintenant entre 12 et 0°C.

On sent distinctement, en posant la main sur la tuyauterie d'aspiration, des "coups de liquide" périodiques qui arrivent au compresseur, dont le carter devient anormalement frais. On peut constater une diminution importante de la température de refoulement et une mousse abondante peut souvent être observée au travers du voyant d'huile.

En fait, à chaque tour d'ouverture du détendeur, on a augmenté sa puissance.

Quand un détendeur pompe, c'est l'indice que sa puissance est plus importante que la puissance de l'évaporateur.

INCONVÉNIENTS DES POMPAGES :

Puisque la température d'évaporation pompe, le manomètre BP pompe continuellement lui aussi et par répercussion, **c'est toute l'installation qui pompe :**

- **La température de soufflage pompe** puisque la puissance frigorifique varie continuellement (rappelons que la puissance frigorifique varie comme le remplissage en liquide de l'évaporateur).
- **La HP pompe,** puisque la puissance frigorifique variant sans cesse, celle rejetée au condenseur varie également.
- **L'intensité absorbée par le compresseur pompe,** puisque la HP et la BP varient constamment...

On comprend facilement qu'il soit inconcevable de laisser une installation pomper de la sorte !

ATTENTION : A l'extrême, en ouvrant le détendeur d'un tour supplémentaire, le pompage s'arrêterait. La BP resterait stable, et les températures 1 et 2 s'égaliseraient à la même valeur.

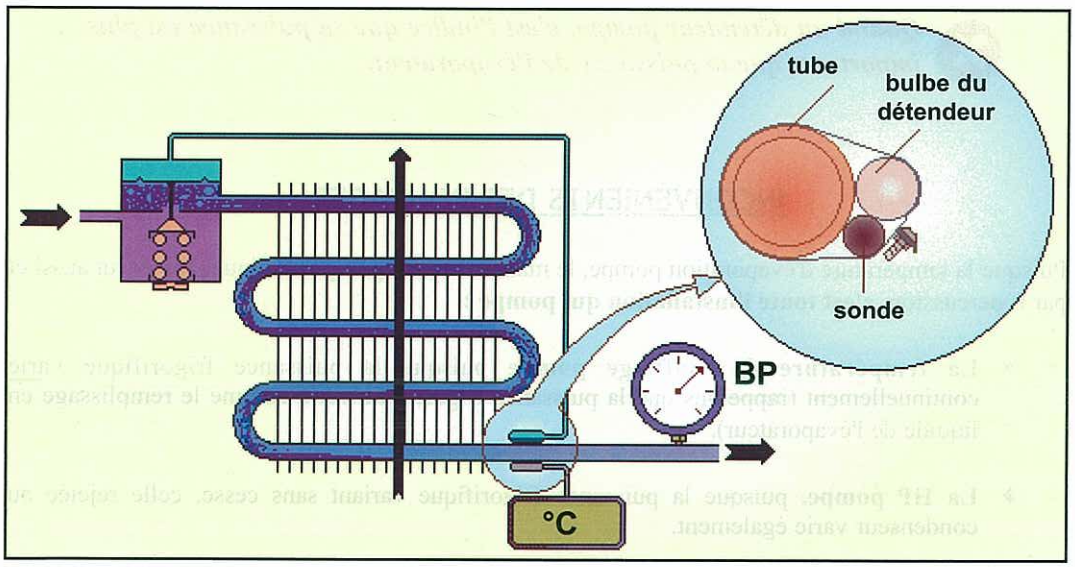
Le compresseur fonctionnerait alors en coups de liquide permanents (mais pour combien de temps, avant d'être très sérieusement endommagé ?)

DÉTENDEUR THERMOSTATIQUE : MÉTHODE DE RÉGLAGE

Beaucoup d'ouvrages et de notices techniques de constructeurs expliquent en long et en large la technologie des détendeurs, comment ils fonctionnent, comment les sélectionner et les installer.

La plupart expliquent que les détendeurs sont réglés en usine et qu'aucun réglage ultérieur n'est nécessaire dans la majorité des cas. *Cependant, si pour une raison quelconque une correction du réglage s'avère nécessaire, comment doit-on procéder ?*

Méthode préconisée : En plus des manomètres usuels, il faut disposer d'un thermomètre électronique dont on fixera la sonde sur le bulbe du détendeur.



Pour que le réglage soit stable dans le temps, **la température ambiante doit être proche de la température de coupure du compresseur :** un réglage paraissant stable à 25°C peut se mettre à pomper à 20°C ! *(Voir : influence de la température de l'air, page 30).*

Vouloir régler un détendeur avec une température ambiante trop élevée est aberrant !

La technique de réglage préconisée consiste d'abord à mettre **le détendeur à la limite du pompage.** En conséquence :

- **Si la surchauffe est stable** (pas de variations au thermomètre et au manomètre BP), ouvrir le détendeur jusqu'à obtention du pompage.
- **Si la surchauffe pompe** (pompage du thermomètre et du manomètre), fermer le détendeur jusqu'à l'élimination du pompage.

Attention : *Ne manoeuvrez jamais le détendeur de plus d'un tour à la fois (la limite du pompage peut se jouer au 1/4, voire au 1/8 de tour prés). Attendez au moins 15 minutes entre chaque modification du réglage (seule l'expérience vous permettra par la suite de gagner du temps).*

Lorsque l'installation sera à l**a limite du pompage**, il suffit **de refermer légèrement** le détendeur (par exemple d'un demi-tour).

Le détendeur sera ainsi réglé à la plus petite surchauffe qu'il soit possible d'obtenir sur l'installation, tout en assurant le remplissage optimal de l'évaporateur, et cela sans aucun pompage.

NOTA : Durant le réglage, la HP doit rester relativement stable, à une valeur la plus proche possible des conditions nominales de fonctionnement, car la puissance du détendeur dépend de la valeur de la HP.

Pendant le réglage, 2 types de problèmes peuvent survenir :

1) **Vous n'arrivez pas à obtenir le pompage :** Cela signifie que le détendeur, *ouvert à fond*, ne parvient pas à avoir une puissance supérieure à celle de l'évaporateur.

   En général, soit la buse du détendeur est trop petite, soit il y a un manque de fluide frigorigène dans l'installation, soit il n'y a pas suffisamment de liquide qui arrive à l'entrée du détendeur.

2) **Vous n'arrivez pas à éliminer le pompage :** Cela signifie que le détendeur, bridé au maximum, conserve une puissance supérieure à celle de l'évaporateur.

   En général, soit la buse du détendeur est trop grosse, soit l'évaporateur manque de puissance.

Le réglage terminé, **si la surchauffe est beaucoup trop grande** (ce qui revient à dire que le détendeur est très fermé, donc que la BP est anormalement basse, et donc que le $\Delta\theta$ **total est trop grand**), ***cela signifie que l'évaporateur produit moins de vapeurs que le compresseur n'est capable d'en aspirer et donc que la puissance de l'évaporateur est trop faible.***

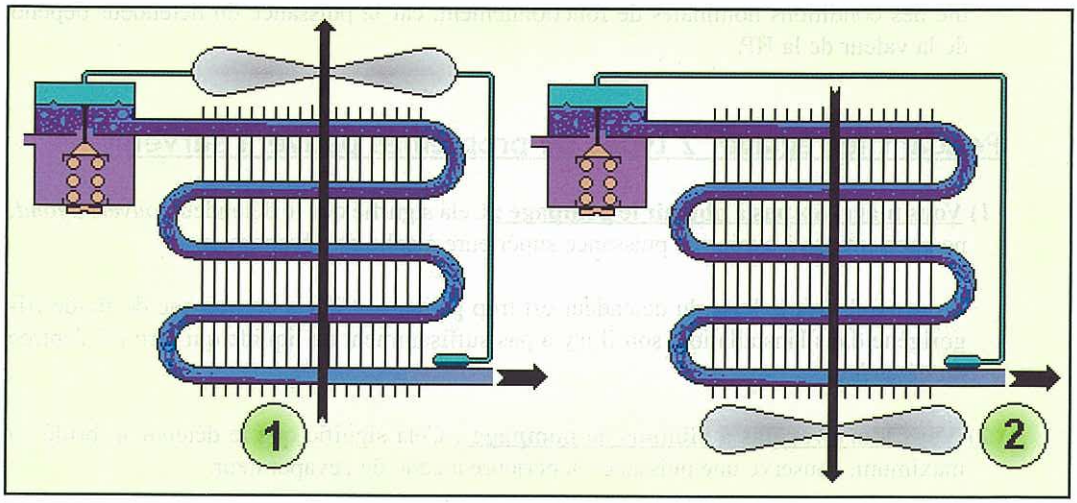
A NOTER : *Les anomalies pouvant provoquer les problèmes de réglage cités plus haut (détendeur trop petit ou trop gros ou mal alimenté en liquide, manque de fluide frigorigène, manque de puissance de l'évaporateur...)* ***seront analysées en détail lors de l'étude détaillée de chacune de ces pannes.***

Dès à présent, tirons une conclusion de ce chapitre : Régler un détendeur peut être long et délicat, alors ne modifions jamais un réglage sans être absolument certain du bien fondé de notre démarche.

Dans tous les cas, quand nous manoeuvrons un détendeur, prenons la précaution élémentaire de repérer le réglage initial, en comptant avec précision le nombre de tours effectués (pensons qu'un réglage précis peut avoir été fait au 1/8 de tour prés !)

EXERCICE

Lequel des 2 montages ci-dessous vous semble-t-il le meilleur ? Pourquoi ?



Solution de l'excercice

Dans le cas 2, c'est de l'air déjà refroidi qui balaye la zone de surchauffe de l'évaporateur.

Au contraire, dans le cas 1, l'air qui balaye la zone se surchauffe a une température plus élevée.

Nous avons étudié l'influence de la température de l'air sur le remplissage de l'évaporateur et sur la puissance frigorifique (voir page 30).

En conséquence, le cas 1 permet un meilleur remplissage de l'évaporateur que le cas 2, et donc une meilleure puissance frigorifique.

INFLUENCE DES PRESSIONS SUR LE DÉBIT MASSE ET LA PUISSANCE FRIGORIFIQUE

Bien que la tendance actuelle soit d'abandonner la technologie des compresseurs à pistons au profit des compresseurs rotatifs (qui présentent des avantages multiples), nous conserverons le piston (pour des raisons de simplicité pédagogique) afin de mettre en évidence certains phénomènes valables quelle que soit la technologie utilisée.

A présent, observons les 3 figures ci-dessous, montrant la course descendante d'un piston de compresseur frigorifique :

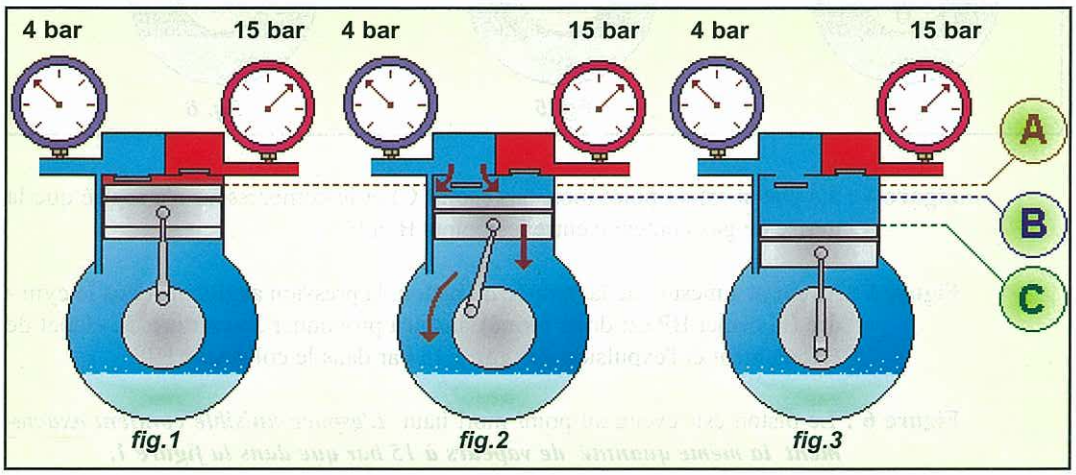


Figure 1 : Le piston est au point mort haut (point A). Comme le piston ne doit pas cogner contre la boite à clapets, un espace mécanique de sécurité (appelé espace neutre ou espace nuisible) est prévu en haut du cylindre.

Dans l'exemple, cet espace nuisible contient des vapeurs à 15 bar. La BP étant de 4 bar, le clapet d'aspiration est fermé.

Figure 2 : Au fur et à mesure de la descente du piston dans le cylindre, les vapeurs à 15 bar qui étaient comprimées dans l'espace nuisible se détendent et leur pression diminue.

Le clapet BP ne peut ouvrir que lorsque la pression dans le cylindre devient légèrement inférieure à 4 bar, ce qui se produit par exemple au point B.
La course entre les points A et B n'a donc servi qu'à détendre les vapeurs et pendant cette course, aucune molécule de gaz n'a pu être admise dans le cylindre.

Figure 3 : Le piston est arrivé au point mort bas (point C). Le cylindre est entièrement rempli de vapeurs à 4 bar *mais le compresseur n'a aspiré effectivement que la quantité de gaz contenue entre les points B et C.*

Ainsi, à cause de l'espace nuisible, la course entre les points A et B est une course inutile et le compresseur n'aspire effectivement que la masse de gaz contenue entre les points B et C.

Observons maintenant la course montante du piston :

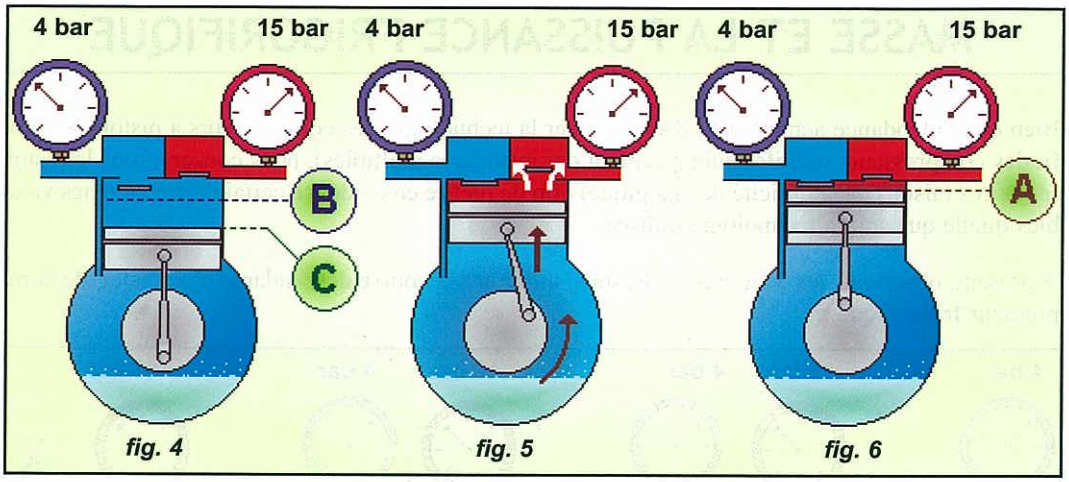


Figure 4 : Le piston est au point mort bas (point C) et le compresseur n'a aspiré que la masse de gaz contenue entre les points B et C.

Figure 5 : Au fur et à mesure de la montée du piston, la pression augmente dans le cylindre (le clapet BP est donc fermé), jusqu'à provoquer l'ouverture du clapet de refoulement et l'expulsion des gaz à 15 bar dans le collecteur HP.

Figure 6 : Le piston est revenu au point mort haut. ***L'espace nuisible contient exactement la même quantité de vapeurs à 15 bar que dans la figure 1.***

A la descente du piston, le compresseur n'a aspiré que la masse de gaz contenue entre les points B et C. A la montée du piston, le compresseur ne peut refouler que la masse de gaz aspirée précédemment. Il sort donc par le refoulement du compresseur exactement la même masse de gaz que celle entrée par l'aspiration.

ET QUE SE PASSERAIT-IL SI LA BP DIMINUAIT ?

Si la BP était de 2 bar au lieu de 4 bar, le clapet d'aspiration ouvrirait légèrement en dessous de 2 bar.

Le piston devrait donc descendre ***beaucoup plus*** avant de détendre les gaz prisonniers de l'espace nuisible de 15 à 2 bar.

La course inutile A-B serait beaucoup plus importante, et la masse de gaz aspirée serait beaucoup plus faible.

Plus la BP diminue, plus la masse de gaz aspirée par le compresseur diminue.

ET QUE SE PASSERAIT-IL SI LA HP AUGMENTAIT ?

Si la HP était de 20 bar au lieu de 15 bar, les gaz prisonniers de l'espace nuisible au point mort haut seraient également à une pression de 20 bar.

Le piston devrait donc **descendre beaucoup plus** afin de détendre ces gaz de 20 à 4 bar et permettre l'ouverture du clapet d'aspiration.

La course inutile A-B serait donc beaucoup plus importante, et la masse de gaz aspirée serait beaucoup plus faible.

Ainsi, plus la HP augmente (↗), plus la masse de gaz aspirée par le compresseur diminue (↘).

INFLUENCE SUR LE DÉBIT MASSE :

Nous venons de voir que le débit masse de fluide frigorigène en circulation dépend des pressions HP et BP de fonctionnement et qu'il sort de la vanne de refoulement exactement la même masse de fluide frigorigène que celle entrée par la vanne d'aspiration.

En conséquence, le débit masse est rigoureusement identique en chacun des points du circuit, et seul l'état (gazeux ou liquide) du fluide change. De plus, si la HP ↗ le débit masse ↘ - Si la BP ↘ le débit masse ↘

INFLUENCE SUR LA PUISSANCE FRIGORIFIQUE :

Aux conditions moyennes de fonctionnement d'une petite climatisation, un débit masse de 1 Kg/h de R22 peut absorber environ 50 W (soit 0,05 kW) à l'évaporateur.

Si le débit masse est de 100 kg/h, la puissance frigo est de 100 x 0,05 = 5 KW
Si le débit masse chute à 80 kg/h, la puissance frigo chute à 80 x 0,05 = 4 kW

Ainsi donc, la Puissance frigorifique dépend directement du débit masse. Si le débit masse ↘ la puissance frigorifique ↘ également.

Comme le débit masse dépend des pressions HP et BP de fonctionnement, la puissance frigorifique en dépend également

Si la HP ↗ le débit masse ↘ et la puissance frigorifique ↘
Si la BP ↘ le débit masse ↘ et la puissance frigorifique ↘

Ces variations de puissance ne sont pas négligeables puisqu'on compte une perte de puissance frigorifique de 3 à 5 % pour 1°C de diminution de la température d'évaporation et une perte d'environ 1 % pour 1°C d'augmentation de la température de condensation.

PRESSIONS ET DÉBIT MASSE : EXERCICE

Sur une installation frigorifique, le manomètre HP indique 16,5 bar et le mano BP indique 4,5 bar.

Si la même installation fonctionnait avec une HP = 15,4 bar (donc plus faible) et une BP = 4,2 bar (donc plus faible également), que deviendrait le débit masse ?

Augmenterait-il (puisque la HP serait plus faible), ou diminuerait-il (puisque la BP serait plus faible) ?

Pour vous aider, sachez qu'un des paramètres faisant varier le débit masse est le taux de compression, c'est à dire le rapport HP / BP.

Solution de l'exercice :

Le débit masse dépend en effet du taux de compression (l'objectif de ce manuel n'est pas de le démontrer).

Le taux de compression est le rapport de la HP / BP, ces 2 pressions étant exprimées en pressions absolues (rappelez-vous vos "vieux" cours de froid !).

Rappelons que les manomètres sont étalonnés en pressions relatives.

Quand le manomètre indique zéro bar relatif, c'est par rapport à la pression atmosphérique.

Par rapport au vide absolu, la pression absolue est en réalité de 1 atmosphère (soit environ 1 bar).

Ainsi une pression relative de 4,5 bar lue au manomètre correspond à une pression absolue d'environ 5,5 bar.

Dans le premier cas, le taux de compression est donc égal à :

HP absolue / BP absolue = 17,5 / 5,5 = 3,18

Dans le second cas, le taux de compression sera égal à :

P absolue / BP absolue = 16,4 / 5,2 = 3,15

Le taux de compression étant plus faible, le débit masse sera plus important dans le second cas et la puissance frigorifique sera plus élevée.

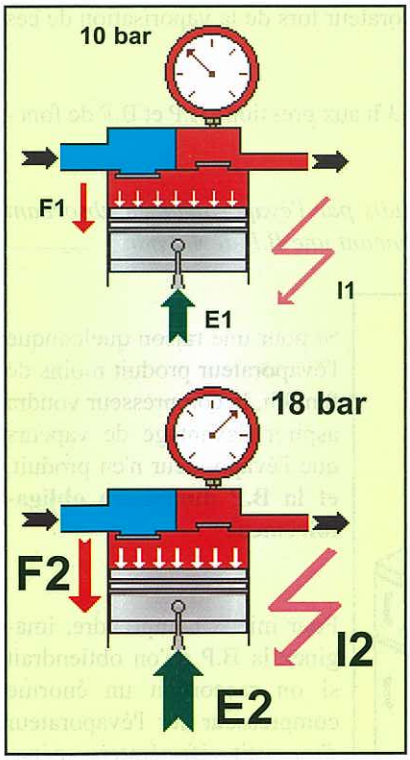
INFLUENCE DE LA HP SUR L'INTENSITÉ ABSORBÉE

Le rôle d'un compresseur frigorifique est d'aspirer les vapeurs produites dans l'évaporateur et de les refouler sous haute pression vers le condenseur.

Pour assurer la compression de ces vapeurs, un moteur électrique doit provoquer le mouvement alternatif des pistons en leur fournissant l'énergie nécessaire pour assurer leurs déplacements dans les cylindres.

L'énergie que doit fournir le moteur du compresseur dépend en grande partie des forces qui s'opposent à la montée des pistons pendant la phase de compression des gaz dans les cylindres.

Indépendamment des contraintes mécaniques, ces forces d'opposition sont principalement provoquées par la valeur de la HP.



Ainsi, **si la HP est de 10 bar,** une force moyenne **F1** (correspondant à 10 bar) s'applique sur le dessus du piston.

Le moteur doit donc fournir une énergie **E1** pour vaincre **F1** et assurer la montée du piston et la compression des gaz jusqu'à 10 bar.

Pour fournir cette énergie **E1**, le moteur absorbe alors une intensité **I1**.

Si la HP montait à **18 bar** par exemple, la nouvelle force **F2** (correspondant à 18 bar) qui s'appliquerait alors sur le dessus du piston serait bien sûr supérieure à la force précédente **F1** :

F2 > F1

Pour assurer la compression, le moteur devrait alors fournir une énergie **E2** qui serait également plus élevée :

E2 > E1

Enfin, pour fournir cette énergie **E2** plus importante, le moteur tirerait davantage d'intensité sur le réseau :

I2 > I1

Plus la HP augmente et plus l'intensité absorbée par le moteur du compresseur aura tendance à augmenter (pour 1°C d'élévation de la HP, on compte une augmentation de l'énergie électrique absorbée d'environ 3%).

BASSE PRESSION ANORMALEMENT FAIBLE

En simplifiant, l'évaporateur et le compresseur d'une installation frigorifique sont sélectionnés de la manière suivante :

D'abord, on effectue le bilan thermique de l'installation de sorte à connaître la puissance frigorifique nécessaire à l'évaporateur (par exemple 10 kW).

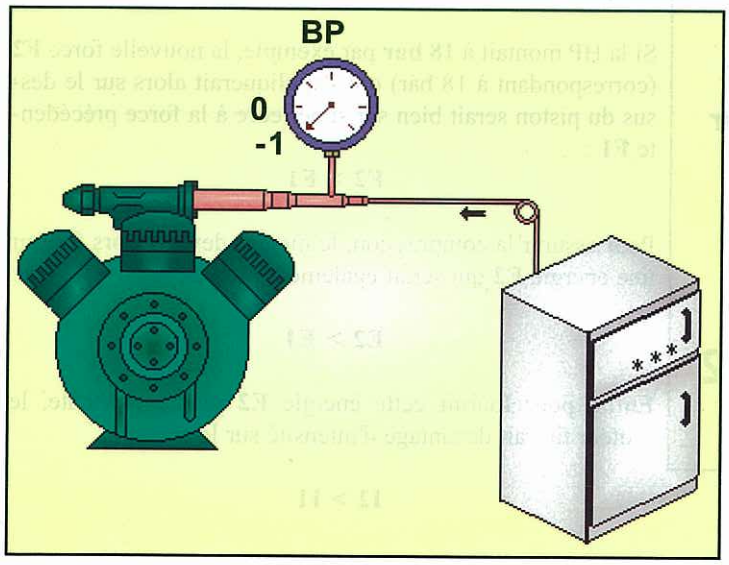
A l'aide des documents constructeurs, on sélectionne ensuite l'évaporateur capable d'absorber ces 10 kW, dans les conditions désirées de fonctionnement.

Ensuite, les tables thermodynamiques des fluides frigorigènes permettent de déterminer le débit masse à mettre en circulation pour absorber ces 10 kW (environ 200 kg/h pour une climatisation au R22).

On en déduit le volume de vapeurs qui sera produit par l'évaporateur lors de la vaporisation de ces 200 kg/h de R22 (disons environ 8 m3/h)

Enfin on sélectionne un compresseur capable d'aspirer ces 8 m3/h aux pressions H.P et B.P de fonctionnement prévues (par exemple 16 bar et 4,2 bar)

Lorsque l'installation fonctionnera, les 8 m3/h de R22 produits par l'évaporateur en absorbant 10 kW seront intégralement aspirés par le compresseur en donnant une B.P de 4,2 bar.



Si pour une raison quelconque l'évaporateur produit moins de 8 m3/h, le compresseur voudra aspirer davantage de vapeurs que l'évaporateur n'en produit, **et la B.P diminuera obligatoirement !**

Pour mieux comprendre, imaginez la B.P qu'on obtiendrait si on raccordait un énorme compresseur sur l'évaporateur d'un petit réfrigérateur ménager !

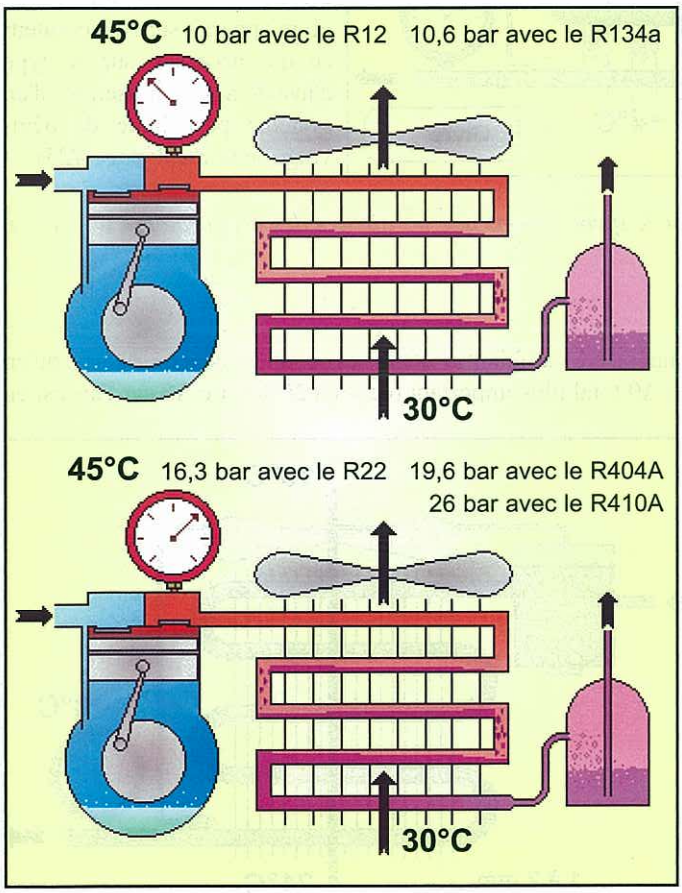
Une BP anormalement faible indique obligatoirement que le compresseur aspire plus de vapeurs que l'évaporateur n'en produit.

CLIMATISATION ET FROID COMMERCIAL : COMPARAISON

L'objet de ce chapitre est de "comparer" une installation de froid commercial "classique" (à 1 poste de froid) avec une petite armoire de climatisation à détente directe, les puissances frigorifiques mises en jeu étant analogues.

A) Comparaison au niveau de la condensation :

Imaginons que 2 installations, l'une de froid commercial et l'autre de climatisation, soient équipées du même modèle de condenseur à air, sélectionné pour le même Δθ total de 15°C. Regardons ce qui se passe pour une température extérieure de 30°C.



Le Δθ total étant le même sur ces 2 installations, on obtient **des températures de condensation absolument identiques pour une même température extérieure.**

Dans l'exemple, pour 30°C extérieur et un condenseur sélectionné pour un Δθ total de 15°C, la température de condensation obtenue est de 45°C, **quel que soit le fluide frigorigène.**

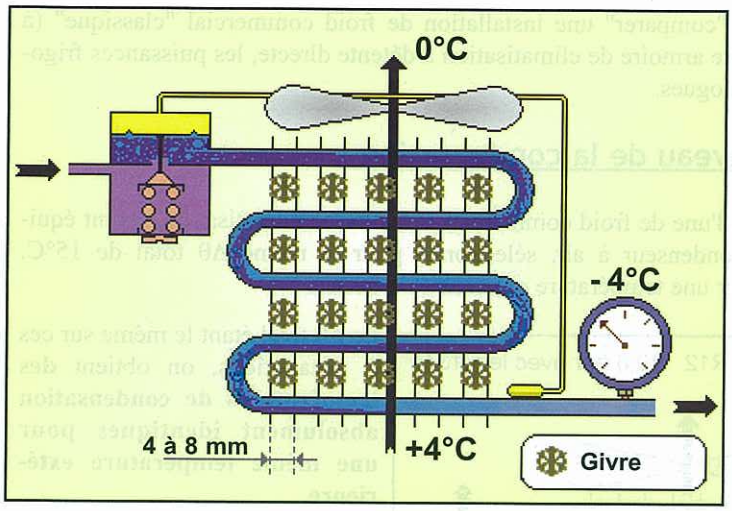
Toutefois, à cause de la relation pression-température différente pour chaque fluide frigorigène, **le mano HP indiquerait des pressions différentes selon le fluide utilisé** (voir quelques exemples ci-contre).

La plupart des autres paramètres au niveau du groupe de condensation (Δθ sur l'air, sous refroidissement du liquide à la sortie du condenseur, etc.) seraient quasiment identiques, à de très petites variations près.

Un dépanneur qui raisonne en température plutôt qu'en pression peut donc facilement détecter une éventuelle anomalie de condensation quel que soit le fluide frigorigène utilisé et le type d'installation.

B) Comparaison au niveau des évaporateurs :

En froid commercial, pour une chambre positive dans laquelle on désire maintenir une température de +4°C par exemple, le Δθ total est en général de 6 à 10°C (selon la nature des produits entreposés) avec un Δθ sur l'air de 3 à 5°C.



La température d'évaporation obtenue est dans l'exemple ci-contre de **-4°C**, ce qui représente une pression lue au manomètre BP *d'environ* 1,7 bar avec le R12, 1,5 bar avec le R134a, 4,3 bar avec le R404A et 3,3 bar avec le R22.

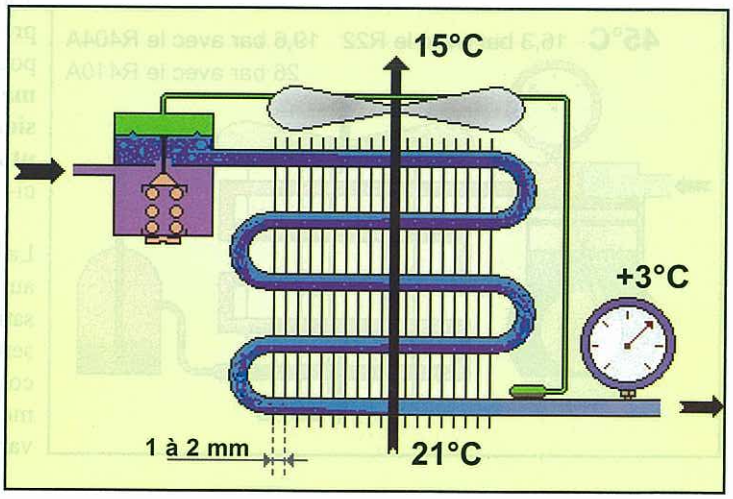
A cause de cette température d'évaporation négative, du givre apparaît sur l'évaporateur ce qui nécessite sur ce type d'installation l'utilisation d'un système périodique de dégivrage (*voir étude page 425*).

Afin d'éviter l'obstruction rapide par le givre, notons que les ailettes des évaporateurs utilisés en froid commercial sont très écartées.

En climatisation classique, les températures ambiantes étant beaucoup plus importantes qu'en froid commercial, on peut utiliser un Δθ total plus important (de 16 à 20°C). Le Δθ sur l'air est en général de 6 à 10°C.

Dans l'exemple ci-contre, pour obtenir 21°C dans un local, la BP est de **+3°C** ce qui représente une pression *d'environ* 4,4 bar avec le R22, 5 bar avec le R407C et 7,6 bar avec le R410A.

La température d'évaporation restant toujours supérieure à 0°C, il n'y a aucun risque de givrage.



Puisqu'il n'y a pas de givrage en climatisation, cela permet de rapprocher les ailettes afin d'obtenir *la surface d'échange la plus importante possible dans le plus faible volume.*

C'est pourquoi les évaporateurs utilisés en climatisation sont plus petits, à puissance égale, que ceux utilisés en froid.

C) Remarques générales.

En résumé, au niveau des condenseurs à air, les températures de fonctionnement d'une installation de climatisation et celles d'une installation de froid commercial sont quasiment identiques.

La différence fondamentale vient principalement des températures et des différents $\Delta\theta$ de fonctionnement au niveau de l'évaporateur.

Il faut aussi noter que les pressions de fonctionnement sont plus faibles avec le R12 ou le R134a qu'avec le R22, le R404A ou le R407C (et elles sont encore beaucoup plus importantes avec le R410A), ce qui peut dérouter un dépanneur débutant passant d'un type d'installation à l'autre.

C'est pourquoi, lors des dépannages, il est recommandé de raisonner en températures plutôt qu'en pression, les températures étant indépendantes du fluide frigorigène utilisé. Avec la prolifération des nouveaux fluides, cela vous simplifiera beaucoup la vie.

Un frigoriste compétent devrait être capable sans trop de difficultés de dépanner aussi bien une installation de froid commercial qu'une petite climatisation à détente directe.

Attention : Lors d'un dépannage sur une installation que vous ne connaissez pas, s'il est nécessaire de procéder à un appoint de fluide frigorigène, vous devriez toujours contrôler la nature du fluide contenu dans le circuit **(c'est une véritable catastrophe de se tromper de fluide !)**.

Du reste, la législation devrait de plus en plus inciter (ou obliger) les frigoristes à indiquer clairement sur chaque installation la nature du fluide et de l'huile utilisés dans le circuit.

En effet, il y a de moins en moins d'installations de froid commercial, mêmes anciennes, qui fonctionnent au R12 (qui n'est plus fabriqué depuis 01/01/1995). La réglementation sur les CFC a incité ces dernières années de nombreux frigoristes à utiliser le R22 (et maintenant de plus en plus souvent le R404A) sur les installations de froid commercial neuves et les fluides de transition compliquent encore la situation (voir : problèmes soulevés par les nouveaux fluides, page 405).

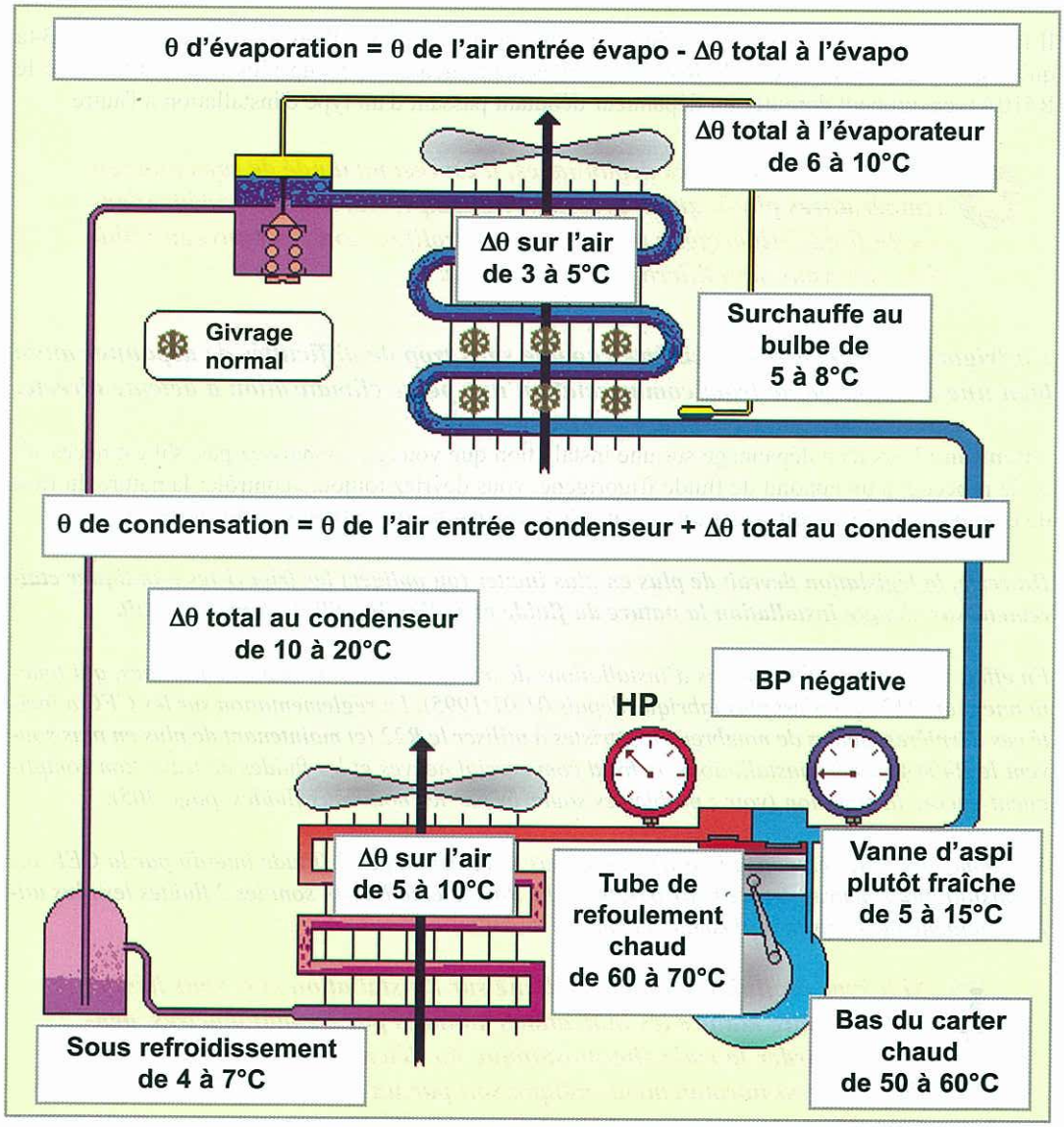
De même, toutes les climatisations n'utilisent pas forcément du R22 (fluide interdit par la CEE sur les installations neuves depuis le 01/01/2004). Le R407C et le R410A sont les 2 fluides les plus utilisés actuellement (jusqu'à plusieurs centaines de kW).

Si le type du fluide n'est pas indiqué sur l'installation et si vous hésitez sur sa nature malgré les indications données par les manomètres, pensez à regarder le train thermostatique du détendeur sur lequel le nom du fluide est normalement indiqué soit par un code, soit par une couleur. Malheureusement, si l'installation a été convertie avec un fluide de transition, ce renseignement n'est plus fiable. Aussi, n'hésitez jamais à vous renseigner auprès du client : Il paie les factures et connaît très souvent l'historique de son installation.

Afin de mieux comparer les 2 types d'installation, vous trouverez sur les 2 pages suivantes un rappel des ordres de grandeur des principaux paramètres de fonctionnement qu'on rencontre habituellement sur ces 2 grandes familles de circuit frigorifique.

INSTALLATION CLASSIQUE DE FROID COMMERCIAL

Valeurs indicatives de divers paramètres en fonctionnement normal

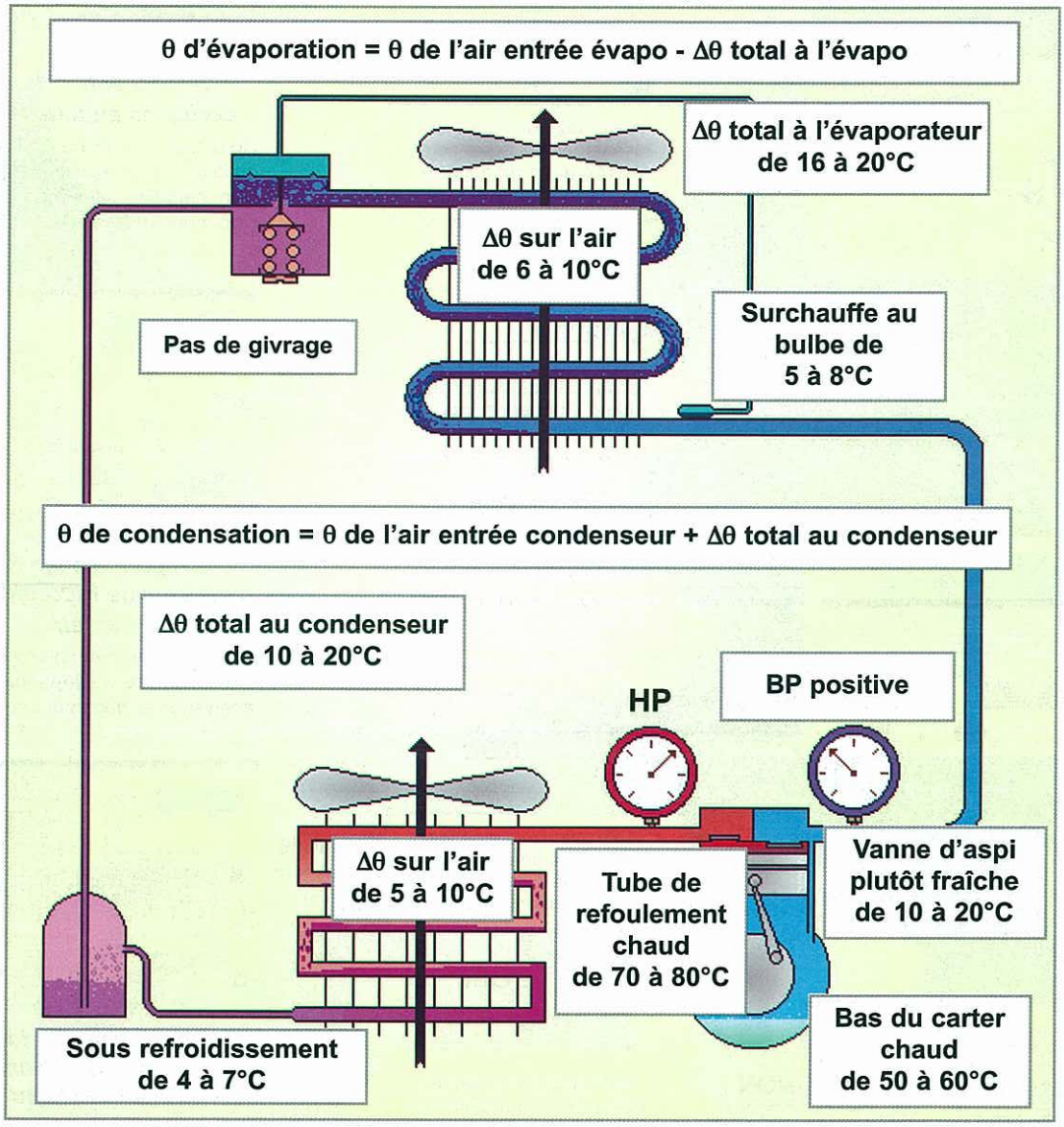


Ces plages de températures sont bien sûr indicatives. Elles peuvent subir quelques variations selon le fluide utilisé et les conditions de fonctionnement

Les problèmes d'hygrométrie en froid commercial sont traités page 419 et les problèmes de dégivrage page 425.

INSTALLATION CLASSIQUE DE CLIMATISATION

Valeurs indicatives de divers paramètres en fonctionnement normal



Ces plages de températures sont bien sûr indicatives. Elles peuvent subir quelques variations selon le fluide utilisé et les conditions de fonctionnement

Les installations avec condenseur à eau sont traitées à partir de la page 470 et les refroidisseurs de liquide à partir de la page 477.

QUEL(S) LOGICIEL(S) CHOISIR ?

Maîtrisez-vous bien les principes de fonctionnement d'un circuit frigorifique simple ?

NON

FRIGOBASE

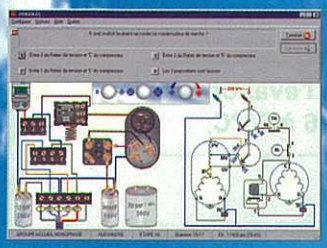
Le froid et la "clim" expliqués au débutant.

Comment fonctionne un climatiseur individuel ?
Comment l'installer ?
Comment le dépanner ?

OUI

Maîtrisez-vous bien les techniques de dépannage électrique en monophasé et en triphasé ?

NON



FRIGOLEC

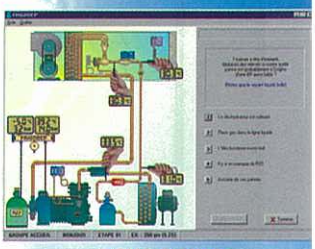
L'apprentissage du dépannage électrique

Réalisation des schémas (du climatiseur monophasé à l'armoire de clim triphasée) et dépannages.

OUI

Maîtrisez-vous bien les techniques de diagnostic rapide d'une panne frigo sur un refroidisseur d'air ?

NON



FRIGODEP

L'apprentissage du dépannage frigorifique de terrain

Le Best-seller avec plus de 430 situations de dépannage analysées et décortiquées.

OUI

Avez-vous besoin de vous entraîner au dépannage frigorifique sur un refroidisseur d'air ?

OUI

FRIGODIAG

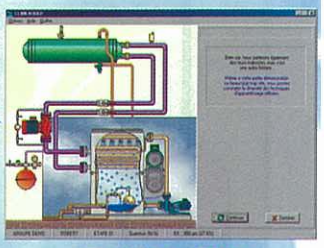
Le simulateur de pannes frigorifiques

40 dépannages de difficulté croissante, sur différents types d'installations, comme si vous y étiez...

NON

Maîtrisez-vous bien les techniques de diagnostic rapide d'une panne frigo sur un refroidisseur de liquide ?

NON



CLIMEAUDEP

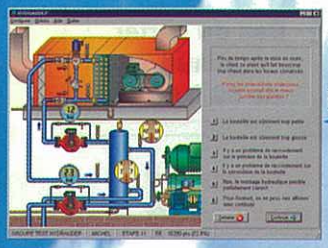
Le dépannage de tous types d'installations utilisant de l'eau

80% de froid et 20% d'hydraulique : condenseur, tours de refroidissement, groupe d'eau glacée, centrale de traitement d'air, etc.

OUI

Maîtrisez-vous bien les techniques de dépannage des circuits hydrauliques ?

NON



HYDRAUDEP

Le dépannage hydraulique

20% de froid et 80% d'hydraulique pour maîtriser la plupart des problèmes couramment rencontrés.

OUI

Avec un tel niveau, vous occupez un poste à responsabilité. Ces logiciels ne pourraient-ils pas vous aider à perfectionner votre personnel technique ?

Kotza International

www.kotza.com

DÉPANNAGES : INTRODUCTION

Une très longue expérience du dépannage frigorifique nous permet de constater qu'au moins 99% des pannes survenant sur les installations (aussi bien en climatisation qu'en froid commercial) peuvent être classées en 8 grandes familles principales.

Les 4 premières familles de pannes provoquent une puissance frigorifique trop petite avec une BP anormalement faible :

1) **Pannes du détendeur trop petit** (la puissance du détendeur est insuffisante).

2) **Pannes du manque de charge** (il n'y a pas assez de fluide frigorigène dans le circuit).

3) **Pannes de la pré-détente** (une pré-détente parasite se produit dans la ligne liquide avant le détendeur).

4) **Pannes de l'évaporateur trop petit** (la puissance de l'évaporateur est insuffisante).

La cinquième famille de pannes provoque une puissance frigorifique trop faible avec une BP élevée :

5) **Pannes du compresseur trop petit** (la puissance du compresseur est insuffisante).

Les 3 dernières familles de pannes provoquent une élévation anormale de la HP :

6) **Pannes de l'excès de charge** (il y a trop de fluide frigorigène dans le circuit).

7) **Pannes des incondensables** (il y a un excès important d'incondensables dans le cir cuit).

8) **Pannes du condenseur trop petit** (la puissance du condenseur est insuffisante).

Nous commenterons abondamment chacune de ces 8 familles de pannes en analysant ses répercussions sur les différents paramètres de fonctionnement du circuit et nous étudierons ses symptômes les plus représentatifs. A chaque fois, nous déduirons de cette analyse une méthodologie permettant d'effectuer très rapidement un diagnostic sûr et fiable.

Enfin, nous donnerons pour chacune de ces familles de nombreux exemples concrets afin de permettre au dépanneur de faire le lien entre la théorie et la réalité pratique du chantier.

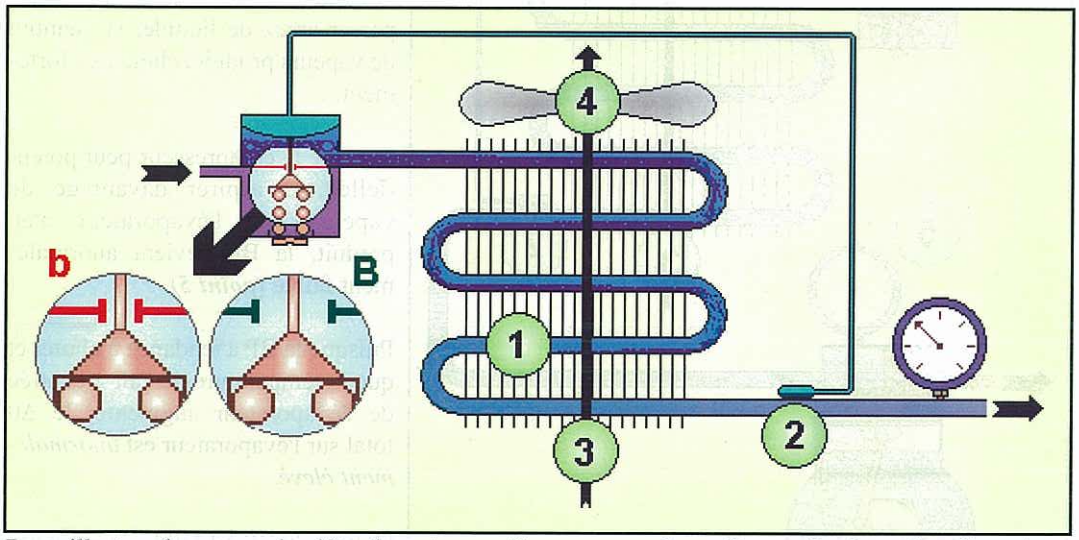
NOTES PERSONNELLES

PANNE DU DÉTENDEUR TROP PETIT ANALYSE DES SYMPTÔMES

La panne ***"du détendeur trop petit"*** englobe de nombreux défauts différents qui donnent exactement les mêmes symptômes. L'objet de ce chapitre est d'étudier ces symptômes.

En cas de besoin, réviser : fonctionnement du détendeur thermostatique, page 26 et capacité d'un détendeur, page 32.

A) Répercussions sur l'ensemble détendeur / évaporateur :



Pour illustrer la panne du détendeur trop petit, nous prendrons l'exemple d'un détendeur dont l'orifice a un diamètre trop faible à la suite d'une erreur de sélection (une buse **b** a été installée à la place d'une buse **B**).

En conséquence, *le débit de liquide est très faible* et la dernière gouttelette se vaporise très tôt dans l'évaporateur **(point 1)**.

La dernière gouttelette de liquide se vaporisant très tôt, les vapeurs restent très longtemps en contact avec l'air, ce qui provoque une zone de surchauffe beaucoup plus longue que la normale.

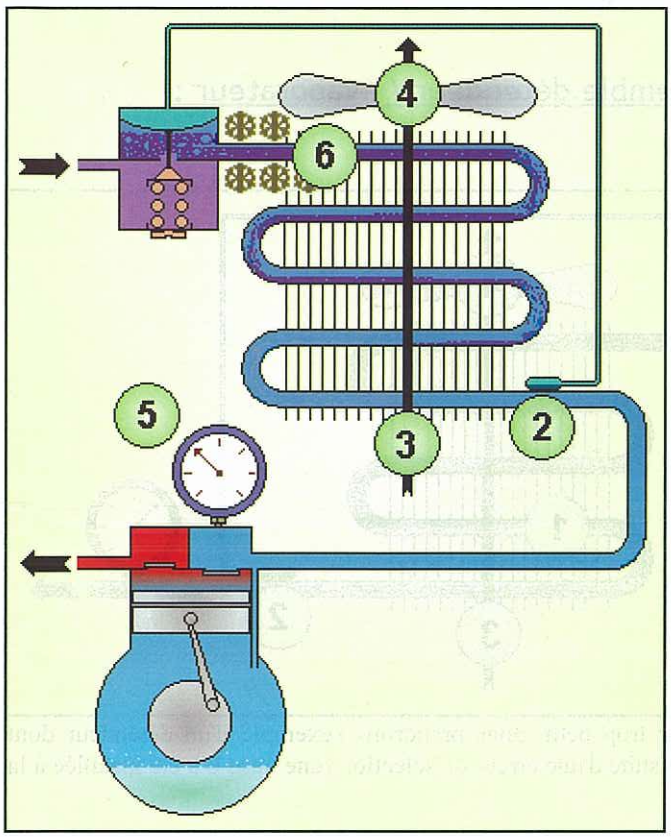
C'est pourquoi la température au bulbe ***(point 2)*** est anormalement élevée *(à la limite, la température de la ligne d'aspiration peut devenir sensiblement égale à la température ambiante).*

Le débit masse de fluide frigorigène étant faible et l'évaporateur très mal rempli, la puissance frigorifique est également faible. C'est pourquoi la température monte dans le local refroidi en provoquant un appel du client pour un dépannage car *"il fait trop chaud"*.

La température ambiante étant trop élevée, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur ***point 3)*** l'est également.

Puisque l'air est trop chaud à l'entrée de l'évaporateur ***(point 3)*** et que la puissance frigorifique est trop faible, l'air est mal refroidi et la température de soufflage ***(point 4)*** monte anormalement.

B) Répercussions sur l'ensemble évaporateur / compresseur :



En traversant l'évaporateur, chaque kilogramme de liquide qui se vaporise en absorbant de la chaleur produit une certaine quantité de gaz.

Puisque le détendeur ne laisse pas passer assez de liquide, la quantité de vapeurs produite chute très fortement.

Comme le compresseur peut potentiellement aspirer davantage de vapeurs que l'évaporateur n'en produit, la BP devient anormalement faible ***(point 5).***

Puisque la BP a tendance à chuter et que la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur augmente, le $\Delta\theta$ total sur l'évaporateur est *anormalement élevé.*

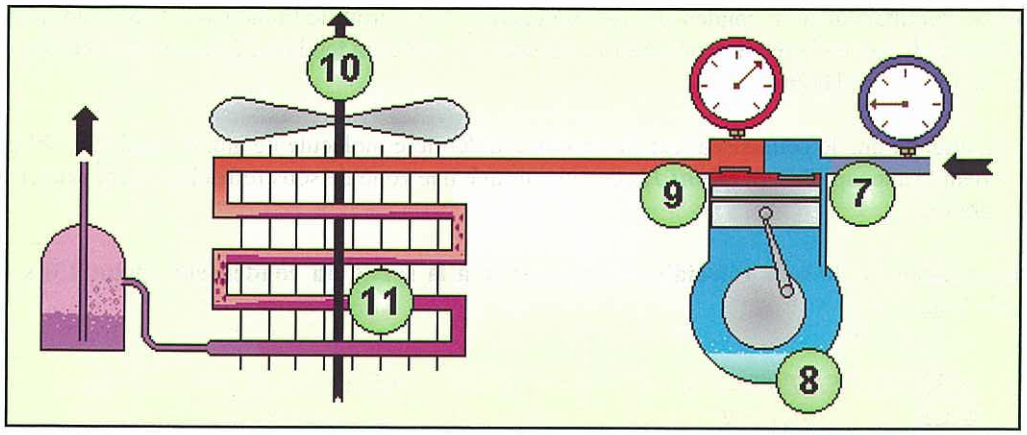
Comme la BP est faible, la température d'évaporation l'est également du fait de la relation pression-température du fluide.

Comme simultanément la température du bulbe ***(point 2)*** a augmenté, *la surchauffe sera obligatoirement très importante.*

S'il s'agit d'une installation de climatisation, la température d'évaporation est normalement supérieure à 0°C.

Puisqu'un détendeur trop petit entraîne une diminution de la BP, la température d'évaporation a alors de fortes chances de devenir négative et les condensats sur la tuyauterie en sortie du détendeur auront tendance à givrer fortement **(point 6).**

C) Répercussions sur l'ensemble compresseur / condenseur :



Puisque la surchauffe est très importante et que la température au bulbe du détendeur augmente, la température des vapeurs aspirées par le compresseur augmente également.

Comme le refroidissement du moteur des compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques est assuré par les vapeurs aspirées et que la température de ces gaz augmente, le refroidissement du moteur se fera moins bien.

En conséquence, le compresseur sera chaud (au lieu d'être frais) au niveau de la vanne d'aspiration ***(point 7)***, et le bas du carter (dans la zone où se trouve l'huile) sera extrêmement chaud ***(point 8)***.

A cause de cette grande surchauffe à l'aspiration, c'est le compresseur tout entier qui sera anormalement chaud.

Notez qu'à cause de l'élévation de la température des gaz à l'aspiration, la température de refoulement de ces gaz sera elle aussi plus élevée ***(point 9)***.

De plus, nous avons vu que la puissance frigorifique chutait anormalement. Or, le condenseur a été dimensionné pour rejeter *la puissance frigorifique normale de l'installation.*

Tout se passe donc comme si le condenseur devenait surpuissant !

Si le procédé de régulation HP utilisé sur l'installation ne fait pas varier le débit d'air sur le condenseur, le $\Delta\theta$ sur l'air sera donc plus faible que la normale et la température de l'air en sortie condenseur ***(point 10)*** sera également plus faible.

Mais la surpuissance du condenseur, occasionnée par la panne du détendeur trop petit, a d'autres conséquences sur l'installation...

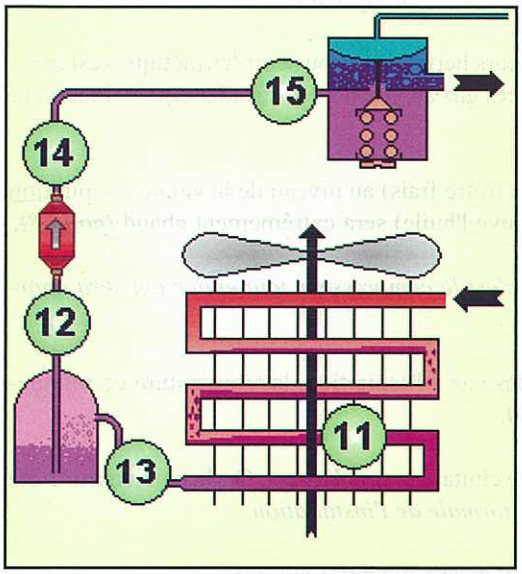
Puisqu'il y a un manque de fluide dans l'évaporateur, l'excédent de liquide va se trouver dans le .condenseur et dans la bouteille.

Comme simultanément le condenseur est surpuissant, ce surcroît de liquide sera beaucoup mieux refroidi et, du fait de la relation pression-température, la HP aura tendance à baisser en fonction du type de régulation HP utilisée.

Enfin, attendu que le condenseur est surpuissant, la dernière molécule de gaz se condense obligatoirement beaucoup plus tôt ***(point 11)*** ce qui entraîne une zone de sous refroidissement beaucoup plus grande.

En conséquence, le sous refroidissement mesuré à la sortie du condenseur (point 13) sera plutôt bon.

ATTENTION A NE PAS CONFONDRE LA PANNE DU DÉTENDEUR TROP PETIT AVEC LA PANNE DE LA PRÉ-DÉTENTE.



Pour être sûr de votre diagnostic, **vous devez être absolument certain** qu'il n'y a aucune obstruction ou pré-détente sur la ligne liquide qui pourrait vous laisser penser **abusivement** que le sous refroidissement est correct.

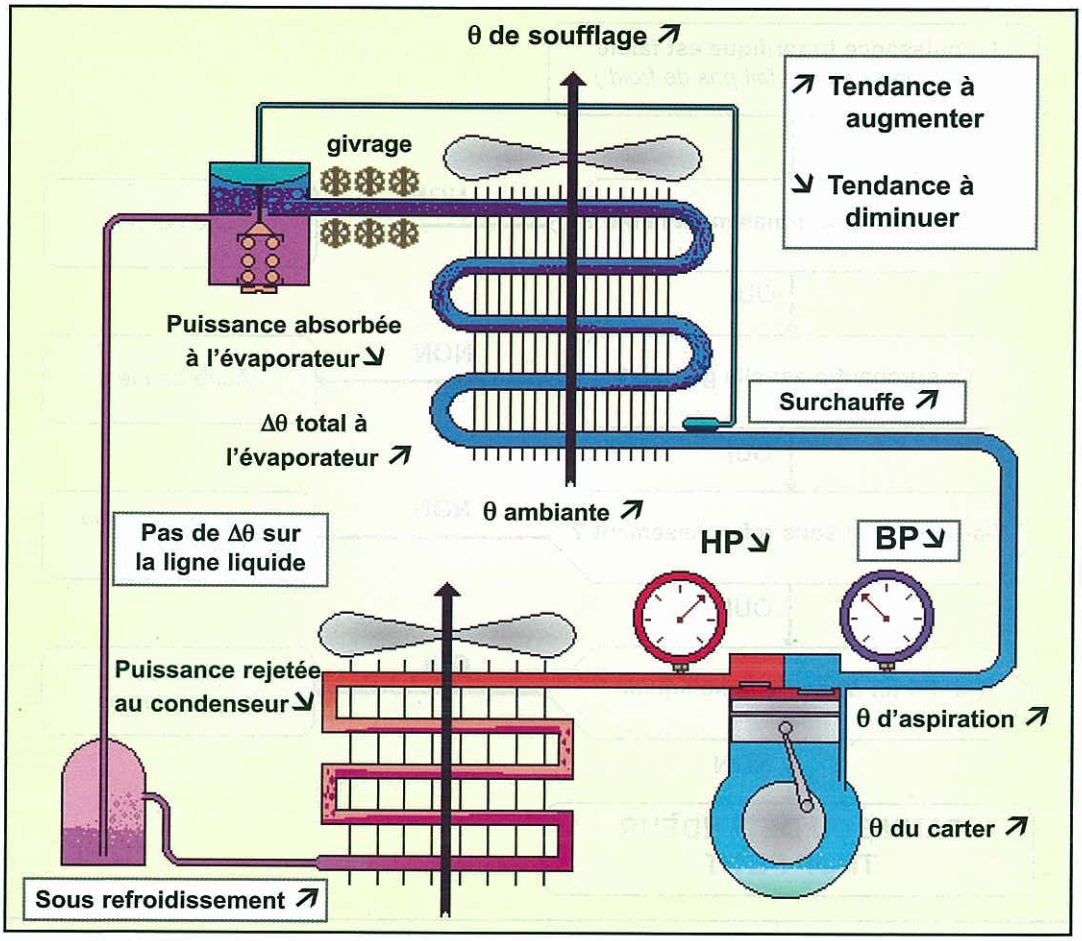
Votre référence pour l'appréciation du sous refroidissement doit donc être la température du liquide à la sortie du condenseur ***(point 13)***.

Sinon, une vanne départ liquide étranglée (la θ du ***point 12*** ↘), ou un déshydrateur colmaté (la θ du ***point 14*** ↘) ou encore du flash-gas (la θ du ***point 15*** ↘) pourraient faussement vous laisser croire que le sous refroidissement est très bon (les problèmes de flash-gas seront analysés page 87 et la panne de la pré-détente page 95).

RAPPEL IMPORTANT : Ne confondons pas le sous refroidissement avec la température de la ligne liquide.

Le sous refroidissement représente la différence entre la température de condensation lue au manomètre HP et la température de la ligne liquide mesurée à la sortie du condenseur (voir page 18).

PANNE DU DÉTENDEUR TROP PETIT SYNTHÈSE DES SYMPTÔMES



Pour apprécier le sous refroidissement :

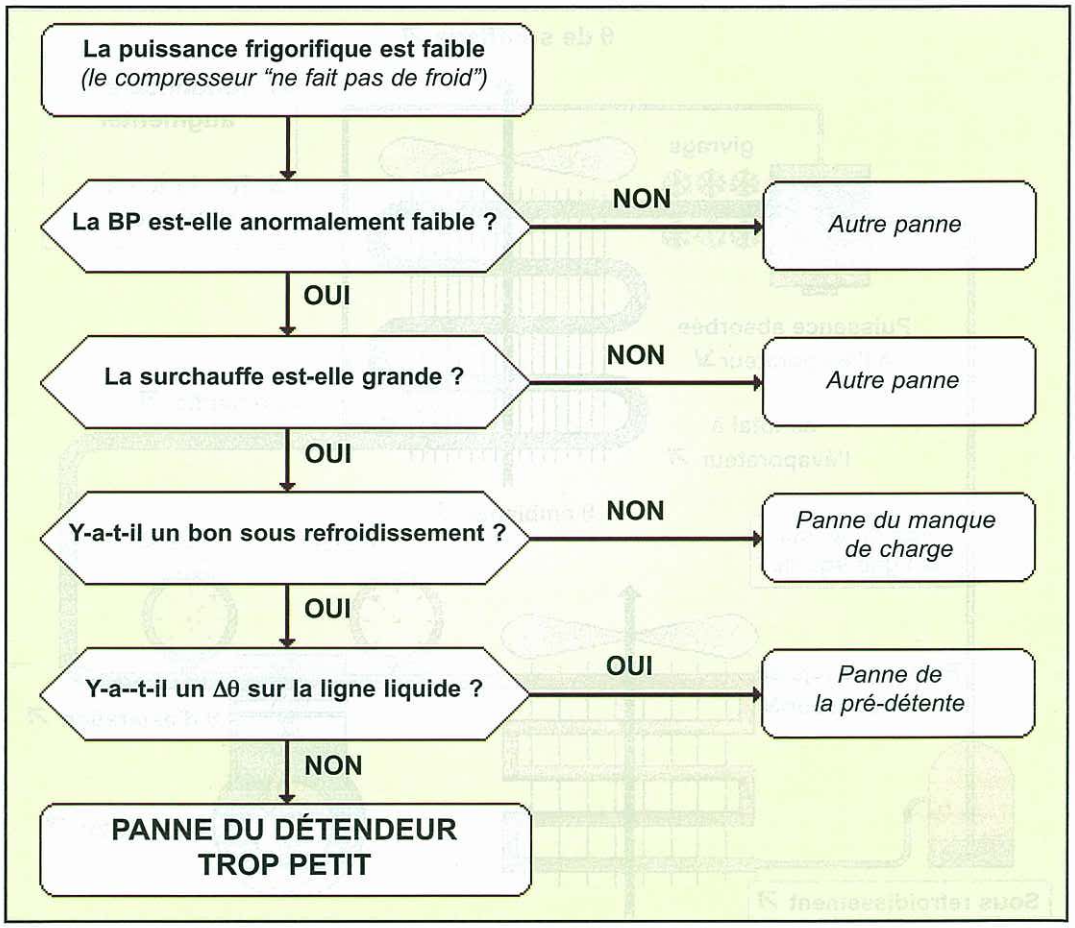
- *Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 413.*
- *Avec le R407C voir page 806.*
- *Avec le R410A voir page 808.*

Pour apprécier la surchauffe :

- *Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 414.*
- *Avec le R407C voir page 807.*
- *Avec le R410A voir page 809.*

Attention : en climatisation par exemple, une BP de 0°C est trop faible si l'air arrive sur l'évaporateur à 25°C (Δθ total de 25 - 0 = 25°C) mais la même BP de 0°C est normale si l'air arrive sur l'évaporateur à 18°C (Δθ total = 18 - 0 = 18°C). En cas de besoin, voir : Influence de la température de l'air pages 30 et 31.

PANNE DU DÉTENDEUR TROP PETIT MÉTHODOLOGIE DU DIAGNOSTIC



Si la surchauffe est élevée, c'est obligatoirement qu'il manque du liquide dans l'évaporateur.

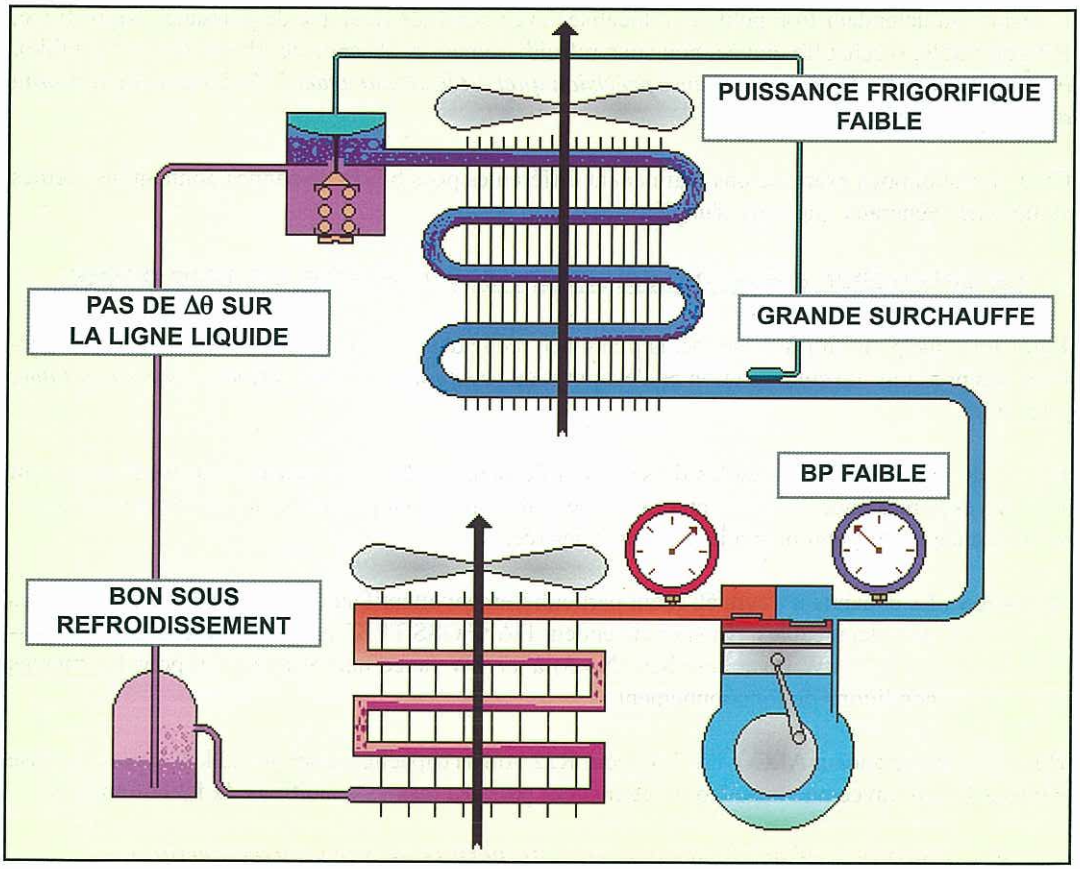
Si le sous refroidissement est correct, c'est obligatoirement qu'il y a du liquide dans le condenseur.

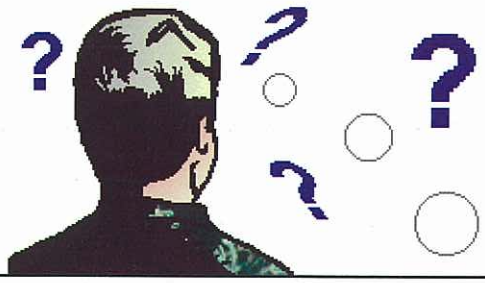
S'il y a du liquide dans le condenseur, pourquoi n'arrive-t-il pas dans l'évaporateur ?

- **Soit il y a une obstruction quelconque sur la ligne liquide (et dans ce cas il y a une pré-détente).**
- **soit c'est le détendeur qui empêche le liquide de passer.**

Pour les refroidisseurs de liquide, voir page 616.

PANNE DU DÉTENDEUR TROP PETIT : RÉSUMÉ





Pourquoi ce compresseur **ne fait-il pas de froid ?...**Voyons voir...
Oh ! que **la BP est faible...** Que peut-il bien se passer ?...
Un manque de débit d'air sur l'évapo ?... Non **la surchauffe est énorme...**
Un manque de charge ?... Impossible, **le sous refroidissement est bon...**
Serait-ce une obstruction sur la ligne liquide ?... **NON, il n'y a pas de Δθ.**
Ça ne peut donc être que ...

LA PANNE DU DÉTENDEUR TROP PETIT !

PANNE DU DÉTENDEUR TROP PETIT ASPECT PRATIQUE

La panne du détendeur trop petit étant localisée avec certitude (manque de puissance frigorifique, BP trop faible, surchauffe élevée, bon sous refroidissement et absence de $\Delta\theta$ sur la ligne liquide), ***il convient ensuite de déterminer avec précision quel est le défaut exact à l'origine de cette panne afin de le réparer.***

C'est pourquoi nous examinerons maintenant différentes possibilités de pannes donnant les mêmes symptômes généraux que ceux d'un détendeur trop petit.

Le détendeur a été mal sélectionné, ou sa buse est trop petite.

Rappelons que pour un fluide donné, la puissance réelle d'un détendeur dépend des valeurs respectives des pressions de condensation et d'évaporation *(voir capacité d'un détendeur thermostatique, page 32)*.

En cas de doute, seules les tables de sélection du constructeur, les pressions de fonctionnement désirées et la référence exacte et précise du détendeur pourront permettre de vérifier à coup sûr si sa puissance correspond bien à la puissance désirée.

Attention : Le dépanneur devra être tout particulièrement attentif aux détendeurs équipés de buses interchangeables. Ainsi un détendeur DANFOSS TEX2 pour R22 voit sa capacité passer de 7 kW (avec une buse No 3) à 17 kW (avec une buse No 6), pour les mêmes conditions de fonctionnement.

De même, un détendeur ALCO TIE.HW pour R22 voit sa capacité passer de 1,2 kW (avec une buse No 0) à 18 kW (avec une buse No 6), également pour les mêmes conditions de fonctionnement.

Pourtant, vu de l'extérieur, rien ne permet de savoir avec certitude le numéro de la buse installée. En cas de doute, il faudra donc la démonter et lire le numéro gravé sur son corps.

Dans ce cas, le dépannage consistera à installer une buse plus grosse, adaptée à la puissance attendue, puis à régler correctement le détendeur.

Le détendeur est trop fermé, à la suite d'un mauvais réglage.

Rappelez-vous que le réglage idéal consiste à obtenir la plus faible surchauffe possible, compatible avec un fonctionnement sans pompage, l'air refroidi étant proche de la température de coupure du thermostat *(voir détendeur thermostatique / Méthode de réglage, page 36)*.

Ne modifiez jamais le réglage d'un détendeur à moins d'être absolument certain de votre diagnostic. Si vous y touchez, prenez toujours la précaution de compter les tours afin de remettre le réglage initial, en cas de besoin.

Le train thermostatique du détendeur est percé.

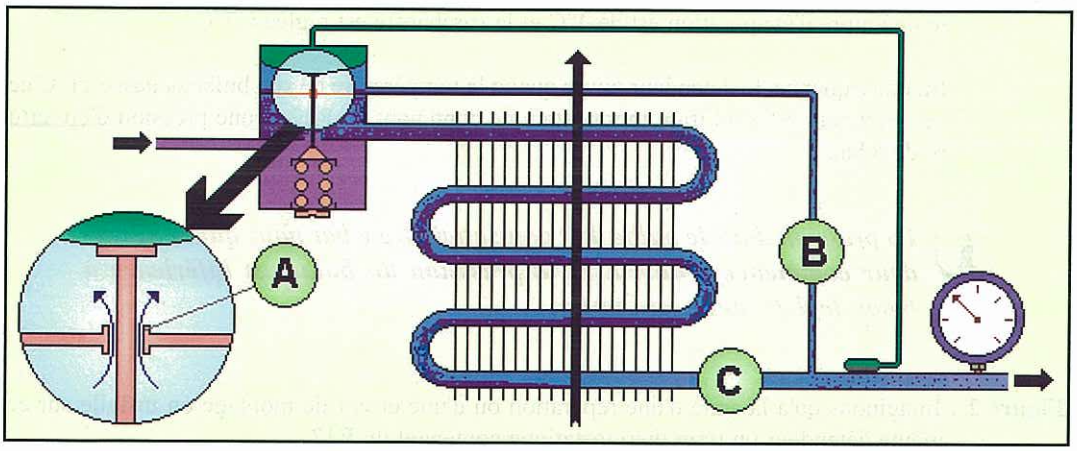
Cette panne a souvent pour origine une mauvaise fixation du capillaire joignant le train thermostatique au bulbe du détendeur. Soit il y a alors rupture d'une liaison du capillaire avec le train ou avec le bulbe (en cas de vibrations excessives du capillaire), soit le capillaire se perce (en cas de frottements répétés avec une masse métallique).

Relevez bien la référence exacte du train thermostatique afin de le remplacer par un train équivalent (attention aux erreurs de référence), et ne recommencez pas la même erreur de montage !

Nota : Cette panne provoquant la fermeture totale du détendeur, elle entraîne très rapidement une coupure par le pressostat de sécurité BP *(voir fonctionnement du détendeur thermostatique, page 26).*

Le bulbe du détendeur est fixé en aval du piquage de l'égalisation externe.

Regardons le schéma ci dessous montrant un détendeur dont l'égalisation externe est mal raccordée par rapport au bulbe (ce type de détendeur est étudié page 288).



A la longue, le presse-étoupe **(repère A)** qui assure l'étanchéité entre la chambre de prise de pression BP et le liquide détendu risque de fuir légèrement, à cause de l'abrasion provoquée par le frottement continuel de la tige de commande du pointeau du détendeur. A ce moment, une petite quantité de liquide peut passer par la tuyauterie d'égalisation et refroidir anormalement le bulbe en provoquant une fermeture intempestive du détendeur.

Si la fuite existe, un Δθ est normalement décelable entre les points B et C par un simple toucher sur ces 2 tuyauteries.

Afin d'éviter ce problème, il est toujours préférable de fixer le bulbe en amont du piquage de l'égalisation **(au point C)** en laissant au moins 10 cm d'écart entre les deux *(voir aussi : problème du bulbe du détendeur, page 308).*

Le train thermostatique du détendeur est prévu pour un fluide frigorigène différent de celui utilisé sur l'installation.

Rappelons que la pression due au bulbe représente la seule force d'ouverture d'un détendeur. Quand la température du bulbe augmente, sa pression interne augmente, et c'est cette augmentation de pression qui provoque l'ouverture *(voir : Fonctionnement du détendeur thermostatique, page 26).*

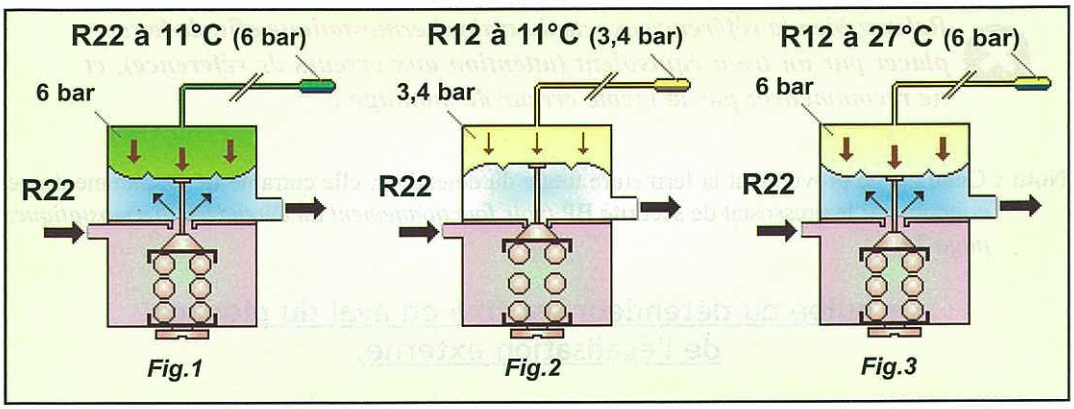


Figure 1 : Ce détendeur alimente en R22 l'évaporateur à détente directe d'un petit climatiseur. La température d'évaporation est de 4°C et la surchauffe est réglée à 7°C.

En conséquence, le détendeur ouvre quand la température de son bulbe dépasse 11°C ce qui équivaut, pour un train thermostatique contenant du R22, à une pression d'ouvertu re de 6 bar.

La pression dans le bulbe doit donc atteindre 6 bar pour que le détendeur commence à ouvrir. Si la presssion du bulbe est inférieure à 6 bar, le détendeur sera fermé.

Figure 2 : Imaginons qu'a la suite d'une réparation ou d'une erreur de montage on installe sur ce même détendeur un train thermostatique contenant du R12.

Lorsque la température du bulbe sera de 11°C, la pression du R12 dans le bulbe ne sera que de 3,4 bar et le détendeur sera donc hermétiquement fermé.

Figure 3 : Pour que le détendeur commence enfin à ouvrir, il faut que la pression dans le bulbe soit de 6 bar. Avec du R12, cela nécessiterait que la température du bulbe atteigne 27°C !

La surchauffe serait donc énorme et l'évaporateur très mal rempli, comme si le détendeur était trop petit !

Comment détecter cette anomalie ? Il faut d'abord être certain que la panne n'a pas une autre origine. Il faut alors obligatoirement connaître d'une part le fluide frigorigène utilisé dans l'installation et d'autre part la nature du fluide utilisé dans le train thermostatique du détendeur...

La nature du fluide frigorigène est toujours indiquée sur le train thermostatique du détendeur, parfois par un code de couleur (en général jaune pour le R12, vert pour le R22 et violet pour le R502).

Cependant, *la généralisation des nouveaux fluides va compliquer quelque peu la situation puisque certains de ces fluides (principalement les mélanges HCFC de transition qui ne nécessitent pas l'échange du détendeur) peuvent fonctionner sans problèmes avec un détendeur qui ne leur était pas destiné à l'origine ! (voir : problèmes soulevés par les nouveaux fluides, page 405).*

Si le nom du fluide frigorigène n'est pas indiqué sur l'installation et si vous hésitez sur sa nature (la relation pression-température est un bon indice), n'hésitez jamais à vous renseigner auprès du client : c'est lui qui paie les factures et il connaît généralement très bien l'historique de son installation.

Le détendeur est grippé mécaniquement et ouvre mal.

Cette panne peut avoir une origine purement mécanique et nécessite alors le remplacement du détendeur. Mais elle peut aussi être provoquée par un circuit frigorifique pollué, avec présence d'humidité, de boues ou d'impuretés qui ont provoqué le gommage des parties mobiles (dans certains cas extrêmes, l'intérieur du détendeur peut même devenir "poisseux" et coller aux doigts).

Dans le cas d'un circuit pollué, le dépanneur ne devra pas se contenter de nettoyer le détendeur et de remplacer le déshydrateur.

Il devra réfléchir **aux conséquences destructives d'une telle pollution** (en particulier sur le compresseur) **et procéder à un test d'acidité de l'huile.**

Dans le cas d'un test d'acidité positif, il faudra prendre toutes les mesures usuelles pour assurer la décontamination complète de l'ensemble du circuit, faute de quoi le compresseur (hermétique ou semi-hermétique) a de très fortes chances de griller rapidement.

Le filtre à l'entrée du détendeur est colmaté.

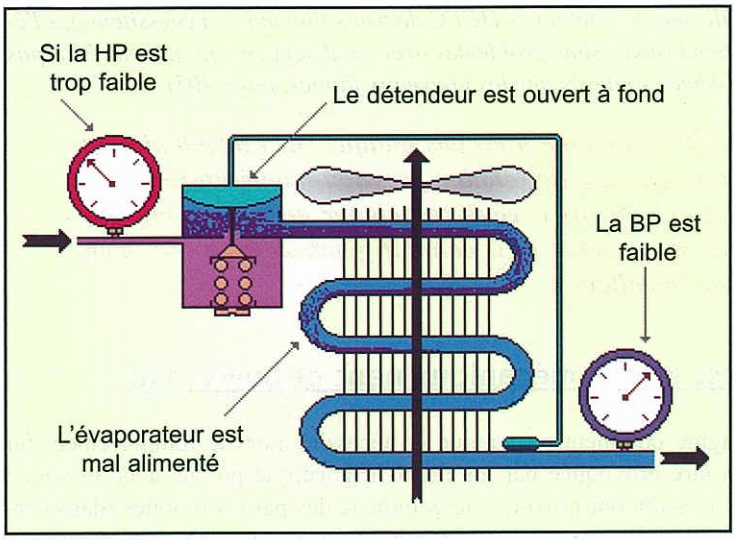
Comme la panne précédente, cette anomalie (heureusement peu fréquente) signifie que le circuit frigorifique est extrêmement pollué, avec un filtre déshydrateur inopérant et ***les mêmes précautions devront être prises.***

La HP est anormalement faible.

Nous avons vu que la capacité d'un détendeur thermostatique dépend pour beaucoup de la valeur de sa pression d'alimentation en liquide *(voir : capacité d'un détendeur thermostatique, page 32).*

Lorsque la température extérieure diminue, la pression de condensation diminue également et c'est alors que le système de régulation du condenseur à air doit maintenir la HP dans des limites raisonnables *(voir : pourquoi réguler les condenseurs à air, page 231).*

Quelle qu'en soit la raison (régulation HP en panne, régulation mal réglée...), si la pression diminue à l'entrée du détendeur, la quantité de liquide qu'il est capable d'injecter dans l'évaporateur diminue également, même s'il est complètement ouvert.



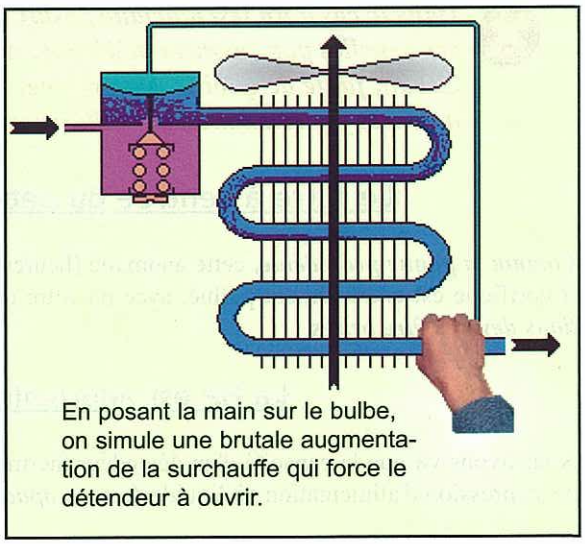
Par conséquent, la quantité de vapeurs produites dans l'évaporateur diminue fortement en provoquant une chute de la BP accompagnée de tous les symptômes d'un détendeur trop petit.

Il est donc essentiel d'assurer en permanence, *quelque soit la température extérieure, une HP suffisante* à l'entrée du détendeur, de sorte à permettre une alimentation correcte en liquide de l'évaporateur.

Le même type de problème est traité page 470 avec un condenseur à eau.

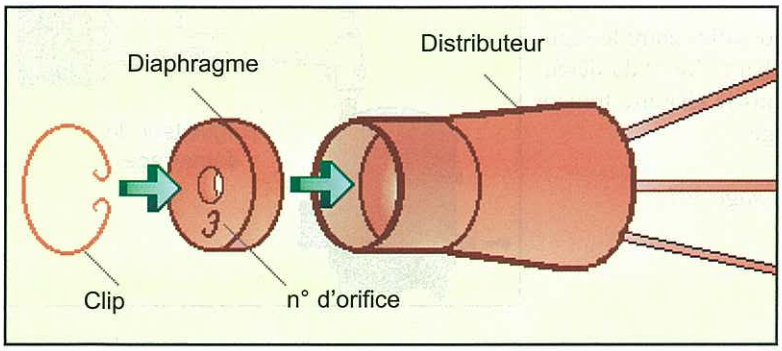
NOTE IMPORTANTE : Certains dépanneurs inexpérimentés, confrontés à un problème de BP faible ont tendance beaucoup trop facilement à ouvrir le détendeur à tort et à travers, *ce qui les conduit inévitablement à dérégler complètement l'installation.*

Aussi, il semble utile de rappeler encore une fois que le détendeur ne sert pas à régler la BP, que sa mise au point (souvent au 1/8 de tour) est longue et délicate et qu'il est toujours possible de **mettre la main sur le bulbe** pour simuler une brutale augmentation de la surchauffe, au lieu de dérégler stupidement le détendeur.


En posant la main sur le bulbe, on simule une brutale augmentation de la surchauffe qui force le détendeur à ouvrir.

Le diaphragme du distributeur est trop petit.

Certains modèles d'évaporateurs, principalement destinés aux applications de froid commercial, sont équipés d'origine d'un distributeur de liquide à diaphragme interchangeable, généralement accessible en démontant le distributeur puis en enlevant le clip de maintien.



Un numéro d'orifice est gravé sur son corps afin de l'identifier avec certitude (plus le numéro gravé est grand et plus le diamètre de l'orifice est important). Cette technique de diaphragme interchangeable permet, selon la température d'évaporation (réfrigération ou congélation) et le fluide frigorigène utilisé (R12, R22, R134a, R404A...), d'adapter la puissance de l'évaporateur et celle du distributeur aux conditions exactes de fonctionnement de l'installation.

En règle générale, plus la température d'évaporation prévue est faible, plus le diaphragme doit avoir un gros diamètre. De plus, aux mêmes conditions de fonctionnement, une installation au R12 (ou au R134a) nécessite un diaphragme plus gros que si elle fonctionnait au R22 (ou au R404A).

En général, un sachet est fixé à l'intérieur de l'évaporateur avec plusieurs diaphragmes. Il est donc indispensable de s'assurer que c'est le bon diaphragme qui est en place (les notices du constructeur indiquent le numéro d'orifice adapté selon le modèle de l'évaporateur, le fluide frigorigène utilisé et la température d'évaporation).

Si le distributeur est équipé d'un diaphragme trop petit, le débit de liquide sera trop faible même si le détendeur est ouvert à fond et l'installation présentera alors tous les symptômes d'un détendeur trop petit.

Le corps du détendeur est plus froid que le bulbe.

Ce problème peut se poser lorsque le train thermostatique contient une charge limitée en liquide *(voir : Problème du train thermostatique du détendeur, page 293).*

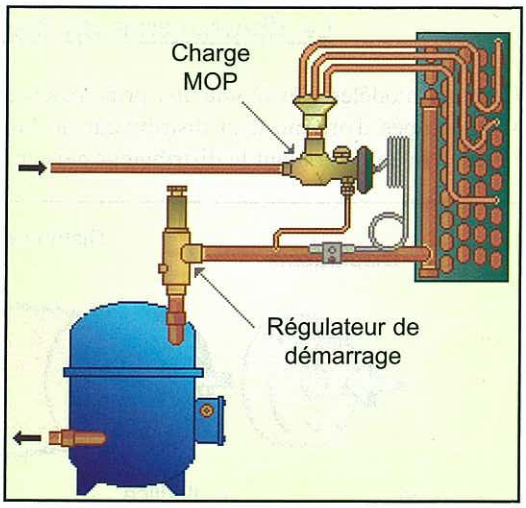
Le bulbe du détendeur est mal installé.

Un chapitre complet étudie ces problèmes *(voir : Problème du bulbe du détendeur, page 305).*

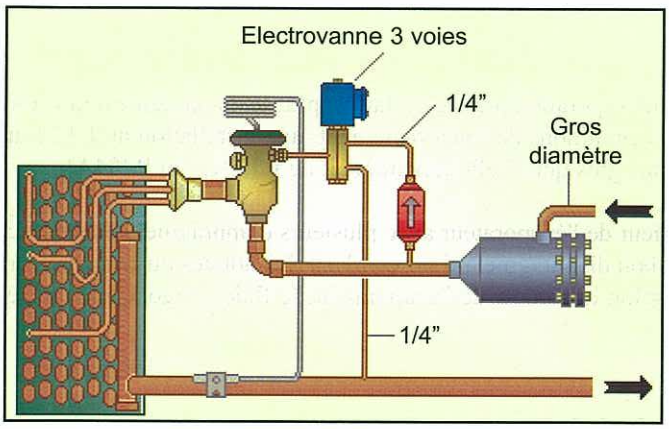
Un régulateur de démarrage est installé mais le détendeur possède une charge M.O.P.

Le problème des conflits possibles entre le régulateur de démarrage et la charge MOP du détendeur est étudié en détail dans le chapitre traitant des régulateurs de démarrage.

Voir l'exercice, page 301



Une petite électrovanne 3 voies pilote un gros détendeur.



Ce montage un peu particulier est représenté ci-contre.

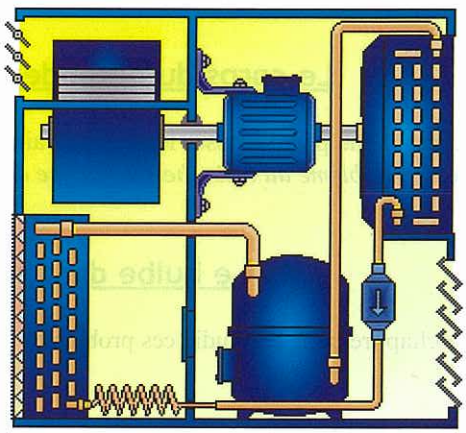
Il peut se rencontrer lorsque la ligne liquide est de gros diamètre, c'est à dire quand la puissance frigorifique est relativement importante (de l'ordre de plusieurs dizaines de kW).

Ce montage est analysé dans le chapitre traitant de façon détaillée le fonctionnement des détendeurs thermostatiques *(voir page 285)*.

COMPLÉMENTS SUR LES PETITS SYSTÈMES

En ce qui concerne les détendeurs utilisés sur les petits systèmes (réfrigérateurs, climatiseurs individuels, petites pompes à chaleur...) :

- Le détendeur pressostatique (ou automatique) est étudié page 309
- Le détendeur capillaire est étudié page 315.



RECHERCHE DES FUITES DE FLUIDE FRIGORIGÈNE

Avant d'étudier dans le détail la panne du manque de charge, *très souvent provoquée par une fuite de fluide frigorigène,* il n'est peut être pas inutile de rappeler certains principes de base concernant les techniques de recherche des fuites puis les problèmes liés à la charge en fluide.

A) Recherche des fuites sur une installation déjà en service.

Rappelons que le fluide frigorigène en circulation entraîne en permanence avec lui des molécules d'huile. Aussi, lorsqu'une fuite se déclare, c'est un mélange de fluide et d'huile qui sort de l'installation. Cependant, si le fluide frigorigène va se mélanger à l'air atmosphérique sous forme gazeuse, l'huile reste sur place à l'état liquide. En conséquence, une fuite pourra *souvent* se repérer *aux traces d'huile* sur les tuyauteries ou sur les parties de l'installation situées juste en dessous de la fuite (à condition toutefois que l'installation soit dans un état de propreté impeccable, ce qui devrait toujours être le cas !)

D'une manière générale, une fuite peut se déclarer aussi bien au niveau d'un *raccord* ou d'un *joint mal serré* que d'une brasure mal faite (brasure trop chauffée qui devient poreuse ou excès de décapant qui se fissure avec le temps). Mais le dépanneur doit aussi penser à contrôler *les soufflets des pressostats* (qui se vrillent quand on ne serre pas les écrous de raccordement à l'aide de 2 clés), les capuchons (qu'on doit serrer à la clé et pas à la main), *les presse-étoupes* des vannes de service ou de régulation (qu'on doit desserrer avant toute manoeuvre et ne pas oublier de resserrer ensuite), *les soupapes de sécurités* non étanches (attention, leur échappement est parfois raccordé à l'extérieur par une tuyauterie), *les garnitures d'étanchéité* (dans le cas de compresseurs ouverts)...

Rappelons également qu'il est déconseillé de laisser des flexibles de raccordement (du style flexibles de manifold) en permanence sur un circuit frigorifique car ils ont tendance à la longue à devenir poreux et donc à fuir.

La recherche des fuites pourra se faire :

Soit avec une lampe haloïde qui réagit au chlore et est donc réservée aux installations contenant des CFC (R11, R12, R502...) ou des HCFC (R22, R123...). *Faites attention aux émanations de trichlore ou d'eau de Javel (principalement dans les piscines) qui font également virer la lampe, car ils contiennent du chlore.*

ATTENTION : La lampe haloïde réagit au chlore et elle ne fonctionne donc pas avec les nouveaux fluides frigorigènes HFC, comme le R134a, le R404A, le R407C ou le R410A. Il faudra dans ce cas utiliser un matériel de détection de fuites spécialisé.

Soit avec une solution savonneuse, très pratique pour localiser exactement une fuite qu'on suspecte, ou quand la flamme de la lampe haloïde se voit mal à cause de la lumière, ou encore s'il y a beaucoup de frigorigène dans l'ambiance (auquel cas la lampe haloïde est inutilisable car sa flamme reste verte en permanence).

Soit avec un détecteur électronique de fuite. Méfiez-vous, la plupart des anciens modèles de détecteurs qui fonctionnaient très bien avec le R12 ou le R22 ne réagissent pas aux fuites des nouveaux fluides HFC comme le R134a , le R404A ou le R407C (consultez la notice du fabricant).

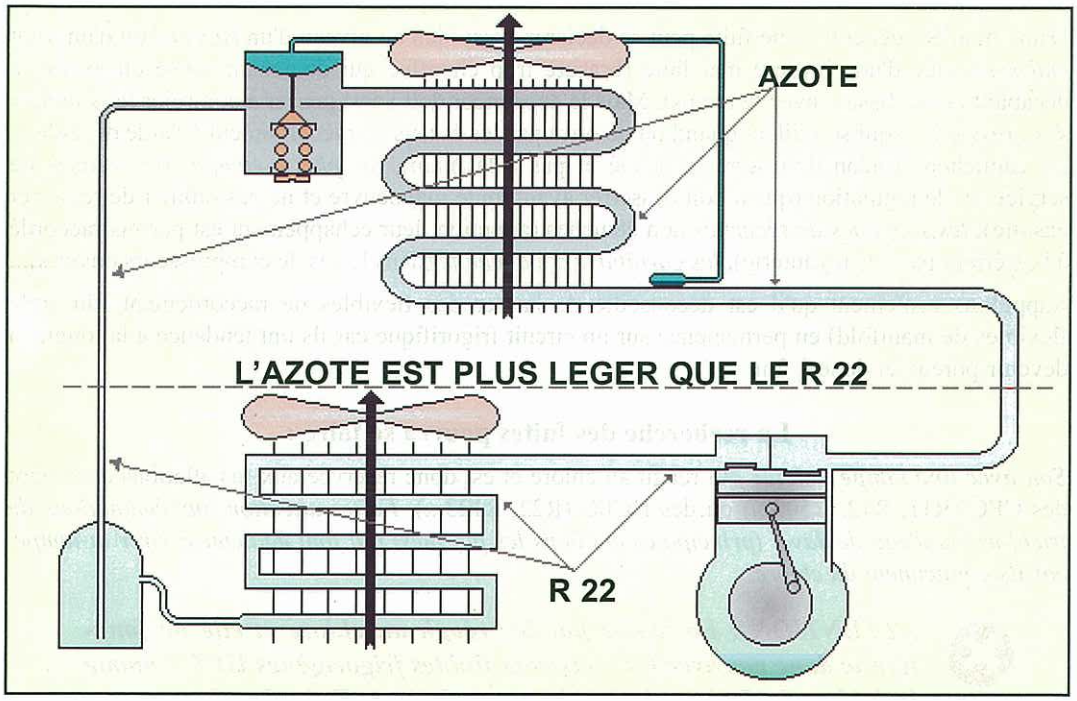
Soit avec un additif colorant. Cette méthode ne semble pas rencontrer un gros succès à cause des :problèmes qu'elle occasionne.

Soit avec un additif fluorescent et une lampe U.V. (émettrice d'ultraviolets). Ce procédé permet de détecter les fuites, même très faibles, avec une très bonne efficacité quelque soit la nature du fluide utilisé (CFC, HCFC, HFC) en d'utilisant un additif approprié.

Dans tous les cas, un dépanneur digne de ce nom ne quitte jamais un chantier sans avoir "fait les fuites", principalement sur les parties du circuit sur lesquelles il est intervenu.

B) Recherche des fuites sur une installation non chargée.

Une technique assez répandue consiste à introduire un peu de fluide frigorigène (CFC ou HCFC) dans l'installation puis à monter la pression avec de l'azote sec et enfin à rechercher les fuites à la lampe haloïde. Indépendamment des problèmes liés aux rejets des CFC dans l'atmosphère (il faudra bien vider le circuit à la fin du test), regardons ci dessous ce qui se passe après un certain temps :



A la même température, l'azote est environ 3 fois plus léger que les vapeurs de R22 et 4 fois plus léger que les vapeurs de R12.

Aussi, au bout d'un certain temps, les 2 gaz se séparent. L'azote, plus léger, monte dans les parties hautes et le fluide frigorigène (plus lourd) descend dans le bas de l'installation. **A partir de ce moment, s'il y a une fuite dans la partie haute du circuit, la lampe haloïde (ou le détecteur) ne peut plus la détecter efficacement !**

Aussi est-il recommandé de n'utiliser cette méthode qu'avec beaucoup de précautions et surtout de toujours commencer la recherche des fuites à la lampe haloïde par les éléments supérieurs de l'installation.

Nous venons de voir les inconvénients liés à la technique du test d'étanchéité d'un circuit par la méthode du mélange d'azote et de fluide frigorigène.

Discutons maintenant d'une autre technique de recherche de fuites parfois utilisée, et qui consiste à tirer l'installation au vide, puis à attendre une éventuelle remontée de la pression, en se disant *"Si l'installation tient le vide, c'est qu'il n'y a pas de fuite"*.

Afin de nous faire une opinion sur la validité de cette technique, comparons ce qui se passe dans le cas d'une fuite (par exemple sur une brasure) entre :

- D'une part un circuit tiré au vide sur lequel on guette une remontée de pression en cas de fuite (figure 1).
- D'autre part, un circuit gonflé à l'azote à une pression de 10 bar sur lequel on guette une chute de la pression en cas de fuite (figure 2).

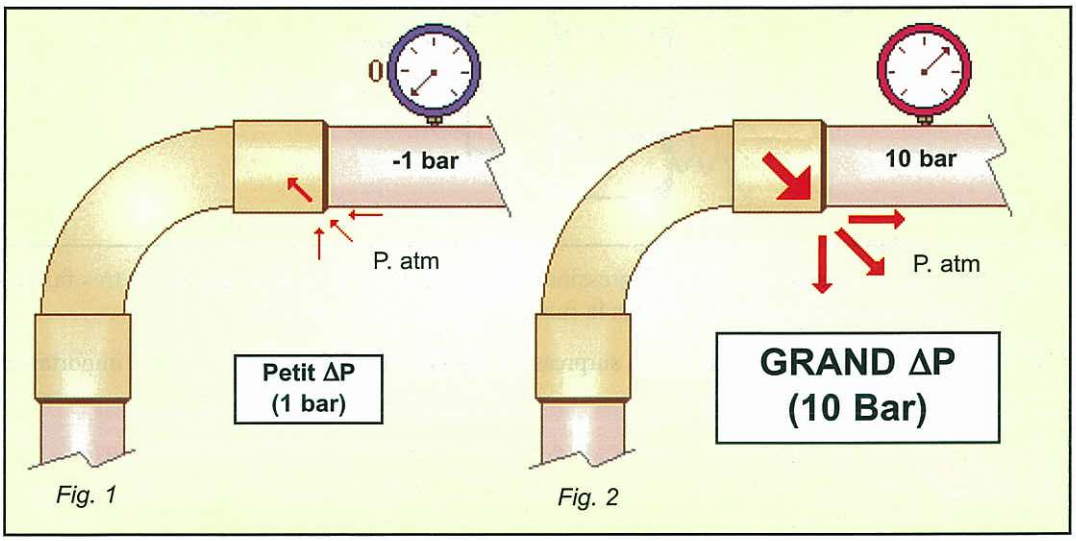


Fig. 1 : Le circuit est sous vide. Comme c'est la pression atmosphérique qui environne l'installation, la différence de pression de part et d'autre de la brasure est faible (moins d'un bar absolu).

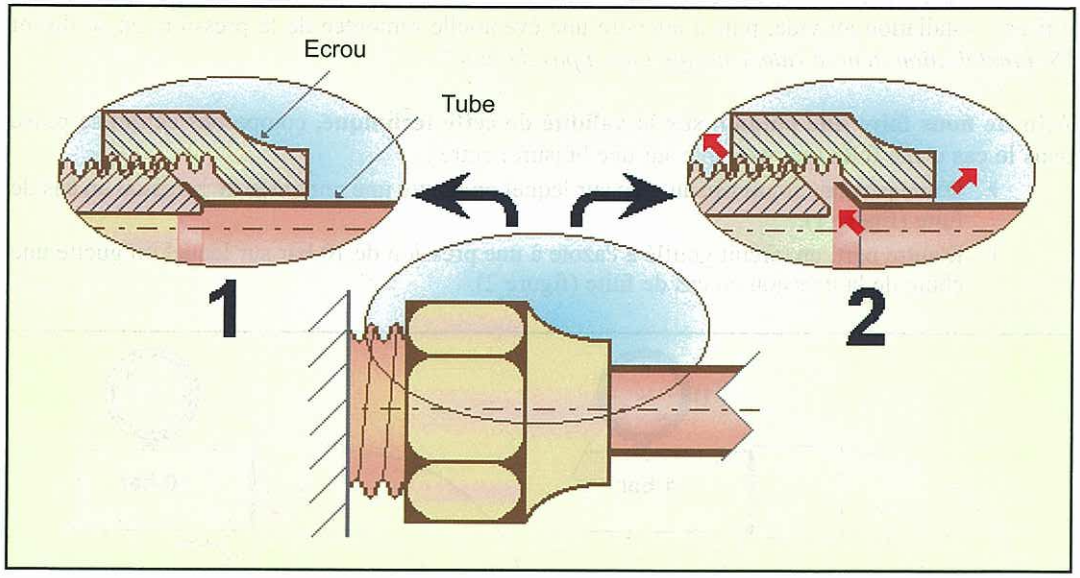
En conséquence **le débit de fuite est faible,** entraînant une vitesse de remontée du vide relativement lente (de l'air entre dans le circuit).

Fig. 2 : Le circuit est gonflé à l'azote à 10 bar. La différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du circuit est cette fois ci 10 fois plus importante que dans le cas précédent (et là, c'est l'azote qui sort du circuit).

En conséquence, **à fuite égale,** le débit de fuite est beaucoup plus important que dans le premier cas et la variation de pression à l'intérieur du circuit est beaucoup plus rapide, donc plus facilement détectable aux manomètres.

Notez également que dans le premier cas c'est de l'air atmosphérique (donc contenant de l'humidité) qu'on fait pénétrer dans le circuit au détriment d'un des principes de base du métier : L'humidité est l'ennemi du frigoriste ! **(rappelons que l'humidité est susceptible de former avec le fluide frigorigène des acides particulièrement destructeurs).**

Enfin, pour en terminer avec la technique de recherche des fuites par remontée du vide, regardons la figure ci-dessous illustrant le raccordement d'un tube cuivre dudgeonné sur un raccord flare, en imaginant que *l'écrou est mal serré* et devrait donc occasionner une fuite :



Cas 1 : Le circuit est sous vide, et la dépression "aspire" le dudgeon. L'entrée d'air est très faible, voire inexistante et on ne voit pas la fuite.

Cas 2 : Le circuit est sous pression et la surpression repousse le dudgeon. La fuite est importante et facilement décelée.

Tirons en la leçon finale que le tirage au vide d'un circuit frigorifique doit servir à éliminer l'humidité qui s'y trouve et en aucun cas à faire une épreuve d'étanchéité

Alors, comment faire l'épreuve d'étanchéité ?

La méthode la plus sûre consiste à gonfler le circuit **uniquement avec de l'azote** sec (en général à 10 bar), de sorte à éliminer radicalement tout risque de condensation (l'azote est incondensable aux températures usuelles). De plus, l'azote facilitera par la suite la déshydratation du circuit (voir page 385).

Attention : On doit toujours raccorder une bouteille d'azote sur un circuit par l'intermédiaire d'un mano-détendeur, sous peine d'accident très grave (la pression dépasse 100 bar à l'intérieur d'une bouteille d'azote !)

En cas de forte fuite, la pression dans le circuit baisse rapidement, et la fuite est le plus souvent détectable à l'oreille (la fuite "siffle") ou en passant la main sur les points sensibles (on sent l'azote sortir et la fuite change de bruit).

En cas de fuite légère, la pression baisse beaucoup plus lentement et la fuite est alors détectable en passant une solution savonneuse sur les points névralgiques et en guettant l'apparition de bulles.

Toutefois, la pression peut varier sans qu'il y ait la moindre fuite, si la température varie de façon sensible pendant l'essai.

En effet, si par exemple la température ambiante augmente, la température de l'azote augmente également et il se dilate. Cette dilatation (le volume occupé par l'azote dans l'installation ne changeant pas) provoque tout naturellement une élévation de pression dans le circuit. A l'inverse, une baisse de la température ambiante provoquera une baisse de la pression due à la contraction de l'azote.

Cette variation de pression provoquée par une variation de température est parfaitement maîtrisée par l'application de la loi de Charles :

$$\frac{P1}{T1} = \frac{P2}{T2}$$

Les pressions et les températures doivent être exprimées en valeurs absolues.

Au bout de quelques heures (une nuit par exemple sur une installation importante), *si la pression n'a pas varié en dehors des limites autorisées par la loi de Charles, on peut considérer à coup sûr qu'il n'y a pas de fuite.*

EXERCICE :

Un soir de juillet, un monteur gonfle une installation à l'azote pour en éprouver l'étanchéité. La température ambiante étant de 27°C, il relève aux manomètres une pression de 10,8 bar. Le lendemain matin, il constate que les manomètres indiquent 10,2 bar mais que la température a chuté à 17°C. Quelle conclusion en tirez-vous ?

Solution de l'exercice :

La température ayant diminué, il est tout à fait normal que la pression ait diminué également. Le seul problème consiste à savoir si la chute de pression peut s'expliquer uniquement par la loi de Charles, ou si une fuite existe.

Le premier soir, la pression **P1** lue au mano (c'est donc une pression relative) était de 10,8 bar soit 10,8 + 1 = **11,8 bar absolus,** pour une température **T1** de 27°C, soit une température absolue égale à 27 + 273 = **300 K** (degré Kelvin).

Le lendemain matin, la température absolue **T2** = 17 + 273 = **290 K**.
En application de la loi de Charles, la pression absolue **P2** dans le circuit devrait donc être égale à :

P2 = P1 x T2 / T1 soit 11,8 x 290 / 300 = 11,4 bar absolus, ce qui correspond à une pression relative lue au manomètre de 11,4 - 1 = **10,4 bar.**

Puisque la pression a chuté à 10,2 bar au lieu des 10,4 bar admissibles, cela indique qu'il subsiste une petite fuite sur le circuit (peut être une brasure poreuse ou tout simplement un flexible du manifold qui perd un peu de gaz (il faut penser à les tester régulièrement).

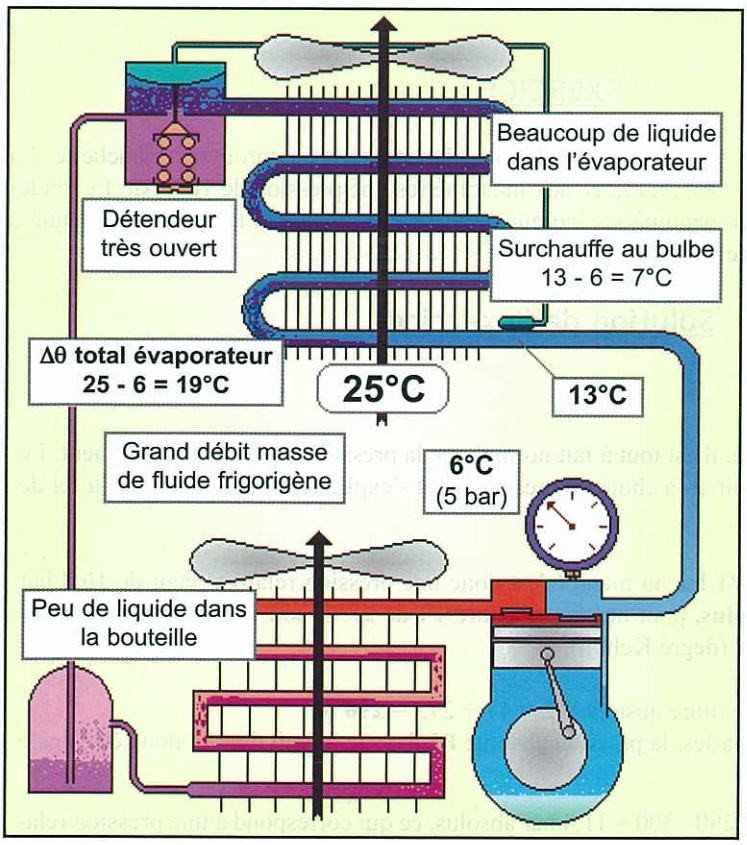
PROBLÈME DE LA CHARGE EN FLUIDE

Si un manque de charge peut être provoqué par une fuite accidentelle de fluide frigorigène, un excès de charge a le plus souvent pour origine *une erreur humaine* provoquée par l'incompétence d'un intervenant.

Afin de limiter ce type d'erreur, il ne semble pas inutile d'apporter quelques précisions en répondant à quelques questions usuelles sur ce délicat sujet.

A) A quoi sert la bouteille liquide ?

Pour bien comprendre le rôle de la bouteille liquide, nous prendrons l'exemple de l'installation ci-dessous, *en parfait état* de *fonctionnement.* Regardons comment évoluent certains paramètres entre l'enclenchement et la coupure du compresseur par le thermostat de régulation.



La température étant relativement élevée en ambiance, le thermostat de régulation enclenche le compresseur.

A ce moment, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur est de **25°C**.

La BP s'étant stabilisée à 5 bar (avec du R22), la température d'évaporation correspondante est de **6°C.**

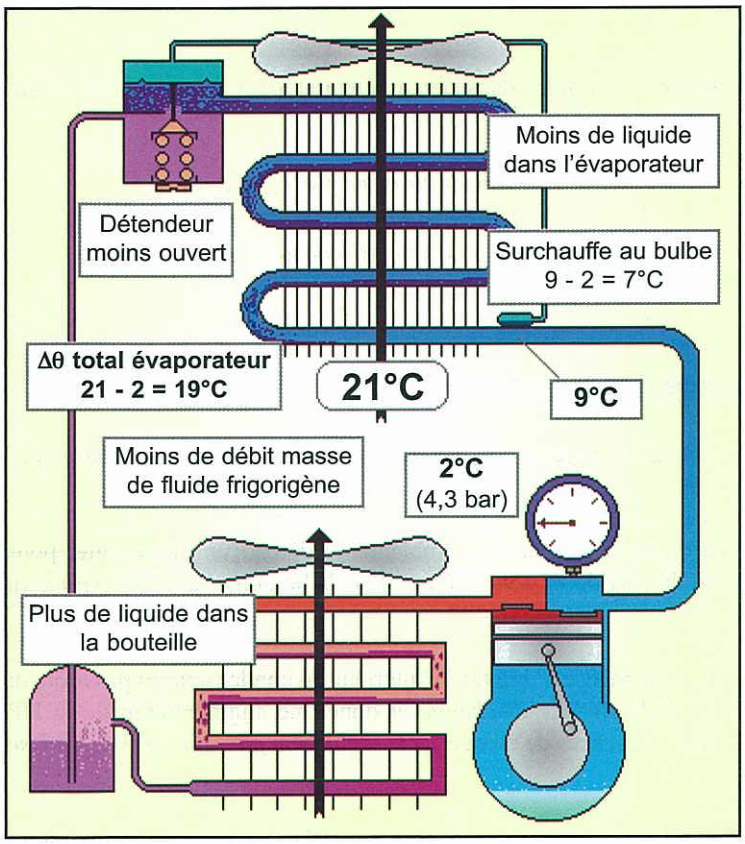
En négligeant volontairement les pertes de charge à l'aspiration du compresseur, cela représente un Δθ total sur l'évaporateur d'environ 25 - 6 = 19°C.

Si la température mesurée au bulbe du détendeur est par exemple de **13°C** cela indique que la surchauffe est réglée à environ **7°C.**

Enfin, notons que le thermostat venant d'enclencher le compresseur, l'air est *plutôt chaud* à l'entrée de l'évaporateur. En conséquence, l'ébullition du fluide frigorigène est très intense et nécessite *une ouverture importante* du détendeur pour maintenir la surchauffe à 7°C...

Puisque le détendeur est plutôt ouvert, la BP et le débit masse de frigorigène sont plutôt élevés. En conséquence, la puissance frigorifique est très bonne et il y a beaucoup de liquide dans l'évaporateur (bien sûr, la charge en fluide frigorigène étant normale, s'il y a beaucoup de liquide dans l'évaporateur c'est qu'il y en a comparativement peu dans le condenseur et la bouteille).

Reprenons la même installation un peu plus tard, alors que la température de l'air est descendue à **21°C** à l'entrée de l'évaporateur, et regardons comment ont évolué les différents paramètres (pour simplifier, nous admettrons que la HP est bien régulée et n'a pas varié de façon sensible).



Puisque la température de l'air a diminué de 4°C à l'entrée de l'évaporateur, il faut maintenant une longueur de tube beaucoup plus importante pour assurer *la même surchauffe* constante aux gaz qui quittent l'évaporateur.

Cela signifie que le détendeur s'est obligatoirement refermé *(voir : influence de la température de l'air, page 30).*

En conclusion, Pour maintenir sa surchauffe constante à **7°C**, le détendeur est o**bligatoirement moins ouvert** que lorsque l'air était à 25°C.

Comparativement au fonctionnement précédent, puisque le détendeur a fermé, cela implique que la BP a diminué et que le débit masse de frigorigène est plus faible. La puissance frigorifique est donc réduite et il y a *beaucoup moins de liquide dans l'évaporateur que précédemment.*

En conséquence, s'il y a moins de liquide dans l'évaporateur, c'est qu'il y en a davantage dans le condenseur et dans la bouteille.

Notons qu'avec une HP relativement stable, le Δθ total sur l'évaporateur ne varie pas et reste égal à d'environ **19°C**, ce qui signifie que la température d'évaporation sera de l'ordre de **21 - 19 = 2°C** (ce qui représente avec du R22 une BP de 4,3 bar).

De plus, puisque le détendeur est réglé pour maintenir une surchauffe de **7°C** et que l'évaporation se produit maintenant à **2°C**, la température au bulbe du détendeur sera de l'ordre de **2 + 7 = 9°C.**

Remarquons qu'en fin de cycle (21°C en ambiance), non seulement il y a davantage de liquide dans le condenseur et la bouteille, mais le débit masse de frigorigène étant plus faible, *le liquide circule beaucoup plus lentement dans le bas du condenseur.*

Puisqu'il y a davantage de liquide qui reste plus longtemps en contact avec l'air extérieur, le sous refroidissement sera meilleur.

Ainsi, sur une installation équipée d'un détendeur thermostatique, plus la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur diminue et plus le détendeur étrangle en réduisant le débit masse et la puissance frigorifique.

Simultanément, il y a de moins en moins de liquide dans l'évaporateur et *le niveau du liquide monte à l'intérieur de la bouteille...*

L'un des rôles de la bouteille est précisément de faire face à ces fluctuations normales du débit masse de liquide provoquées par les réactions du détendeur thermostatique aux variations des charges thermiques.

B) Et si la bouteille liquide est trop petite ?

Imaginons que la bouteille liquide étant trop petite, on charge une installation alors que *la température ambiante est relativement élevée.*

Au fur et à mesure de la diminution de la température ambiante, le détendeur va étrangler pour maintenir sa surchauffe. Le niveau du liquide va donc monter dans la bouteille qui, trop petite, va s'engorger rapidement.

A ce moment, le niveau de liquide va se mettre à monter à l'intérieur du condenseur en provoquant au fur et à mesure *une réduction de la surface d'échange* et donc une augmentation de la HP accompagnée de tous les symptômes d'un excès de charge *(voir régulation par vanne HP : Analyse des pannes, page 241).*

Notons qu'avec une bouteille liquide trop petite, si on charge l'installation quand la température ambiante est faible, on risque cette fois ci les symptômes d'un manque de charge dès que l'ambiance remontera.

En conclusion, une bouteille liquide trop petite ne permettra jamais d'obtenir une charge en fluide satisfaisante de l'installation.

C) Comment dimensionner la bouteille ?

D'un point de vue purement fonctionnel, il n'y a aucune contre-indication technique à installer une bouteille liquide plus grosse que nécessaire.

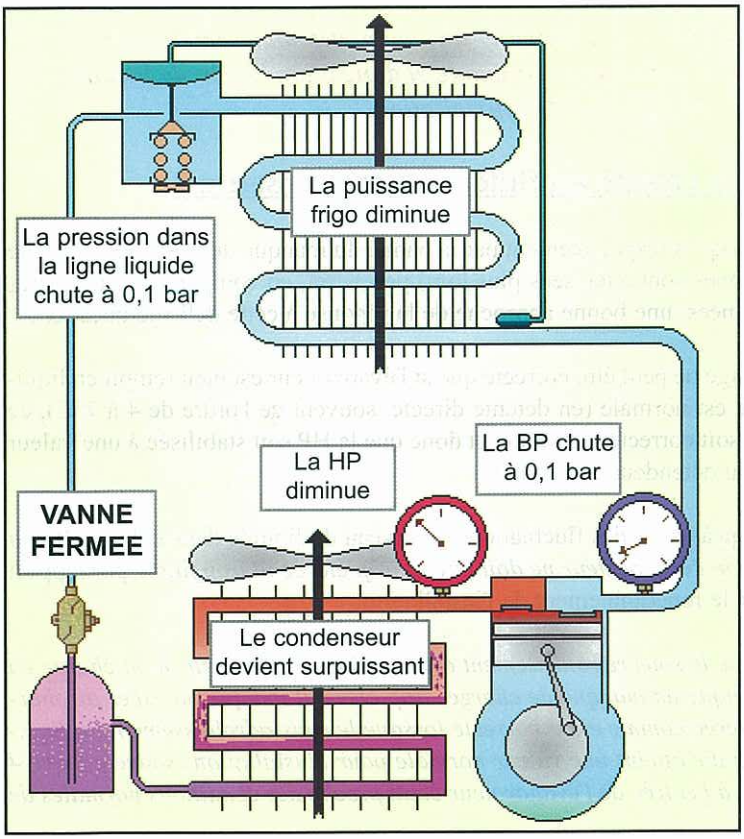
Cependant, plus la bouteille est grosse, plus elle est encombrante et plus elle coûte cher. De plus, une grosse bouteille va contenir *beaucoup plus de fluide frigorigène que nécessaire* alors que ce fluide coûte également cher, et qu'il risque de le devenir de plus en plus !

A une époque où les problèmes d'environnement provoqués par les rejets de Chloro-Fluoro-Carbones (CFC) engendrent *une politique mondiale* de suppression de certains fluides (R11, R12, etc.) et la réduction des quantités de frigorigène utilisées dans les installations, il ne semble *ni raisonnable ni réaliste* d'envisager l'utilisation d'une bouteille liquide de trop forte capacité.

Entre ces 2 extrêmes, le compromis souvent retenu par les concepteurs consiste à dimensionner la bouteille liquide de sorte qu'elle puisse contenir *toute la charge de l'installation* dans le but de faciliter au maximum les opérations classiques de maintenance. Cela permet au dépanneur, en fermant la vanne de départ liquide, de "tirer au vide" la ligne liquide et toute la partie BP afin de ramener quasiment tout le fluide de l'installation vers le condenseur et la bouteille.

S'il y a des vannes de service sur le compresseur, une intervention de maintenance sur n'importe quel élément du circuit (en dehors du condenseur et de la bouteille) ne pose alors aucun problème et ne peut provoquer qu'une perte minime (sous forme gazeuse) de fluide frigorigène.

D) La HP peut-elle monter pendant la mise à vide ?



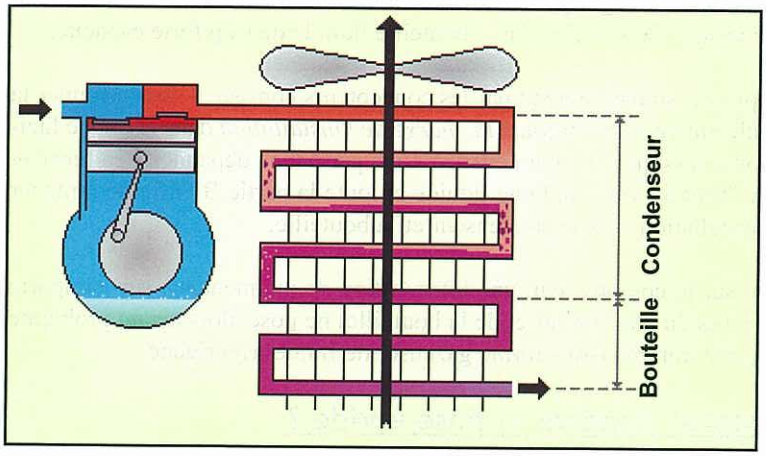
La vanne de départ liquide étant fermée, durant toute l'opération de mise à vide par le compresseur (jusqu'à 0,1 bar par exemple), la pression à l'entrée du détendeur chute en permanence pour atteindre également 0,1 bar.

Cette chute de pression à l'entrée du détendeur provoque un effondrement de la puissance frigorifique *(voir : capacité d'un détendeur thermostatique, page 32)*, ainsi qu'une chute importante de la puissance rejetée au condenseur qui devient alors très rapidement surpuissant :

la HP aurait donc au contraire tendance à diminuer pendant la mise à vide !

Puisque le condenseur devient surpuissant pendant la mise à vide, la HP ne doit absolument pas monter sinon cela indique soit que la bouteille est trop petite, soit que le fluide circule mal entre le condenseur et la bouteille, soit qu'il y a un excès de fluide frigorigène dans l'installation (ce qui est le cas le plus fréquent).

Notons également qu'au lieu d'installer une bouteille liquide, certains concepteurs préfèrent surdimensionner le condenseur à air.



La partie inférieure du condenseur fait alors office de bouteille.

En fonctionnement, les tubes en bas du condenseur sont noyés en permanence et ventilés par de l'air frais extérieur.

Cela permet *d'optimiser au maximum* le refroidissement du liquide.

Cette technique permet d'obtenir un sous refroidissement bien meilleur qu'avec une bouteille classique et donc d'améliorer de façon sensible le rendement global de l'installation.

E) Comment savoir si la charge en fluide est satisfaisante ?

L'analyse des symptômes provoqués respectivement par la panne du manque de charge et par celle de l'excès de charge (ces 2 pannes sont analysées plus loin) permettra, en complément aux explications qui viennent d'être données, une bonne approche de la réponse à cette délicate question.

Rappelons toutefois que la charge ne peut être correcte que si l'évaporateur est bien rempli en liquide, c'est à dire si la surchauffe est normale (en détente directe, souvent de l'ordre de 4 à 7°C), ce qui implique que le détendeur soit correctement réglé et donc que la HP soit stabilisée à une valeur normale, puisque la capacité du détendeur en dépend.

De plus, nous venons de voir qu'à cause des fluctuations du niveau du liquide dans la bouteille, *la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur ne doit être ni trop élevée ni trop faible* par rapport à la zone normale prévue pour le fonctionnement de l'installation.

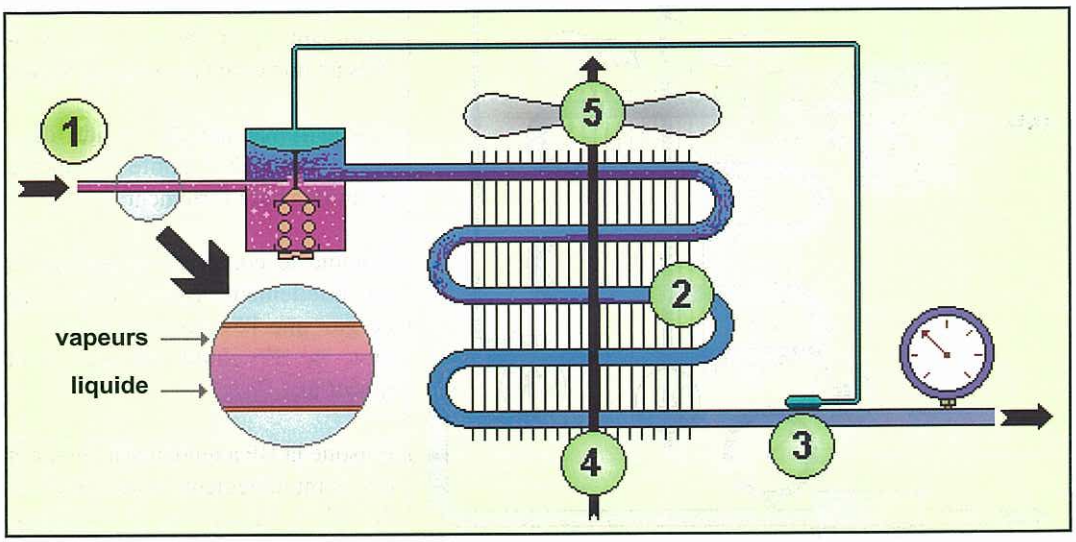
Rappelons une nouvelle fois que le sous refroidissement est le meilleur indicateur de la charge en frigorigène : Trop faible, il indique un manque de charge; trop élevé, il indique un excès de charge. La charge peut être considérée comme étant correcte lorsque le sous refroidissement du liquide à la sortie du condenseur à air atteint une valeur normale pour l'installation (souvent entre 4 et 7°C), la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur étant proche des conditions normales de fonctionnement.

Le sous refroidissement ne peut être considéré comme un indicateur fiable que si la détente se fait par l'intermédiaire d'un détendeur thermostatique. Le problème de la charge avec un détendeur pressostatique est étudié page 311. Si la détente se fait par un capillaire, le problème de la charge en fluide est étudié page 317.

PANNE DU MANQUE DE CHARGE ANALYSE DES SYMPTÔMES

Pour continuer notre étude relative aux problèmes de charge en fluide frigorigène analysons maintenant les répercussions de la panne *"du manque de charge"* sur les différentes parties du circuit frigorifique.

A) Répercussions sur l'ensemble détendeur / évaporateur :



Dire qu'il y a un manque de charge, quelle qu'en soit la raison, c'est dire qu'il n'y a pas assez de fluide frigorigène dans l'installation.

Il y a donc pénurie de fluide frigorigène dans chaque partie du circuit, et en particulier dans l'évaporateur, le condenseur, la bouteille liquide et la ligne liquide.

La ligne liquide ne contient normalement que du liquide sous refroidi mais à cause du manque de charge, c'est un mélange de liquide et de vapeurs qui arrive à l'entrée du détendeur ***(point 1).***

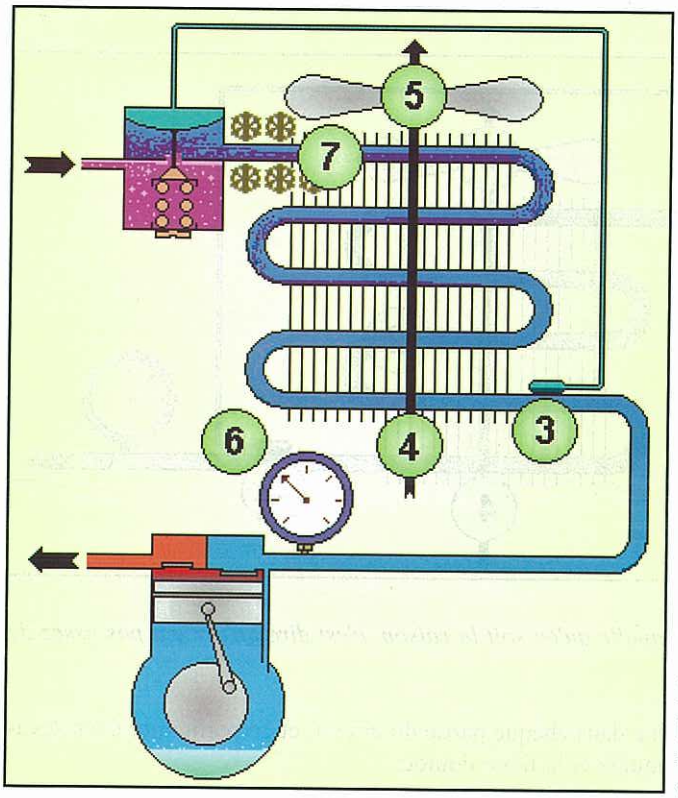
Puisqu'il manque du liquide à l'entrée du détendeur, il en manque également à la sortie, et la dernière gouttelette se vaporise très tôt dans l'évaporateur ***(point 2)***. En conséquence, les vapeurs restent beaucoup plus longtemps en contact avec l'air en donnant une zone de surchauffe très importante. C'est pourquoi la température au bulbe ***(point 3)*** est anormalement élevée (à la limite, *la température de la ligne d'aspiration peut devenir sensiblement égale à la température ambiante).*

À cause de ce manque de liquide, l'évaporateur est très mal alimenté en fluide frigorigène et la puissance frigorifique est faible. C'est pourquoi la température ambiante augmente dans le local climatisé (ou dans la chambre froide), ce qui provoque un appel du client pour un dépannage car "*il fait trop chaud*".

Puisque la température ambiante est trop élevée, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur ***(point 4)*** l'est également.

La puissance frigorifique étant faible, le refroidissement de l'air se fait mal. Comme l'air est déjà trop chaud à l'entrée de l'évaporateur, la température de soufflage ***(point 5)*** augmente.

B) Répercussions sur l'ensemble évaporateur / compresseur :



Chaque kilogramme de liquide qui traverse l'évaporateur se vaporise en absorbant de la chaleur et en produisant une certaine quantité de gaz.

Puisqu'il manque du liquide dans l'évaporateur, la quantité de vapeurs produite chute fortement.

Comme le compresseur peut alors potentiellement aspirer davantage de gaz que l'évaporateur n'en produit, la BP chute anormalement ***(point 6).***

Puisque la BP a tendance à chuter et que simultanément la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur augmente, le $\Delta\theta$ *total sur l'évaporateur devient anormalement élevé.*

De plus, la BP étant faible, la température d'évaporation l'est également du fait de la relation pression-température du fluide frigorigène.

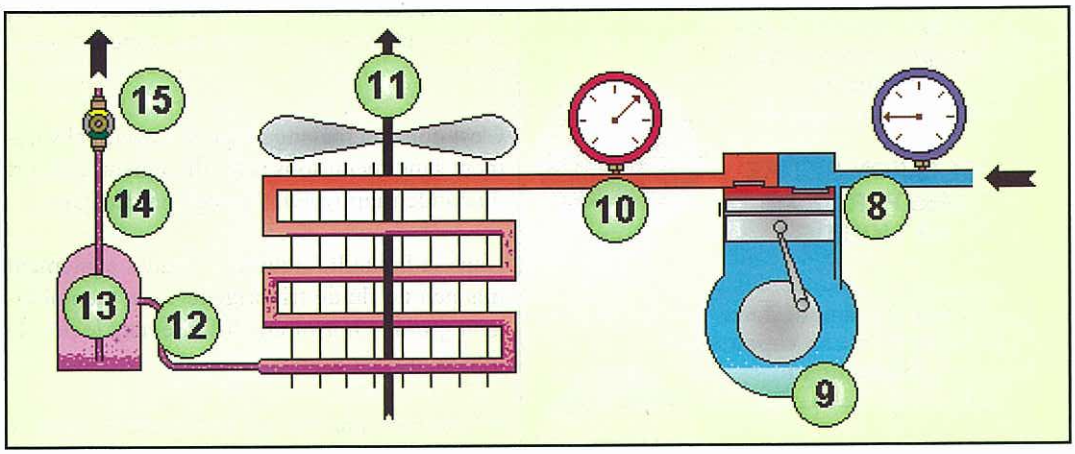
Comme simultanément la température du bulbe ***(point 3)*** *augmente, la surchauffe sera obligatoirement très importante.*

S'il s'agit d'une installation de climatisation classique la température d'évaporation est normalement supérieure à 0°C. Puisque la panne du manque de charge entraîne une diminution de la BP, cette température d'évaporation a alors de fortes chances de devenir négative.

Dans ce cas, les condensats sur la tuyauterie en sortie du détendeur auront tendance à givrer fortement ***(point 7).***

C) Répercussions sur l'ensemble compresseur / condenseur :

Puisque la surchauffe est très importante et que la température au bulbe du détendeur augmente, la température des vapeurs à l'aspiration du compresseur augmente également.



Le refroidissement du moteur des compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques est principalement assuré par les vapeurs aspirées.

Comme la température de ces vapeurs augmente, le refroidissement du moteur se fait moins bien.

En conséquence, le carter du compresseur sera chaud (au lieu d'être tiède ou frais) au niveau de la vanne d'aspiration ***(point 8)***, et le bas du carter (dans la zone où se trouve l'huile) sera extrêmement chaud ***(point 9).***

À cause de cette grande surchauffe à l'aspiration, c'est le compresseur tout entier qui peut devenir anormalement chaud.

Notez qu'à cause de l'élévation de la température des gaz à l'aspiration, la température de refoulement de ces gaz sera elle aussi plus élevée ***(point 10)***.

De plus, nous avons vu que la puissance frigorifique chutait anormalement. Or, le condenseur a été dimensionné à l'origine pour rejeter la puissance frigorifique normale de l'installation.

Comme dans toutes les pannes provoquant une chute de la BP tout se passe donc comme si le condenseur devenait surpuissant !

Si le procédé de régulation HP utilisé ne fait pas varier le débit d'air sur le condenseur, le $\Delta\theta$ sur l'air sera plus faible que la normale et la température de l'air en sortie condenseur ***(point 11)*** sera également plus faible.

Puisque le condenseur est surpuissant, *la HP a tendance à diminuer* (selon le type de régulation HP utilisé).

Enfin, comme il n'y a pas suffisamment de fluide frigorigène dans le circuit, il en manque également dans la zone de sous refroidissement.

Mais s'il manque du fluide dans une tuyauterie normalement remplie uniquement de liquide, on obtient obligatoirement des vapeurs saturantes !

C'est donc un mélange liquide-vapeur, absolument sans aucun sous refroidissement, qui sort du condenseur (***point 12*** page précédente).

Dans la bouteille liquide, il y aura également très peu de fluide frigorigène, et le tube plongeur ***(point 13)*** aspirera difficilement le peu de liquide qui s'y trouve.

A la limite, si le manque de liquide (et donc le manque de charge) est trop important, la ligne liquide se désamorce et le compresseur risque de couper très rapidement en sécurité BP.

En fait, c'est un mélange liquide-vapeur (donc des vapeurs saturantes à la température de condensation) qui sort de la bouteille liquide ***(point 14)***

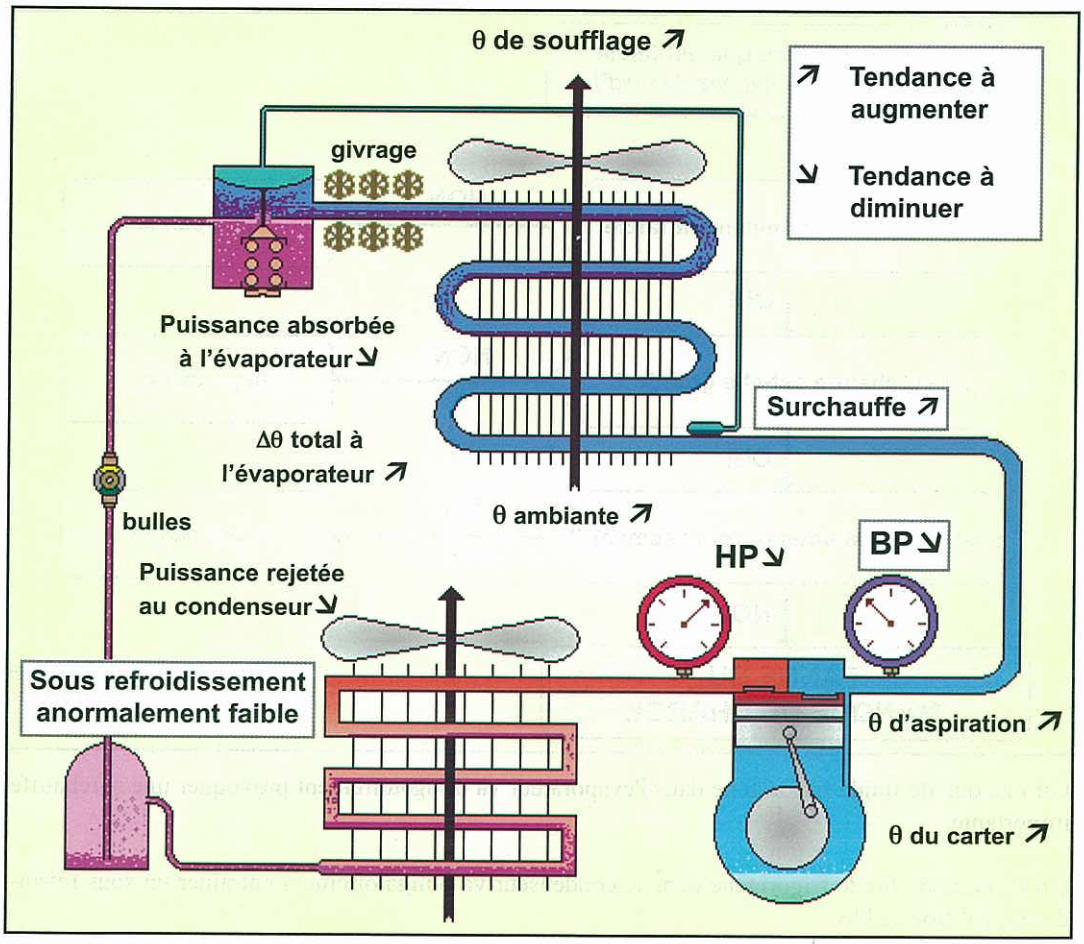
Du reste, on voit très distinctement passer ce mélange dans le voyant liquide ***(point 15)*** qui "bulle" abondamment soit en permanence, soit par à-coups, selon l'importance du manque de charge.

Attention : *Nous verrons que d'autres raisons peuvent faire "buller" le voyant liquide, bien que la charge en fluide frigorigène soit absolument correcte.*

Ce n'est pas parce que le voyant liquide " bulle " qu'il y a obligatoirement un manque de charge.

Par contre, un manque de charge provoque toujours une importante diminution du sous refroidissement.

PANNE DU MANQUE DE CHARGE SYNTHÈSE DES SYMPTÔMES



Attention : en climatisation par exemple, une BP de 0°C est trop faible si l'air arrive sur l'évaporateur à 25°C (Δθ total de 25 - 0 = 25°C) mais la même BP de 0°C est normale si l'air arrive sur l'évaporateur à 18°C (Δθ total = 18 - 0 = 18°C). En cas de besoin, voir : Influence de la température de l'air pages 30 et 31.

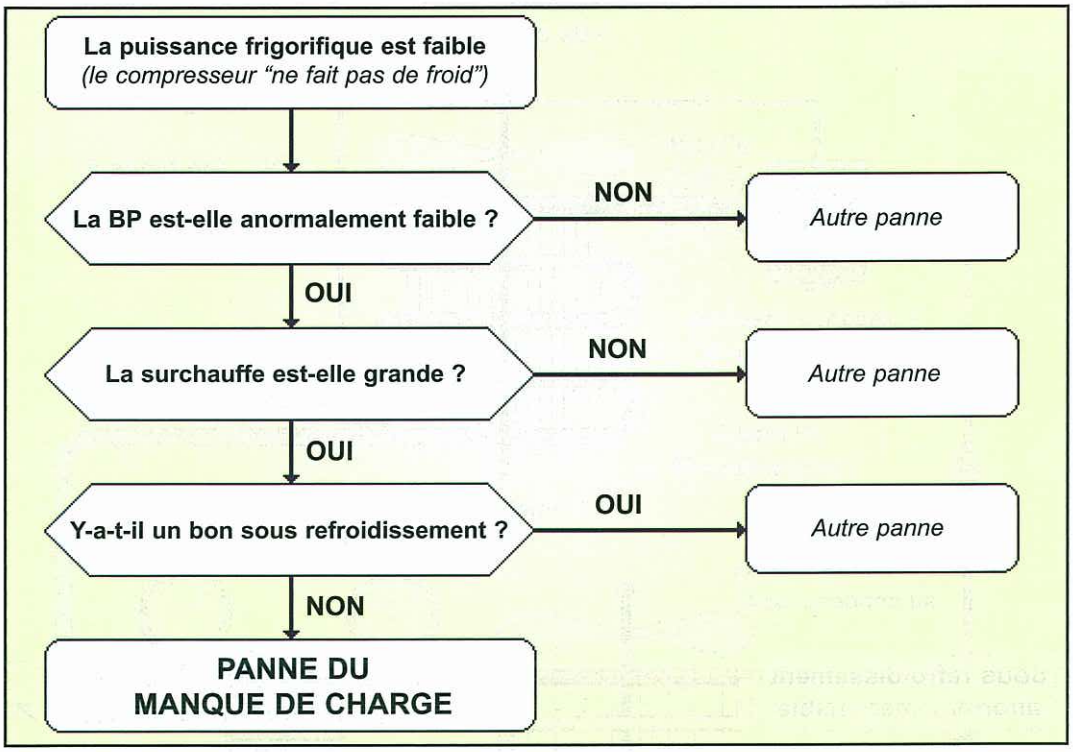
Pour apprécier le sous refroidissement :

- *Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 413.*
- *Avec le R407C voir page 806.*
- *Avec le R410A voir page 808.*

Pour apprécier la surchauffe :

- *Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 414.*
- *Avec le R407C voir page 807.*
- *Avec le R410A voir page 809.*

PANNE DU MANQUE DE CHARGE MÉTHODOLOGIE DU DIAGNOSTIC



Un manque de fluide frigorigène dans l'évaporateur va obligatoirement provoquer une surchauffe importante.

Un manque de fluide frigorigène dans le condenseur va obligatoirement entraîner un sous refroidissement trop faible.

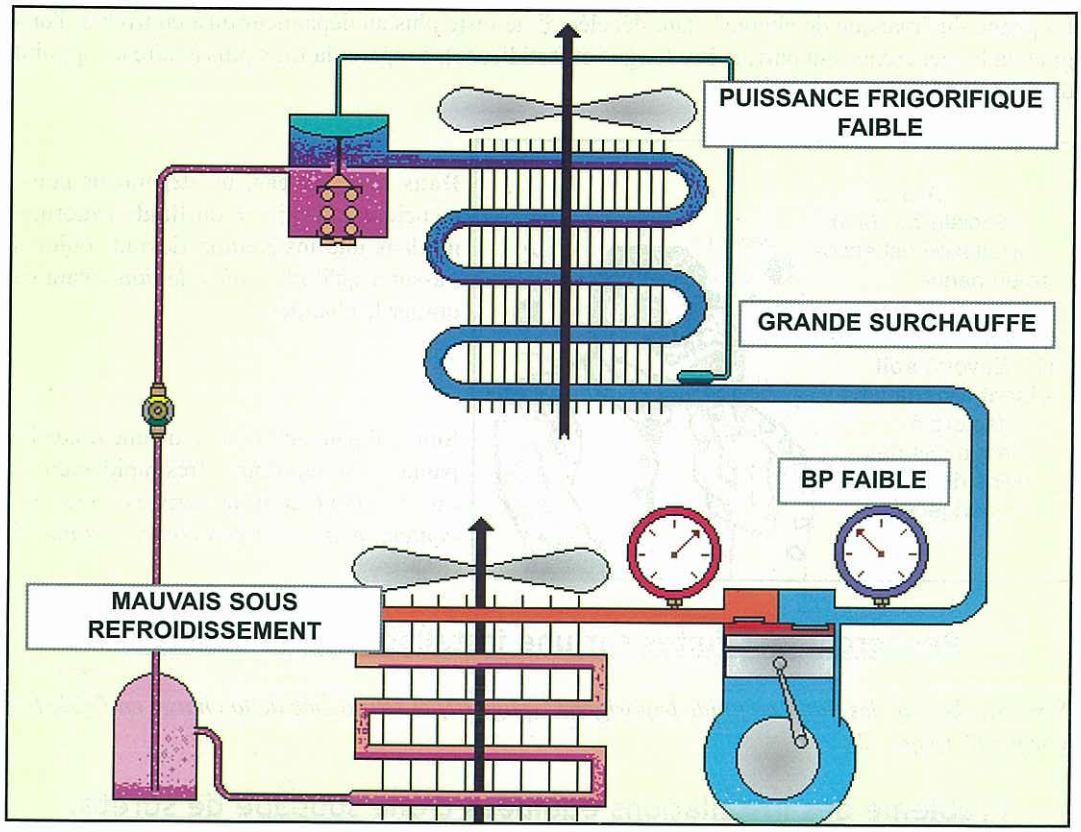
Si la surchauffe est trop élevée ET si le sous refroidissement est trop faible, c'est obligatoirement qu'il manque du liquide dans l'évaporateur ET dans le condenseur, et donc qu'il y a un manque de charge.

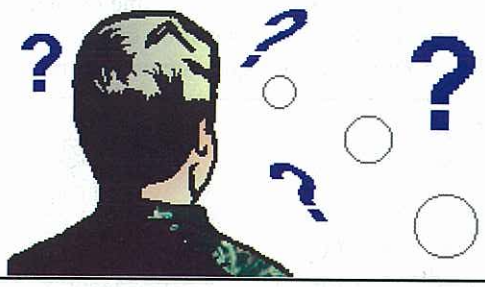
Dans tous les cas, un dépanneur digne de ce nom ne recharge jamais une installation avant d'avoir trouvé la fuite.

Il ne quitte jamais un chantier avant avoir " fait les fuites ", principalement sur les parties du circuit sur lesquelles il est intervenu.

Pour les refroidisseurs de liquide, voir page 614.

PANNE DU MANQUE DE CHARGE : RÉSUMÉ





Pourquoi ce compresseur **ne fait-il pas de froid ?...** Voyons voir...
Oh, **la BP est vraiment faible** ...
Y-aurait-il un manque de débit d'air sur l'évapo ?...
Ca ne peut être ça, **la surchauffe est énorme...**
Peut-être un détendeur trop petit ?... Impossible, **il n'y a pas de sous refroidissement...**
Ca ne peut donc être que ...

LA PANNE DU MANQUE DE CHARGE !

PANNE DU MANQUE DE CHARGE ASPECT PRATIQUE

La panne du "manque de charge" étant décelée, il ne reste plus au dépanneur qu'à en trouver l'origine (et la recherche peut parfois être longue et fastidieuse), à réparer la fuite puis à faire un appoint de fluide frigorigène.

Dans tous les cas, un dépanneur consciencieux qui rajoute du fluide frigorigène dans une installation devrait toujours s'assurer qu'il *n'y a plus de fuite* avant de quitter le chantier.

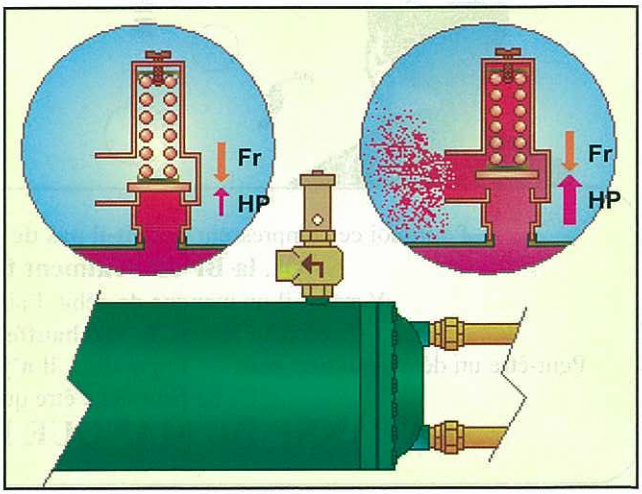
Sinon, il peut être certain qu'une nouvelle panne va se reproduire très rapidement et que *le client, à juste titre, ne sera pas content, mais alors pas content du tout !*

Recherche des fuites sur une installation déjà chargée.

Voir *"Recherche des fuites de fluide frigorigène" (page 67)* et *"Problème de la charge en fluide frigorigène" (page 72).*

Problème des installations équipées d'une soupape de sûreté.

Rappelons qu'une soupape de sûreté est destinée à protéger l'installation contre une montée dangereuse de la haute pression. En cas d'incendie par exemple, du fait de l'élévation très importante de la température (et donc de la pression du liquide), un circuit frigorifique, même à l'arrêt, deviendrait *une véritable bombe* qui ne demanderait qu'à exploser !



La soupape est montée du coté haute pression du circuit (sur le condenseur ou sur la bouteille) et elle est tarée de sorte à s'ouvrir quand la HP devient supérieure à la force du ressort de tarage (Fr).

L'échappement des gaz provoque alors une réduction de la HP et le ressort referme la soupape. Si la HP s'élève de nouveau, le même processus recommence.

Notez que certaines réglementations peuvent imposer *le raccordement à l'extérieur* de l'orifice d'échappement des soupapes de sûreté de sorte à éviter la formation d'un gaz très toxique *(le gaz de combat appelé phosgène)*, qui peut être créé par le contact d'un fluide frigorigène avec une flamme. Cette précaution n'est pas inutile si on pense aux pompiers intervenant sur une installation en feu !

Rappelons-nous également qu'il est très fortement déconseillé de modifier le tarage d'une soupape sous peine de risquer, ou de faire risquer à d'autres, de très graves dangers !

Histoire d'une panne multiple : Imaginez une installation frigorifique dont le condenseur à air est très encrassé. Le condenseur étant sale, le fluide frigorigène est mal refroidi, sa température s'élève et la HP va monter. Au bout d'un certain temps, le condenseur continuant à s'encrasser, ce sera le rôle du pressostat HP de stopper le compresseur.

Si pour une raison quelconque (pressostat HP déréglé, ou inopérant, ou mal raccordé frigorifiquement ou électriquement) le pressostat ne coupe pas, c'est la soupape qui va s'ouvrir pour rejeter du fluide à l'extérieur et empêcher la HP de dépasser sa valeur de tarage.

La HP va donc redescendre et la soupape va se refermer. Mais le condenseur restant toujours aussi sale, le même processus va se répéter plusieurs fois et la quantité de fluide frigorigène ainsi rejetée peut devenir *très importante.*

La HP trop élevée et le manque de fluide frigorigène vont entraîner une importante réduction de la puissance frigorifique. La température va augmenter dans le local et le client va appeler un dépanneur.

En arrivant, le dépanneur va rapidement reconnaître la panne du condenseur trop petit (étudiée plus loin) provoquée par un encrassement du condenseur et il va procéder à son nettoyage.

Le condenseur étant maintenant propre, la HP redevient normale. Beaucoup de dépanneurs inexpérimentés s'arrêteraient là, mais le nôtre n'étant pas un débutant, il procède au contrôle général de l'installation.

Il constate rapidement que la BP est un peu faible, la surchauffe importante et surtout que l*e sous refroidissement est anormalement faible* : L'installation présente tous les symptômes d'un manque de charge.

Notre dépanneur va donc procéder à une recherche systématique des fuites. Bien qu'il ne trouve pas de fuite franche, en contrôlant la soupape de sûreté, il constate que son orifice d'échappement est anormalement gras, et en déduit qu'elle a du "cracher" récemment.

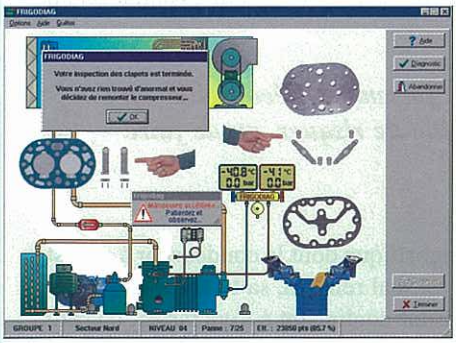
Pour vérifier son hypothèse, il décide de procéder à un essai de coupure du pressostat HP et constate que celui-ci ne réagit pas à une hausse de pression.

Il ne lui reste alors plus qu'à réparer le problème sur le pressostat HP puis à faire un appoint de charge afin de solutionner définitivement la panne.

FRIGODIAG4

Le simulateur de pannes frigorifiques

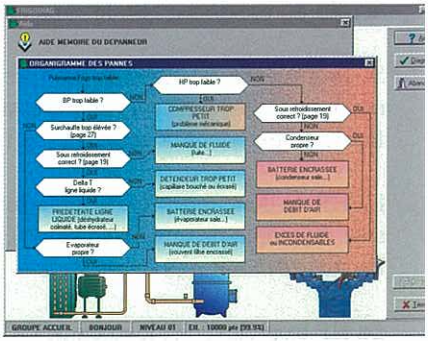
pour Windows 95/98/Me/NT/2000/XP



Cette dernière version de **Frigodiag** (la suite de **Frigodep**) est u véritable simulateur de pannes hyper réaliste qui reproduit e temps réel le comportement exact de plusieurs types d'install tions frigorifiques.

Les dépannages sont décomposés en 4 niveaux de difficul croissante (5 pannes en niveau I et en niveau II, 11 pannes e niveau III et 25 pannes en niveau IV).

D'un simple clic de la souris, le dépanneur peut choisir, *comme il le ferait sur le chantier,* de monter ses manomètres, mesurer des températures, toucher des points névralgiques, examiner tous les appareils et les plaques signalétiques, contrôler les couplages électriques, démonter entièrement les appareils, mesurer les intensités, mesurer les débits d'air, rechercher les fuites, etc. (voir possibilités détaillées ci-dessous).



En cas de difficulté, il peut cliquer sur le bouton AIDE afin d'obtenir des conseils et des indications supplémentaires.

LES CONTRÔLES ET MESURES POSSIBLES AVEC FRIGODIAG

- **Compresseur** : Mesurer les températures d'aspiration et de refoulement. Voir la plaque signalétique et le born moteur. Mesurer l'intensité absorbée. Contrôler l'état des clapets. Contrôler les fuites.
- **Condenseur à air :** Mesurer les températures de départ liquide, d'entrée et de sortie d'air. Voir le condense Mesurer le débit d'air. Contrôler les fuites.
- **Ventilo-condenseur :** Voir la plaque signalétique et le bornier moteur. Mesurer l'intensité absorbée.
- **Bouteille liquide :** Mesurer les températures d'entrée et de sortie du liquide. Faire un test de mise à vide et un te des incondensables. Contrôler les fuites.
- **Déshydrateur :** Mesurer les températures d'entrée et de sortie du liquide. Évaluer le delta T. Contrôler les fuites.
- **Électrovanne :** Mesurer les températures d'entrée et de sortie du liquide. Évaluer le delta T. Voir la plaque sign létique. Mesurer l'intensité absorbée. Faire un contrôle mécanique complet. Contrôler les fuites.
- **Détendeur :** Mesurer la température au bulbe. Voir le train thermostatique et le tableau de puissance. Contrôler réglage. Faire un contrôle mécanique complet. Contrôler les fuites.
- **Évaporateur :** Mesurer les températures d'entrée et de sortie d'air. Voir l'évaporateur et le filtre à air. Mesurer débit d'air. Contrôler les fuites.
- **Ventilo-évaporateur :** Voir la plaque signalétique et le bornier du moteur. Mesurer l'intensité absorbée. Faire contrôle mécanique complet.

Grâce à son réalisme saisissant, à ses animations graphiques, à sa grande simplicité d'utilisation, à son fonctionnement interactif et a sa progressivité pédagogique, cette dernière version de Frigodiag** (la première date de 1993) **reste plus que jamais l'outil idéal pour acquérir une réelle maîtrise du dépannage frigorifique.

Kotza International

CD de démonstration absolument gratuit sur simple demande :

www.kotza.com

PROBLÈME DU FLASH GAS DANS LA LIGNE LIQUIDE

Avant d'étudier en détail la famille des pannes de la pré-détente, ce chapitre se propose d'expliciter le phénomène trop méconnu de la pré-détente instantanée dans la ligne liquide *(appelé flash gas par les anglo-saxons).*

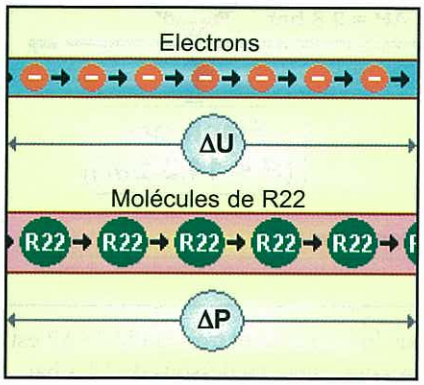
Pour rappel, l'huile utilisée dans les installations frigorifiques est très peu miscible avec le fluide frigorigène en phase vapeur. Aussi la sélection et le tracé des tuyauteries d'aspiration et de refoulement doit être particulièrement soigné afin que l'huile qui part en permanence par le refoulement du compresseur puisse revenir sans problème par l'aspiration *(les problèmes liés aux retours d'huile sont étudiés page 251).*

A l'inverse, cette huile se mélange parfaitement avec le fluide frigorigène liquide et son entraînement dans le condenseur et la ligne liquide ne pose généralement pas de problème, même si la vitesse du mélange est faible ou si la tuyauterie présente des points bas.

Pourtant, sur les installations *où le condenseur à air est assez éloigné de l'évaporateur,* si une mauvaise conception de la ligne liquide ne risque pas de créer des problèmes de retour d'huile, elle peut provoquer *une perte de charge suffisante* pour engendrer le phénomène de flash gas.

A) Problème de la longueur et du diamètre de la ligne liquide :

Rappelons d'abord que les phénomènes qui se produisent lorsque du fluide frigorigène parcourt une tuyauterie sont similaires à ceux qui accompagnent le passage d'un courant électrique dans un conducteur.



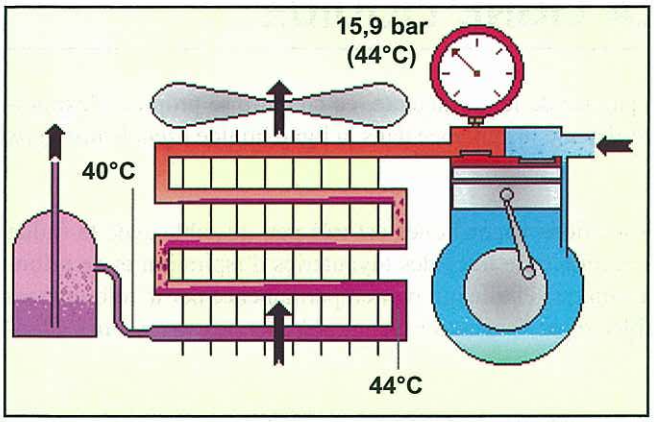
Un conducteur électrique oppose une résistance (R) au passage d'un courant et crée une chute de tension ΔU qui dépend de l'intensité du courant, de la longueur, de la section et de la nature du conducteur.

De même, lorsqu'un fluide circule dans une tuyauterie, celle-ci oppose une résistance au passage du fluide et crée une chute de pression ΔP qui dépend entre autres de la nature et de la vitesse du fluide, de la longueur, de la section et de la nature de la tuyauterie.

Conducteur électrique : ΔU ↗ si l'intensité ↗ si la longueur ↗ si la section ↘
Tuyauterie frigorifique : ΔP ↗ si la vitesse ↗ si la longueur ↗ si la section ↘

Puisque la perte de charge (ΔP) d'une tuyauterie donnée dépend de sa longueur et de sa section, le diamètre d'une ligne liquide *de grande longueur* doit être sélectionné avec le plus grand soin sous peine d'obtenir une perte de charge trop importante et de risquer le flash gas...

Prenons un exemple pour illustrer comment se produit le flash gas dans une ligne liquide mal sélectionnée :



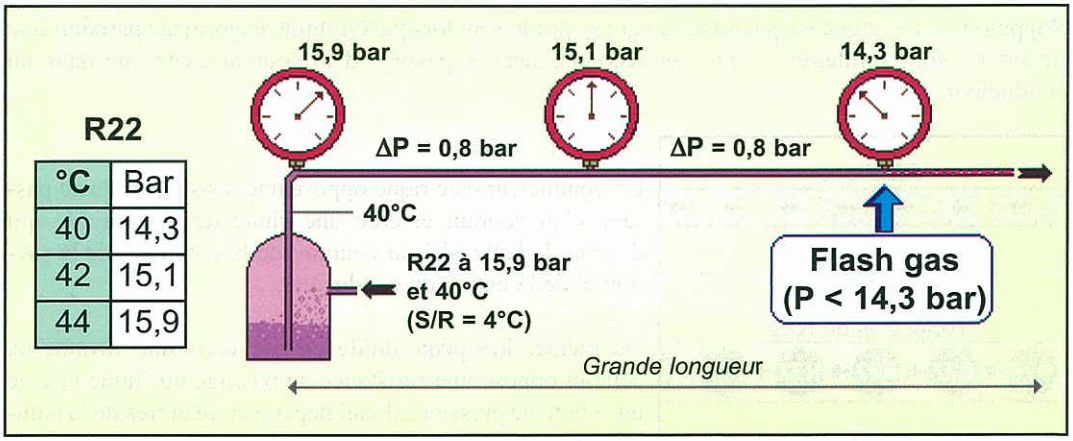
Le compresseur ci-contre refoule dans le condenseur des vapeurs surchauffées de R22 qui se désurchauffent puis se condensent à 44°C.

Le palier de condensation se faisant à 44°C, la HP lue au manomètre de refoulement est de 15,9 bar.

La dernière molécule de vapeur se condense à 44°C, puis le liquide continue à se refroidir au contact de l'air qui ventile le condenseur pour atteindre une température de 40°C à la sortie du condenseur (le liquide a donc été sous-refroidi de 4°C).

Mais la table des vapeurs saturantes du R22 nous indique qu'à 40°C, l'équilibre entre le liquide et les vapeurs du fluide s'établit à 14,3 bar *(voir relation pression-température page 9)*.

En conséquence, si la pression du liquide à 40°C descend en dessous de ces 14,3 bar fatidiques, l'équilibre sera rompu et du liquide commencera à se vaporiser bien avant le détendeur (c'est l'effet flash gas).



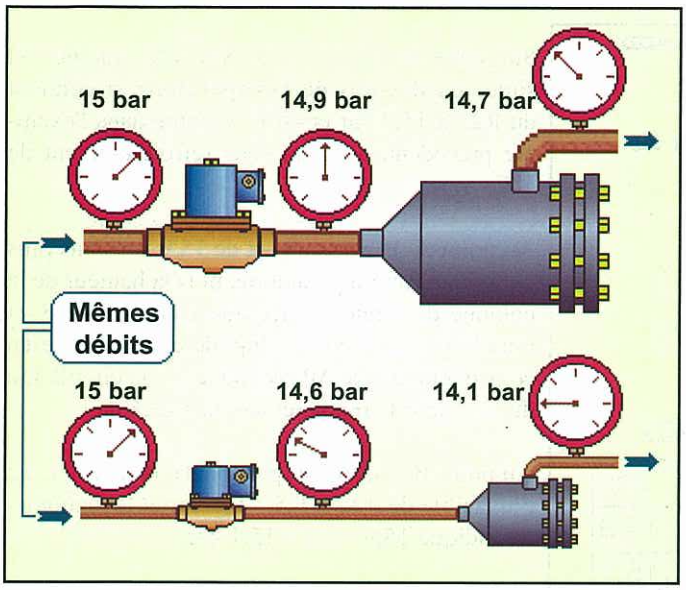
Dans l'exemple ci-dessus, la section de la ligne liquide de grande longueur étant trop faible, le ΔP est beaucoup trop important et le flash gas se produit dès que la pression chute en dessous de 14,3 bar.

Notons qu'avec *un sous refroidissement de seulement 2°C* (le liquide serait donc à 42°C dans la bouteille), le flash gas se produirait dès que la pression descendrait en dessous de 15,1 bar, *donc encore plus tôt.*

Les risques de flash gas sont d'autant plus importants que le sous refroidissement est faible !

B) Problème de la perte de charge dans les accessoires :

Si la tuyauterie utilisée pour la ligne liquide occasionne une perte de charge (qui dépend de sa longueur, du diamètre du tube...), les différents accessoires montés sur cette ligne liquide (déshydrateur, vannes manuelles ou électriques, sous refroidisseur...) provoquent également un ΔP.

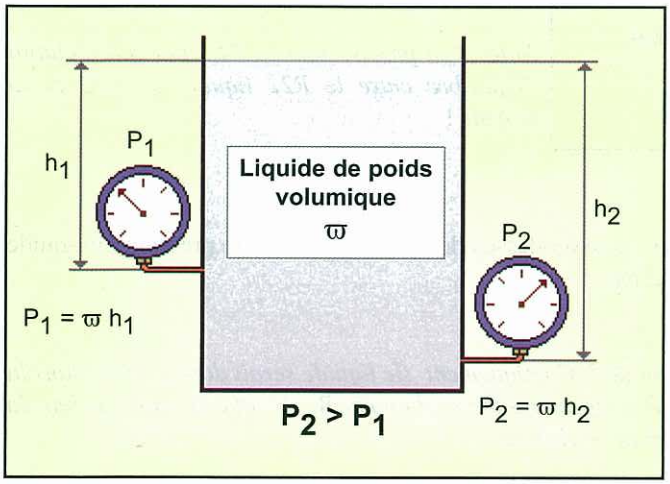


La perte de charge provoquée par un accessoire est indiquée sur les notices techniques du constructeur de l'appareil en fonction de ses caractéristiques propres et des conditions d'utilisation.

A débit de fluide frigorigène égal, un déshydrateur ou une électrovanne présentent une perte de charge d'autant plus importante que leur diamètre nominal est petit.

Une mauvaise sélection des accessoires peut provoquer rapidement une perte de charge prohibitive, génératrice de flash gas, au même titre qu'un diamètre de tuyauterie trop faible.

C) Problème du dénivelé de la ligne liquide :



Rappelons que la pression (P) régnant en un point situé au sein d'un liquide dépend uniquement du poids volumique (ϖ) du liquide considéré et de la hauteur (h) de la colonne de liquide au-dessus du point.

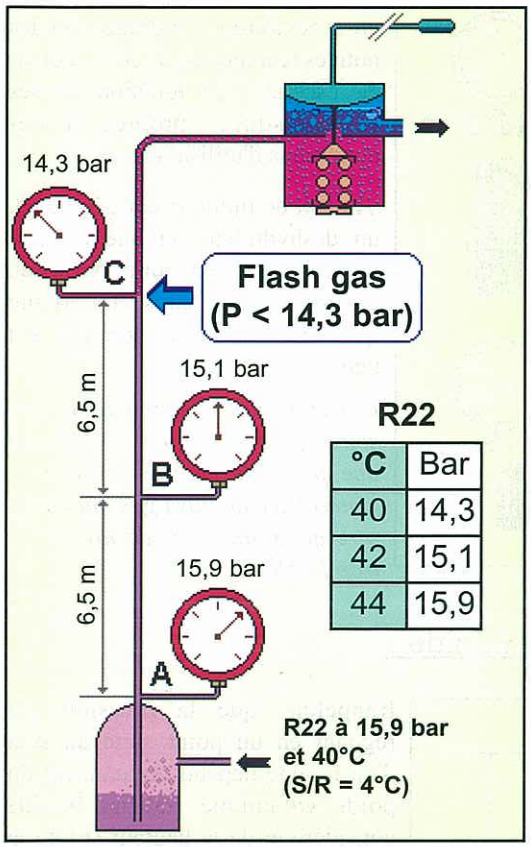
$$P = \varpi . h$$

Ci-contre, P_2 est supérieur à P_1 car la cote d'immersion du point 2 est plus importante (le problème est bien connu des plongeurs).

Pour une colonne de liquide de 1m, on compte aux températures usuelles (ϖ dépend de la température) une pression d'environ 1,3 bar (si le liquide est du mercure), d'environ 0,1 bar (avec de l'eau), d'environ 0,13 bar (avec du R12 liquide) et d'environ 0,12 bar (avec du R22 liquide).

Lorsque le dénivelé entre la bouteille liquide et l'évaporateur est important, la pression due à la hauteur de liquide peut également créer un phénomène de flash gas.

Pour nous en convaincre, rappelons-nous qu'une colonne de 1m de R22 liquide exerce une pression d'environ 0,12 bar et regardons le schéma ci-dessous :



Sur cette installation, la bouteille liquide est située **en dessous de l'évaporateur** et contient du R22 à 15,9 bar et 40°C, comme dans l'exemple précédent, avec un sous refroidissement de 4°C.

Au point **A,** la pression est de 15,9 bar mais plus on s'élève dans la tuyauterie, plus la hauteur de la colonne de liquide située au-dessus diminue, et plus la pression due au liquide chute, même en considérant que le ΔP provoqué par la circulation du liquide est complètement négligeable !

Au point **B** (soit 6,5 m plus haut), la pression est plus faible de 0,12 x 6,5 = 0,8 bar et le manomètre indique 15,9 - 0,8 = 15,1 bar.

Au point **C** (soit encore 6,5 m plus haut), la pression a encore chuté de 0,8 bar et le manomètre n'indique plus qu'une pression de 15,1 - 0,8 = 14,3 bar.

Mais c'est précisément à 14,3 bar que s'établit l'équilibre entre le R22 liquide à 40°C et sa vapeur !

Le flash gas va donc se produire légèrement au-dessus du point **C**, dès que la pression du liquide deviendra légèrement inférieure à 14,3 bar.

*Notons qu'avec un sous-refroidissement de 2°C uniquement (le liquide serait donc à 42°C dans la bouteille), le flash gas se produirait légèrement au-dessus du point **B**, dès que la pression dans la tuyauterie serait descendue en dessous de 15,1 bar.*

Nous pouvons constater une nouvelle fois que les risques de flash gas sont d'autant plus importants que le sous-refroidissement du liquide est faible.

D) Problème des pertes de charge sur la ligne liquide : Synthèse

Les observations précédentes nous amènent à conclure que la perte de charge d'une ligne liquide dépend de 2 facteurs bien distincts :

1) Un ΔP dû à *la circulation du fluide frigorigène dans la tuyauterie* qu'on appelle *perte de charge dynamique* (dynamique comme mouvement) et qui se crée dans les longueurs de tuyauterie et les accessoires quand le fluide est en mouvement.

On admet généralement que cette perte de charge ne devrait guère dépasser 0,4 bar ce qui équivaut à environ 1°C pour le R22.

2) Un ΔP dû *à la pression statique de la colonne de liquide* (statique comme immobile), qui existe indifféremment que *le fluide soit au repos ou en mouvement*, et qui ne dépend que de la hauteur de liquide et de son poids volumique ($P = \varpi.h$).

De même que dans un circuit électrique constitué de résistances en série la résistance totale est égale à la somme des résistances partielles, la perte de charge totale de la ligne liquide est égale à la somme de ses pertes de charge dynamiques + la perte de charge statique due au dénivelé *(voir les 2 exercices d'application pages suivantes)*.

Dans tous les cas, si la perte de charge totale est telle que la pression du liquide en un point devient inférieure à la pression de la vapeur saturante correspondant à la température de ce liquide, le phénomène de flash gas se produira.

Un bon sous-refroidissement (au moins 4°C) est généralement recommandé sur toutes les installations, de sorte à assurer un fonctionnement optimum.

Mais quand la ligne liquide risque de présenter une perte de charge importante (grande longueur, nombreux accessoires, dénivelé important), la valeur du sous refroidissement *devient essentielle* afin d'éviter tous risques de flash gas.

Dans tous les cas, même si le sous-refroidissement est suffisamment important pour empêcher la création de flash gas, la perte de charge le long de la ligne liquide a pour autre conséquence de *réduire la pression à l'entrée du détendeur*, et donc de réduire sa puissance (rappelons que la capacité du détendeur dépend de la pression du liquide qui arrive sur sa tubulure d'entrée).

Si la ligne liquide présente une perte de charge importante, il doit en être tenu compte lors de la sélection du détendeur, sous peine d'obtenir en fonctionnement une BP trop faible accompagnée des symptômes (plus ou moins évidents) de la panne du détendeur trop petit *(étudiée page 53)*.

A noter : le problème des pertes de charge sur les circuits hydrauliques est étudié page 524.

FLASH GAS : EXERCICE n°1

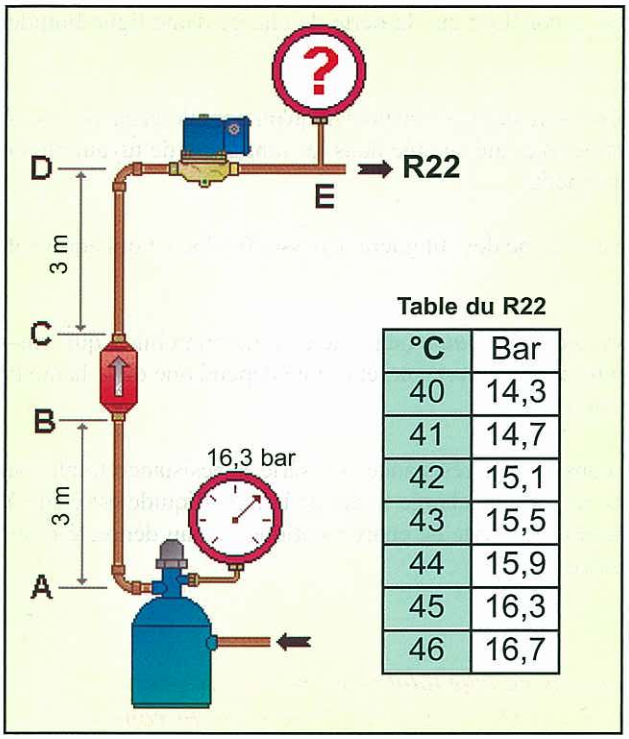


Table du R22

°C	Bar
40	14,3
41	14,7
42	15,1
43	15,5
44	15,9
45	16,3
46	16,7

Fluide frigorigène utilisé : R22 (une colonne de 1m de R22 = 0,12 bar)

ΔP tuyauteries AB + CD = 0,02 bar/m
ΔP déshydrateur (BC) = 0,15 bar
ΔP électrovanne (DE) = 0,21 bar
Dénivelé total = 6 m

1) En fonctionnement, quelle sera la pression à l'entrée du détendeur (point E) ?

2) Quelle doit être la valeur minimale du sous refroidissement du liquide pour éliminer tous risques de flash gas ?

(Correction page suivante)

FLASH GAS : EXERCICE n° 2

Attention : dans cet exercice, l'évaporateur est situé **en-dessous** du condenseur.

Fluide frigorigène utilisé : R22 (une colonne de 1m de R22 = 0,12 bar)

ΔP tuyauteries AB + CD = 0,03 bar/m
ΔP déshydrateur (BC) = 0,17 bar
ΔP électrovanne (DE) = 0,33 bar
Dénivelé total = 10 m

1) En fonctionnement, quelle sera la pression à l'entrée du détendeur (point E) ?

2) Y a-t-il un risque de flash gas ?

(Correction page 94)

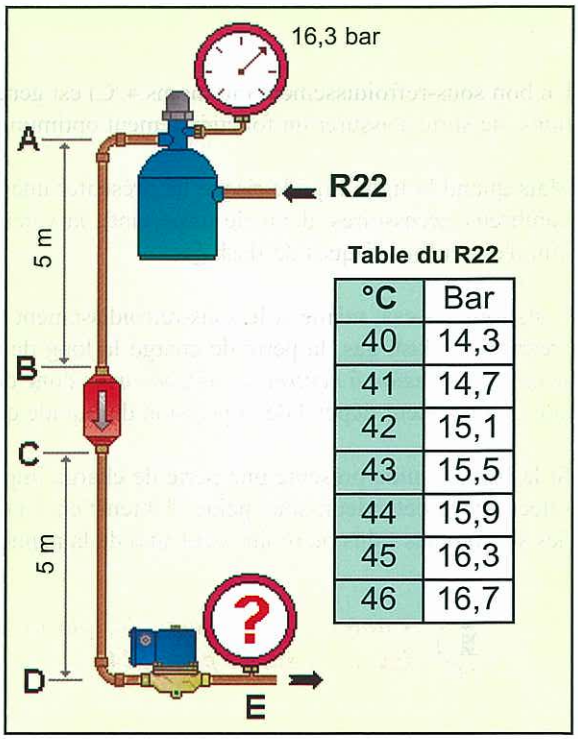


Table du R22

°C	Bar
40	14,3
41	14,7
42	15,1
43	15,5
44	15,9
45	16,3
46	16,7

Correction de l'excercie n°1

ΔP tuyaux AB + CD :	6 x 0,02 =	0,12 bar	(6 m de tuyauterie à ΔP 0,02 bar/m)
ΔP déshydrateur :	1 x 0,15 =	0,15 bar	(1 déshy de ΔP 0,15 bar)
ΔP électrovanne :	1 x 0,21 =	0,21 bar	(1 électrovanne de ΔP 0,21 bar)
ΔP colonne liquide :	6 x 0,12 =	0,72 bar	(dénivelé 6 m à 0,12 bar/m)

ΔP total en fonctionnement :		**1,20 bar**	

1) Pression en A = 16,3 bar (*le palier de condensation se fait donc à 45°C)*

Pression en E = Pression en A - ΔP en fonctionnement
" " = 16,3 - 1,20 = 15,1 bar

La pression à l'entrée du détendeur est donc de 15,1 bar, ce qui équivaut pour le R22 à une température (à l'état de vapeurs saturantes) de 42°C.

2) Le palier de condensation se faisant à 45°C, pour éviter le flash gas, le sous refroidissement du liquide doit être **au minimum** de 3°C.

Il est alors conseillé d'avoir un sous refroidissement d'au moins 4 à 5°C et donc d'abaisser la température du liquide qui quitte la bouteille à 41 ou 40°C.

NOTES PERSONNELLES

Correction de l'excice n°2

Dans cet exercice, contrairement au montage précédent, l'évaporateur est situé **en-dessous** du condenseur et la pression due à la colonne de liquide AD (soit 10 x 0,12 = 1,2 bar) **augmente** la pression régnant à l'entrée du détendeur (point E).

1) Pour résoudre ce type de problème, calculons d'abord la somme des pertes de charge dynamiques (dues à la circulation du fluide frigorigène) :

ΔP tuyaux AB + CD : 10 x 0,03 = 0,30 bar (10 m de tuyauterie à ΔP 0,03 bar/m)
ΔP déshydrateur + électrovanne : 0,17 + 0,33 = 0,50 bar

ΔP dynamique total : **0,80 bar**

Si le fluide était au repos (il n'y aurait donc pas de ΔP dynamique), avec une pression en A de 16,3 bar la pression en E serait de 16,3 + 1,2 = 17,5 bar.

Quand le fluide sera en mouvement (le ΔP dynamique existera), la pression en E deviendra égale à sa valeur au repos (17,5 bar) moins *le* ΔP *dynamique (0,8 bar) soit 17,5 - 0,8 = 16,7 bar.*

2) L'installation étant en marche, la pression du liquide sera de 16,3 bar à la bouteille et de 16,7 bar **(donc à une pression supérieure)** à l'entrée du détendeur : *Il n'y aura donc absolument aucun risque de flash gas, même avec un faible sous-refroidissement.*

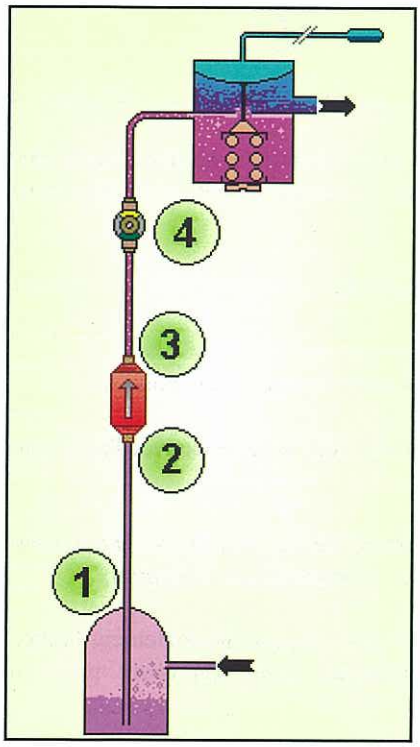
NOTES PERSONNELLES

PANNE DE LA PRÉ-DÉTENTE : ANALYSE DES SYMPTÔMES

Dans ce chapitre, nous appellerons *Panne de la pré-détente* toutes les pannes susceptibles de provoquer une détente parasite dans la ligne liquide, *avant le détendeur.*

Pour analyser les répercussions de cette panne sur le circuit frigorifique nous prendrons comme exemple de pré-détente non pas un phénomène de flash gas (que nous venons d'étudier au chapître précédent) mais plutôt un colmatage partiel du filtre déshydrateur (ce qui arrive plus couramment).

A) Répercussions sur la ligne liquide :



Le liquide sous-refroidi quitte normalement la bouteille liquide (point **1**) et arrive au déshydrateur (point **2**).

Du fait de son colmatage, le déshydrateur oppose une résistance très importante au passage du liquide *(à la limite, si le déshydrateur était complètement bouché, sa résistance deviendrait si importante qu'aucune molécule de liquide ne pourrait plus le traverser).*

Cette opposition au passage du liquide se traduit par une chute de pression d'autant plus importante que le colmatage est important.

La chute de pression provoquée par le colmatage du déshydrateur est en tout point comparable à la détente qui se produit lorsque le fluide frigorigène liquide traverse le détendeur, d'où le nom de pré-détente pour cette panne.

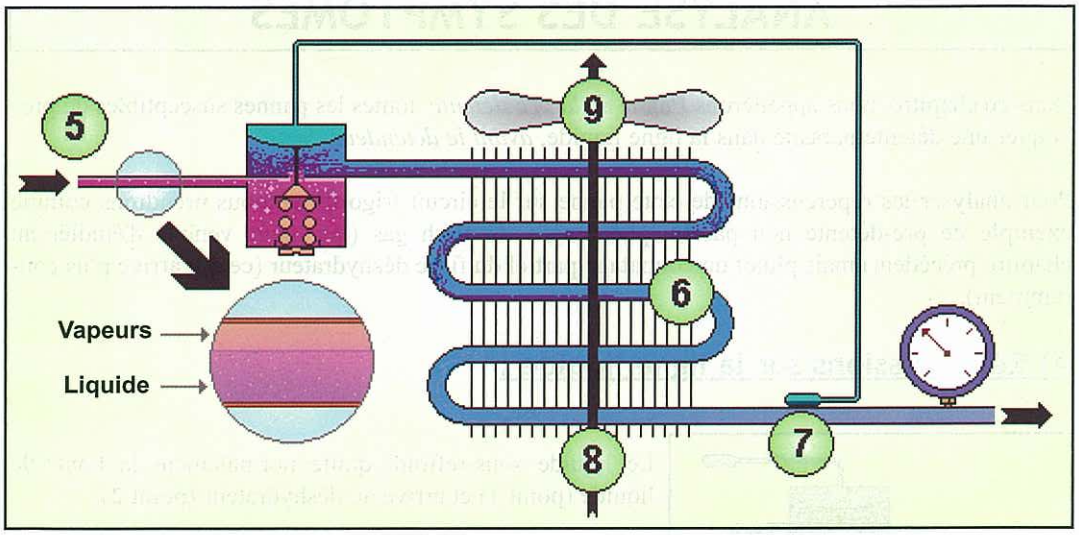
Puisque le déshydrateur est le siège d'une détente, la température à sa sortie (point **3**) diminue anormalement et un $\Delta\theta$ caractéristique est alors facilement mesurable entre les points **2** et **3**.

De même qu'il y a des vapeurs saturantes à la sortie d'un détendeur, on retrouve également un mélange liquide-vapeurs à la sortie du déshydrateur colmaté, ce qui fait abondamment buller le voyant liquide (point **4**).

ATTENTION : Bien que le voyant liquide bulle fortement, il n'y a absolument pas un manque de fluide frigorigène dans le circuit !

A NOTER : Si le voyant liquide était placé en amont du déshydrateur, il ne pourrait absolument pas buller.

B) Répercussions sur l'ensemble détendeur / évaporateur :



Du fait de la pré-détente occasionnée par le colmatage partiel du déshydrateur, au lieu d'avoir uniquement du liquide, c'est un mélange de liquide et de vapeurs qui arrive à l'entrée du détendeur (point **5**).

Puisqu'il manque du liquide à l'entrée du détendeur, il en manque fatalement à sa sortie et l'évaporateur est mal alimenté.

La dernière gouttelette de liquide va donc se vaporiser très tôt dans l'évaporateur (point **6**).

En conséquence, les vapeurs produites restent beaucoup plus longtemps en contact avec l'air chaud en donnant une zone de surchauffe très importante.

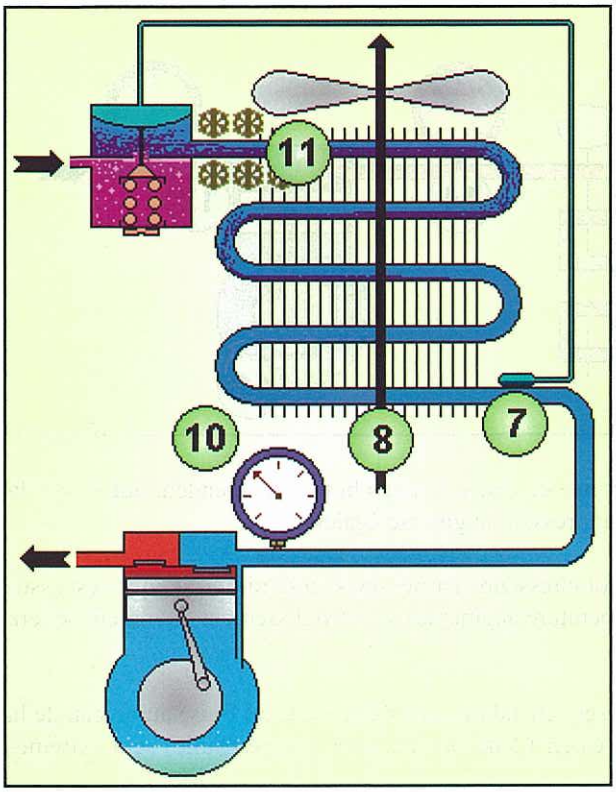
C'est pourquoi la température du bulbe (point **7**) est anormalement élevée *(à la limite, la température de la ligne d'aspiration peut devenir sensiblement égale à la température ambiante).*

Puisque l'évaporateur est mal rempli en liquide la puissance frigorifique est anormalement faible. C'est pourquoi le local monte en température, ce qui provoque l'appel du client pour un dépannage car *"il fait trop chaud"*.

De même que la température ambiante augmente, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur (point **8**) s'élève également.

Comme l'air est déjà trop chaud à l'entrée de l'évaporateur et que la puissance frigorifique est réduite, la température de soufflage (point **9**) sera également élevée et le $\Delta\theta$ sur l'air sera faible.

C) Répercussions sur l'ensemble évaporateur / compresseur :



Chaque kilogramme de liquide qui traverse l'évaporateur se vaporise en absorbant de la chaleur et en produisant une certaine quantité de vapeurs.

Puisqu'il est insuffisamment rempli de liquide, l'évaporateur produit une quantité de vapeurs anormalement faible.

Comme le compresseur peut alors potentiellement aspirer davantage de vapeurs que l'évaporateur n'en produit, *la BP chute fortement* (point **10**).

Puisque la BP a tendance à diminuer et que la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur augmente simultanément (point **8**), le $\Delta\theta$ *total sur l'évaporateur devient anormalement élevé.*

De plus, la BP étant faible, la température d'évaporation chute également du fait de la relation pression-température.

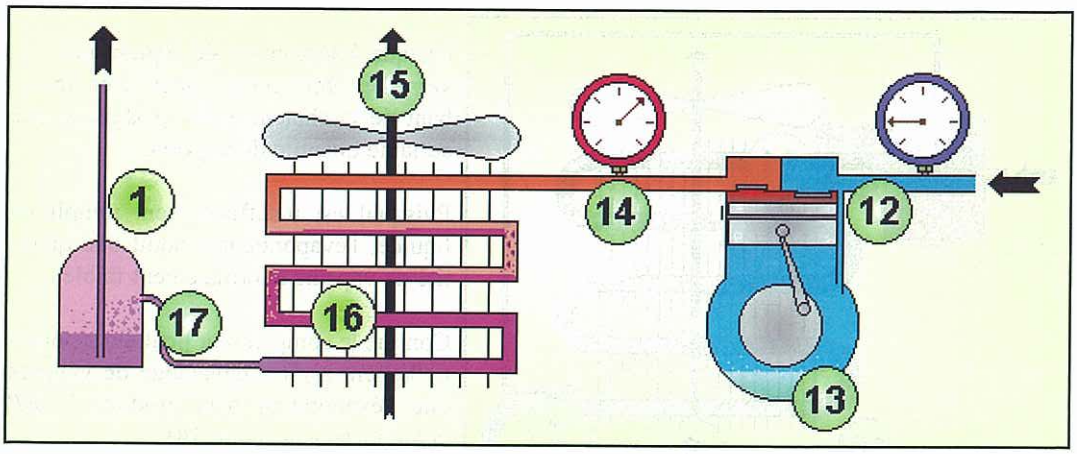
Attendu que la température du bulbe (point **7**) augmente simultanément, la surchauffe (différence entre la température du bulbe et la température d'évaporation) *sera obligatoirement très importante.*

Attention : Essayer d'ouvrir le détendeur ne pourrait alors absolument pas faire remonter la BP et ne servirait qu'à le dérégler complètement !

Notez que la surchauffe étant très importante, le détendeur est ouvert au maximum. Si la quantité de liquide qu'il laisse passer est très nettement insuffisante, cela est uniquement la faute du véritable barrage que le déshydrateur oppose au passage du liquide.

S'il s'agit d'une installation de climatisation, la température d'évaporation en fonctionnement normal est légèrement supérieure à 0°C. Puisque la panne de la pré-détente entraîne une diminution de la BP, la température d'évaporation a alors de fortes chances de devenir négative et donc de provoquer le givrage des condensats sur la tuyauterie en sortie du détendeur (point **11**).

D) Répercussions sur l'ensemble compresseur / condenseur :



Puisque la surchauffe est très importante et que la température au bulbe du détendeur augmente, la température des vapeurs aspirées par le compresseur augmente également.

Comme le refroidissement du moteur des compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques est assuré par les vapeurs aspirées (et que leur température augmente), le refroidissement du moteur se fera obligatoirement moins bien.

En conséquence, le carter du compresseur sera chaud (au lieu d'être tiède ou frais) au niveau de la vanne d'aspiration (point **12**), et le bas du carter (dans la zone où se trouve l'huile) sera extrêmement chaud (point **13**).

À cause de cette grande surchauffe à l'aspiration, c'est le compresseur tout entier qui sera anormalement chaud.

Notez qu'à cause de l'élévation de la température des gaz à l'aspiration, la température de refoulement du compresseur (point **14**) tendra elle aussi à augmenter.

De plus, nous avons vu que la puissance frigorifique absorbée à l'évaporateur devient anormalement faible.

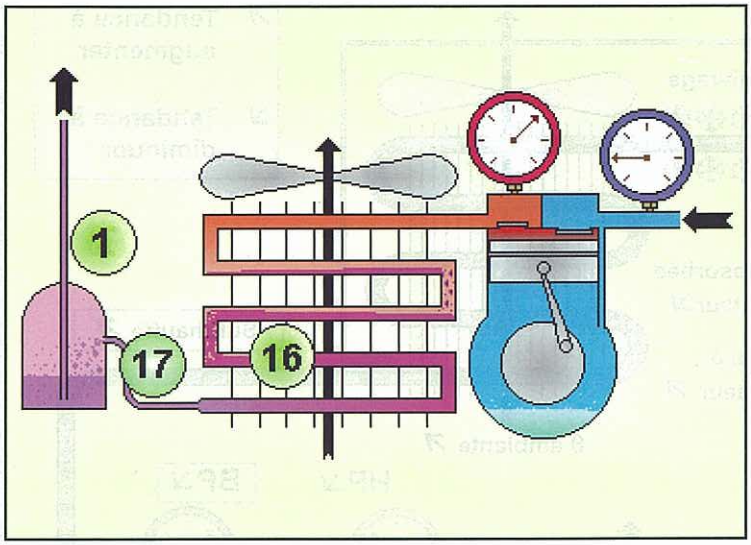
Or, le condenseur a été dimensionné à l'origine pour rejeter la puissance frigorifique normale de l'installation.

En conséquence, le condenseur à air devient surpuissant, comme dans tous les cas où la BP est anormalement faible.

Si le procédé de régulation HP utilisé sur l'installation ne fait pas varier le débit d'air sur le condenseur, le $\Delta\theta$ sur l'air sera donc plus faible que la normale et la température de l'air en sortie condenseur (point **15**) sera également plus faible.

Attendu qu'il y a un manque de liquide dans l'évaporateur, le liquide inutilisé reste dans le condenseur et la bouteille.

Comme simultanément le condenseur est surpuissant, ce surcroît de liquide sera beaucoup mieux refroidi, et du fait de la relation pression-température, la HP aura tendance à diminuer (selon le type de régulation HP utilisé sur l'installation).



Enfin, attendu que le condenseur est surpuissant, la dernière molécule de gaz se condense obligatoirement beaucoup plus tôt (point **16**), entraînant une zone de sous refroidissement beaucoup plus grande que d'habitude.

En conséquence, le sous refroidissement mesuré à la sortie du condenseur (point **17**) ou au départ liquide (point **1**), sera tout à fait normal, voire plutôt grand.

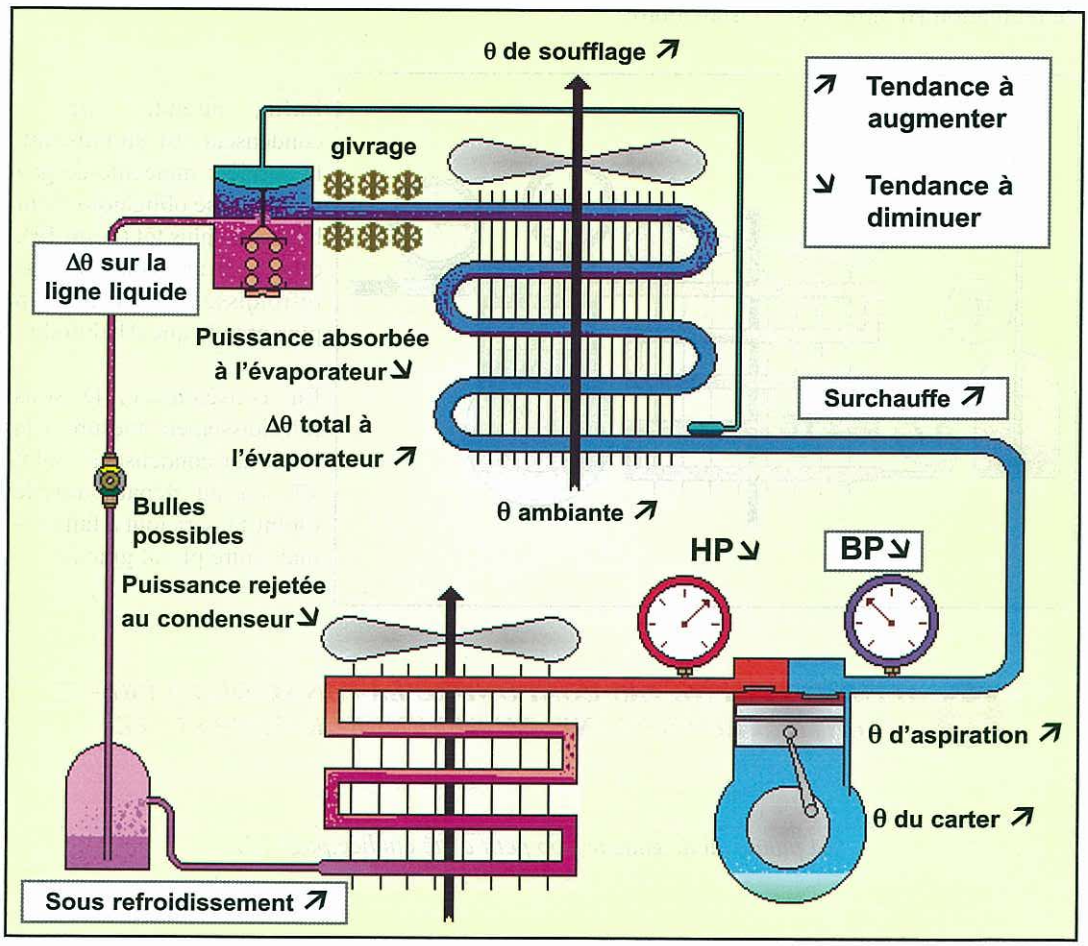
ATTENTION A NE PAS CONFONDRE LA PANNE DE LA PRÉ-DÉTENTE AVEC LA PANNE DU DÉTENDEUR TROP PETIT.

(La panne du détendeur trop petit a été étudiée page 53)

Rappel important : Ne confondons pas sous refroidissement et température de la ligne liquide.

Une ligne liquide à 45°C peut présenter un excellent sous refroidissement de 7°C si la température de condensation est de 52°C, mais une ligne liquide à 35°C peut présenter un très mauvais sous refroidissement de 2°C si la température de condensation est de 37°C !

PANNE DE LA PRÉ-DÉTENTE : SYNTHÈSE DES SYMPTÔMES



Attention : en climatisation par exemple, une BP de 0°C est trop faible si l'air arrive sur l'évaporateur à 25°C (Δθ total de 25 - 0 = 25°C) mais la même BP de 0°C est normale si l'air arrive sur l'évaporateur à 18°C (Δθ total = 18 - 0 = 18°C). En cas de besoin, voir : Influence de la température de l'air pages 30 et 31.

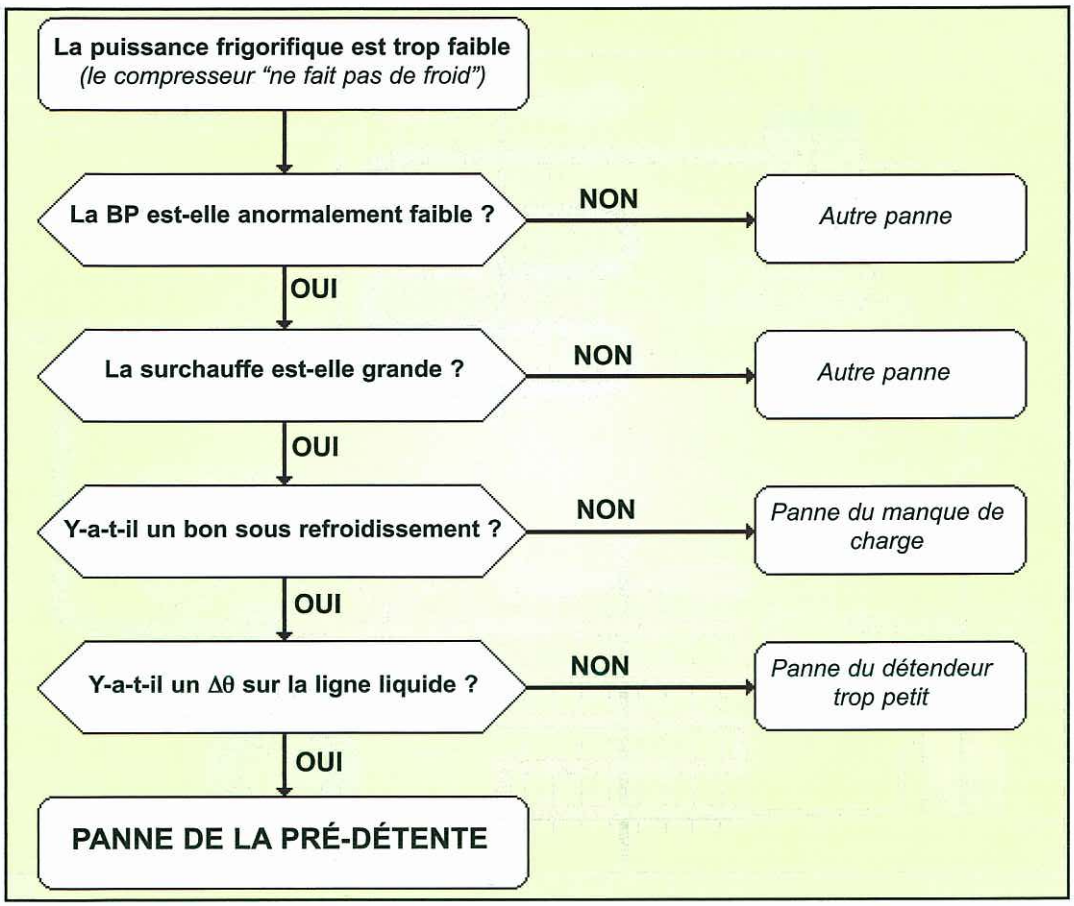
Pour apprécier le sous refroidissement :

- *Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 413.*
- *Avec le R407C voir page 806.*
- *Avec le R410A voir page 808.*

Pour apprécier la surchauffe :

- *Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 414.*
- *Avec le R407C voir page 807.*
- *Avec le R410A voir page 809.*

PANNE DE LA PRÉ-DÉTENTE : MÉTHODOLOGIE DU DIAGNOSTIC



Si la surchauffe est grande, c'est obligatoirement qu'il manque du liquide dans l'évaporateur.

Si le sous refroidissement est correct, c'est obligatoirement qu'il y a du liquide dans le condenseur.

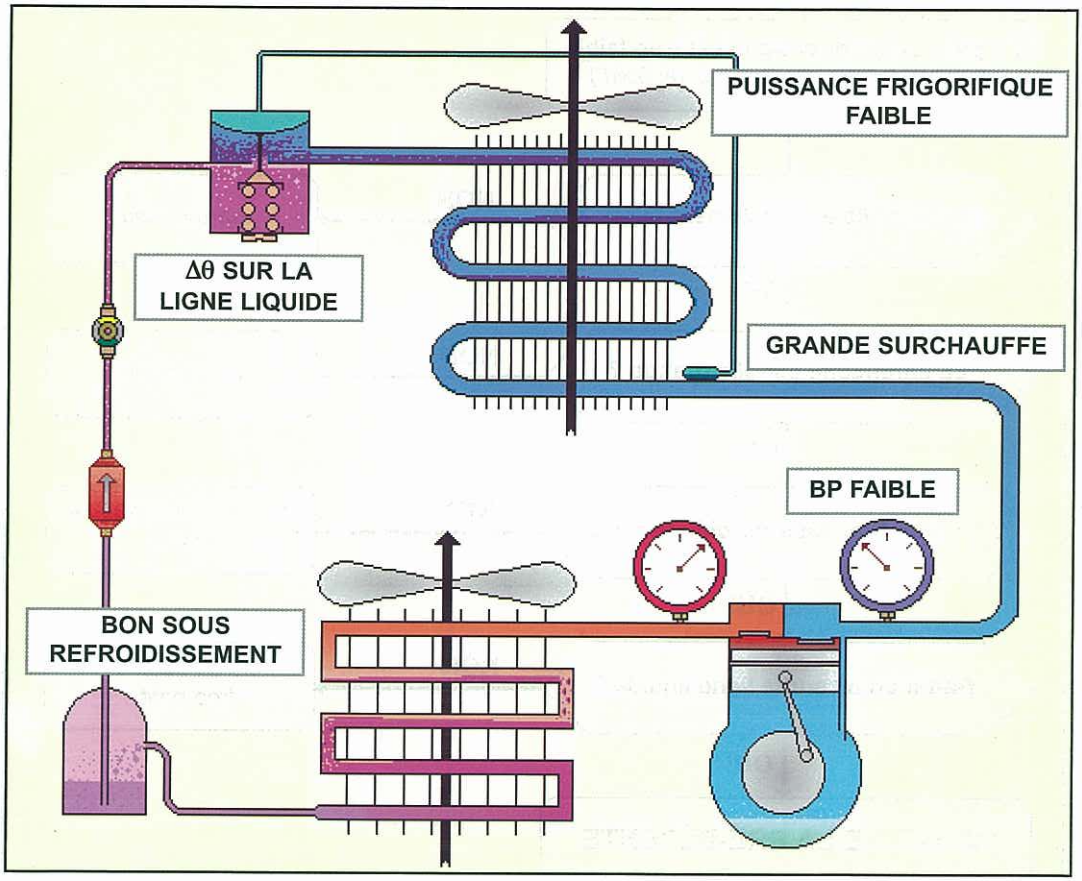
S'il y a du liquide dans le condenseur, pourquoi n'arrive-t-il pas dans l'évaporateur ?

Soit c'est le détendeur qui empêche le liquide de passer, soit il y a une obstruction quelconque sur la ligne liquide.

Mais, s'il y a une obstruction sur la ligne liquide, il y a obligatoirement un $\Delta\theta$.

Pour les refroidisseurs de liquide, voir page 615.

PANNE DE LA PRÉ-DÉTENTE : RÉSUMÉ



Pourquoi ce compresseur **ne fait-il pas de froid ?... Montons les manos**...
Oh ! que **la BP est faible ...** Que peut-il bien se passer ?...
Un manque de débit d'air sur l'évapo ?... Non **la surchauffe est énorme**
Un manque de charge ?... Impossible, **le sous refroidissement est bon...**
Peut être un détendeur trop petit... Contrôlons la ligne liquide...
Eh ! **Il y a un Δθ anormal...** Ca ne peut donc être que ...

LA PANNE DE LA PRÉ-DÉTENTE !

PANNE DE LA PRÉ-DÉTENTE : ASPECT PRATIQUE

Plusieurs défauts peuvent provoquer une pré-détente parasite dans la ligne liquide, en donnant exactement les mêmes symptômes. *Parmi ces défauts, citons les plus courants* :

Le filtre déshydrateur est colmaté.

Dans ce cas, il s'agit le plus souvent d'une obstruction du filtre très fin placé en sortie du déshydrateur provoquée par une accumulation d'impuretés (matière déshydratante, copeaux divers, grains de brasure ou de décapant, boues...).

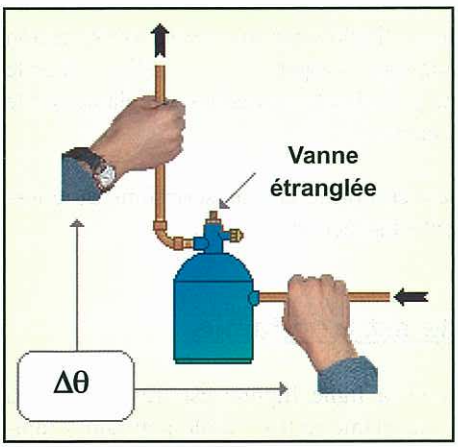
Cette panne est toujours l'indice d'un circuit frigorifique très pollué (et donc sur lequel de nombreuses maladresses ont été commises, en particulier lors du montage ou d'interventions successives).

Aussi le dépanneur ne devra pas se contenter de remplacer le déshydrateur, mais il devra aussi procéder à un test préventif d'acidité de l'huile du compresseur.

Dans le cas d'un test positif, il devra prendre toutes les mesures nécessaires pour décontaminer l'ensemble du circuit, faute de quoi le compresseur (hermétique ou semi-hermétique) a de fortes chances de griller rapidement.

Dans tous les cas il sera préférable, par mesure de sécurité, de remplacer le déshydrateur colmaté par un modèle d'une capacité de déshydratation au moins équivalente mais possédant ***en plus*** une fonction anti-acides.

La vanne de départ liquide est étranglée.



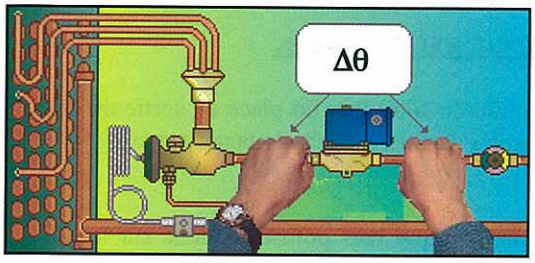
La vanne de départ liquide, placée en sortie de la bouteille liquide, doit être bien ouverte à fond de sorte à présenter la plus faible opposition possible au passage du liquide (et donc la plus petite perte de charge possible).

En plus des symptômes généraux étudiés précédemment, si la vanne reste accidentellement étranglée (en général à la suite d'une fausse manoeuvre ou d'un oubli), on observera un Δθ anormal entre l'entrée et la sortie de la bouteille liquide.

Il faut souligner une nouvelle fois que le dépanneur ne doit surtout pas se laisser abuser par le sous refroidissement qui parait alors excellent en sortie bouteille et qu'il ne doit pas conclure hâtivement (et faussement) à la panne du détendeur trop petit *(étudiée page 53).*

La vanne électromagnétique sur la ligne liquide ouvre mal.

Rappelons qu'une vanne électromagnétique montée sur la ligne liquide a pour rôle, selon son automatisme de commande, de limiter ou d'éliminer un éventuel écoulement parasite de fluide frigorigène liquide vers le carter du compresseur en fermant hermétiquement la ligne liquide à chaque arrêt du groupe frigorifique *(voir Arrêt des compresseurs frigorifiques, page 203).*



Si la vanne électromagnétique ne s'ouvre pas entièrement (masselotte grippée, bloquée ou coulissant mal, orifice de passage étranglé par des impuretés, contact électrique intermittent sur la bobine, vanne mal montée...), elle peut alors provoquer une perte de charge trop importante sur le fluide frigorigène liquide.

A ce moment, la vanne se comporte comme un mini-détendeur et provoque une pré-détente du liquide (voir également le problème de la pression différentielle maximale d'ouverture, page 292).

Attendu qu'une pré-détente s'accompagne toujours d'un abaissement sensible de la température, on constatera alors un Δθ anormal entre l'entrée et la sortie de la vanne.

Mauvaise sélection d'un appareil installé sur la ligne liquide.

Les différents appareils raccordés sur la ligne liquide (déshydrateur, vannes manuelles, sous-refroidisseur, voyant liquide, vanne électromagnétique...) doivent être sélectionnés de sorte à présenter la plus faible perte de charge possible.

Une perte de charge supplémentaire provoquée sur la ligne liquide par une erreur de sélection (appareil trop petit) ou par un mauvais montage (par exemple non-respect du sens indiqué pour le passage du fluide), peut être suffisante pour provoquer une pré-détente facilement décelable par le Δθ anormal qui apparaît alors aux bornes de l'appareil en cause.

Il faudra alors s'assurer que le montage de cet appareil est conforme aux prescriptions du constructeur, vérifier son bon fonctionnement et éventuellement sa sélection.

Le diamètre de la ligne liquide est trop faible.

Une nouvelle fois, soyez particulièrement vigilant lorsque la ligne liquide est très longue ou lorsque l'évaporateur est situé au-dessus du condenseur : un diamètre trop faible peut alors rapidement entraîner un phénomène de pré-détente.

l'évaporateur est situé au-dessus de la bouteille liquide avec un grand dénivelé.

Sur les installations où le condenseur à air est assez éloigné de l'évaporateur, un diamètre trop faible de la ligne liquide (surtout s'il y a de nombreux accessoires) peut provoquer une perte de charge suffisante pour créer un phénomène de pré-détente.

Le même problème existe quand l'évaporateur est situé plus haut que la bouteille avec un dénivelé relativement important *(ces 2 cas ont été étudiés en détail dans le chapitre traitant du flash gas, page 87).*

Pour résoudre ce type de problème il faut donc soit augmenter le sous-refroidissement du liquide à la sortie du condenseur, soit réduire la perte de charge de la ligne liquide.

Rappelons que dans tous les cas de flash gas, il est absolument nécessaire de donner au fluide frigorigène un sous-refroidissement supérieur à l'équivalent en degré (°C) de la perte de charge de la ligne liquide.

La ligne liquide traverse un endroit très chaud.

Ce cas peut se produire sur les installations à condensation par air quand la ligne liquide relie un condenseur situé à l'extérieur à un évaporateur situé à l'intérieur du local climatisé (ou de la chambre froide).

Une partie de la ligne liquide se trouve alors à l'extérieur du local et risque d'être fortement réchauffée soit directement par des rayonnements solaires (la température au soleil peut facilement dépasser 50°C), soit en traversant un local très chaud (locaux techniques divers, locaux situés directement sous les toits...).

Cet échauffement de la ligne liquide au contact de l'air environnant peut alors provoquer une augmentation non négligeable de la température du liquide et donc une diminution de son sous-refroidissement, ce qui accentue très fortement les risques de pré-détente.

Dans ce cas, il faudra calorifuger la ligne liquide sur toutes les parties de l'installation où la température environnante risque de devenir excessive à un moment ou à un autre de l'année.

NOTES PERSONNELLES

PANNE DE L'ÉVAPORATEUR TROP PETIT : ANALYSE DES SYMPTÔMES

Afin de nous mettre bien d'accord sur le titre de ce chapitre, convenons d'appeler *panne de l'évaporateur trop petit* toutes les pannes entraînant une réduction anormale de la puissance frigorifique, mais provoquées par l'évaporateur lui même.

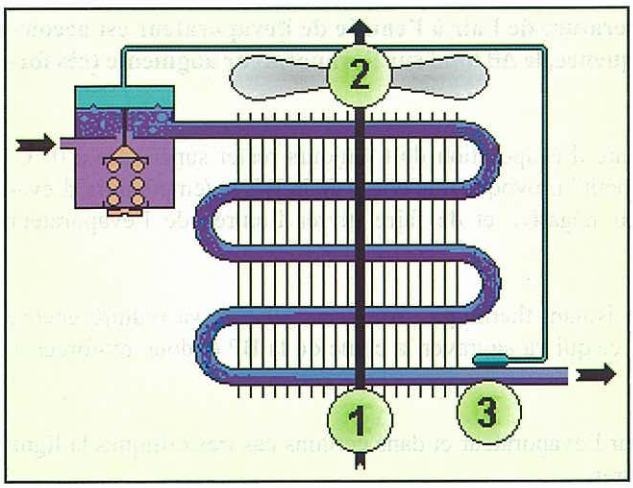
Pour analyser les répercussions de cette famille de pannes sur les différentes parties du circuit frigorifique, nous prendrons comme exemple *un évaporateur dont les ailettes sont très encrassées.*

A) Répercussions sur l'ensemble détendeur / évaporateur :

Chaque kg d'air qui traverse l'évaporateur provoque la vaporisation d'une certaine quantité de fluide frigorigène en lui cédant de la chaleur.

Puisque les ailettes sont encrassées, l'échange de chaleur entre l'air et le frigorigène est fortement diminué. En conséquence, l'air sera moins bien refroidi et la quantité de frigorigène vaporisé chûtera fortement.

Attendu que le refroidissement de l'air se fait moins bien, la température du local climatisé (ou de la chambre froide) augmente, ce qui motive l'appel du client pour un dépannage car *" il fait trop chaud "*.



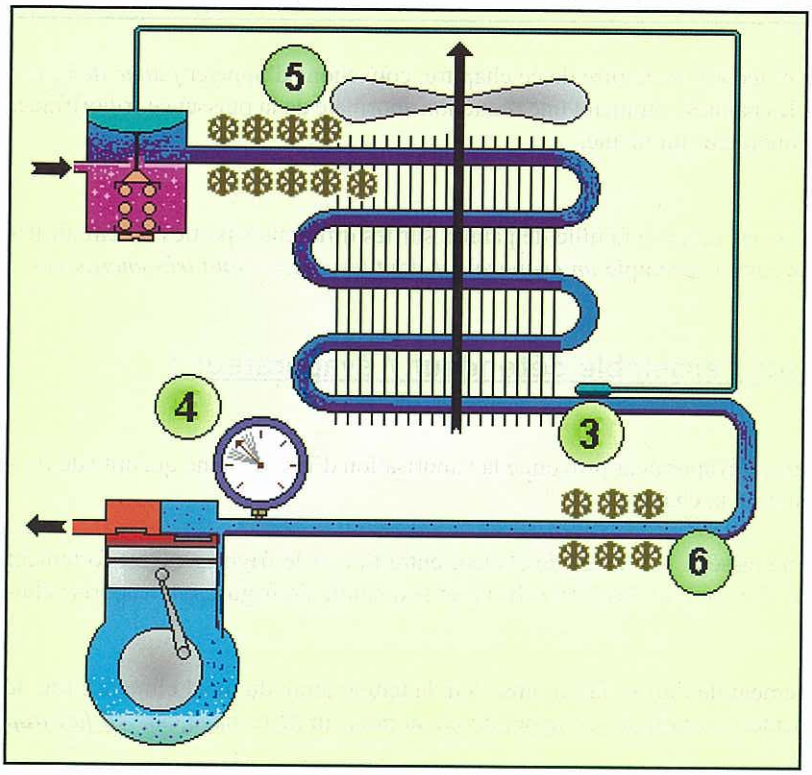
Puisque la température ambiante est trop élevée la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur ***(point 1)*** l'est également.

De plus, l'échange de chaleur entre l'air et le frigorigène se faisant moins bien, la température de soufflage ***(point 2)*** augmente.

Comme la quantité de fluide frigorigène que l'évaporateur est capable de vaporiser diminue fortement, *tout se passe comme si le détendeur devenait subitement trop gros.*

Cette surpuissance relative du détendeur peut provoquer des pompages accompagnés de coups de liquide cycliques ***(point 3)*** si la réduction du débit d'air devient trop importante.

B) Répercussions sur l'ensemble évaporateur / compresseur :



L'échange de chaleur entre l'air et le fluide frigorigène se faisant moins bien, la quantité de vapeurs produite dans l'évaporateur diminue.

Attendu que l'évaporateur produit alors moins de vapeurs que le compresseur peut potentiellement en aspirer, la BP diminue fortement.

Si la perte de puissance de l'évaporateur est importante, la surpuissance du détendeur peut provoquer des coups de liquide cycliques ***(point 3)***, accompagnés de pompages importants de la BP ***(point 4)***.

Notons que l'augmentation de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur est accompagnée d'une chute de la BP. En conséquence, le Δθ total sur l'évaporateur augmente très fortement.

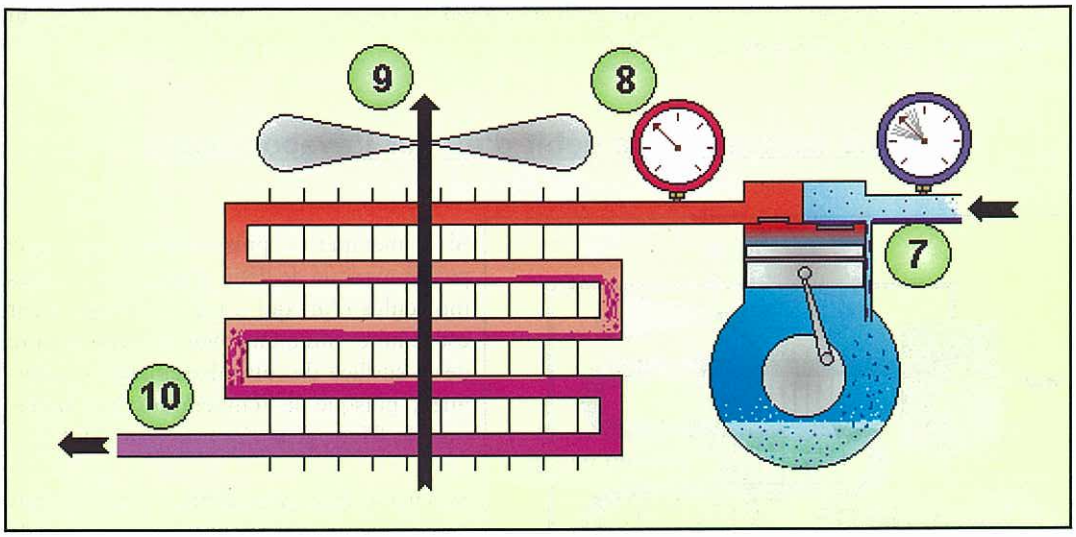
En climatisation de confort, la température d'évaporation doit toujours rester supérieure à 0 °C. Puisque la panne de "l'évaporateur trop petit" provoque une chute de la BP, la température d'évaporation a de fortes chances de devenir négative et de faire givrer l'entrée de l'évaporateur ***(point 5).***

Mais le givre se comportant comme un isolant thermique. son accumulation va réduire encore davantage la puissance de l'évaporateur, ce qui va aggraver la chute de la BP et donc renforcer le givrage (et ainsi de suite...).

Le givre aura alors tendance à avancer sur l'évaporateur et dans certains cas très critiques la ligne d'aspiration ***(point 6)*** peut également givrer.

La caractéristique la plus importante de cette panne qui permet de la diagnostiquer à coup sûr est sans aucun doute une BP faible accompagnée d'une surchauffe faible.

C) Répercussions sur l'ensemble compresseur / condenseur :



Puisque le détendeur devient surpuissant par rapport à l'évaporateur, des coups de liquide cycliques peuvent se produire. En conséquence, la température de la vanne d'aspiration du compresseur (***point 7***) risque d'être plutôt faible.

Nous avons vu que la puissance frigorifique devient anormalement faible. Or, le condenseur a été dimensionné pour rejeter la puissance frigorifique normale de l'installation. *Tout se passe donc comme si le condenseur devenait surpuissant !*

Puisque le condenseur est surpuissant, la HP ***(point 8)*** aura tendance à diminuer (selon le type de régulation HP utilisé).

Notons que si le procédé de régulation HP utilisé sur l'installation ne fait pas varier le débit d'air sur le condenseur, le $\Delta\theta$ sur l'air sera plus faible que la normale et la température de l'air à la sortie du condenseur ***(point 9)*** sera également plus faible.

Puisque la puissance frigorifique a diminué, cela implique que le débit masse de fluide frigorigène a également diminué, et donc que la vitesse de passage du fluide dans toutes les tuyauteries est plus faible.

En conséquence, la vitesse du fluide frigorigène liquide qui circule dans le bas du condenseur est plus faible que la normale et il reste plus longtemps en contact avec l'air, ce qui favorise son refroidissement (et cela d'autant plus que le condenseur est surpuissant).

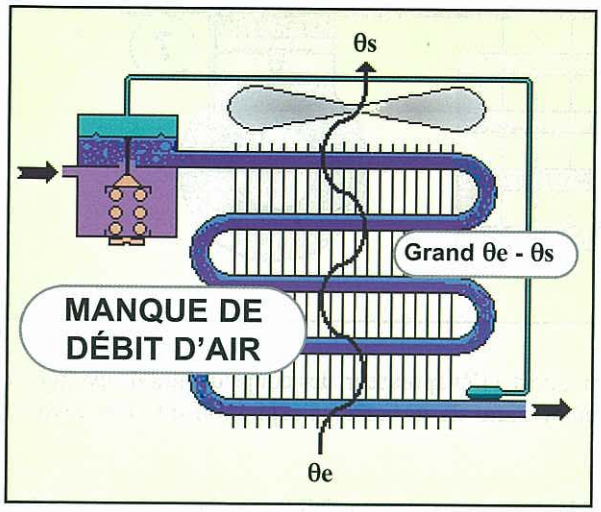
En conclusion, le sous refroidissement du liquide à la sortie du condenseur ***(point 10)*** sera tout à fait normal, voire plutôt bon.

La panne de "l'évaporateur trop petit" est très facilement reconnaissable puisque c'est la seule famille de panne donnant simultanément une BP faible avec une surchauffe plutôt faible.

D) Évaporateur trop petit, 2 familles distinctes de pannes :

Néanmoins, la panne de l'évaporateur trop petit comprend 2 catégories différentes d'anomalies qui se distinguent par la valeur du Δθ sur l'air.

Panne du manque de débit d'air sur l'évaporateur :



Si le manque de puissance est provoqué par un manque de débit d'air, la vitesse des molécules d'air qui traverse l'évaporateur est réduite. Simultanément, la température de la surface de refroidissement est diminuée, puisque la température d'évaporation du frigorigène (BP) est plus faible.

Sa vitesse étant plus faible, l'air reste *plus longtemps* en contact avec une surface de refroidissement *plus fraîche* que la normale.

En conséquence, l'air est mieux refroidi et sa température (θs) diminue à la sortie de l'évaporateur.

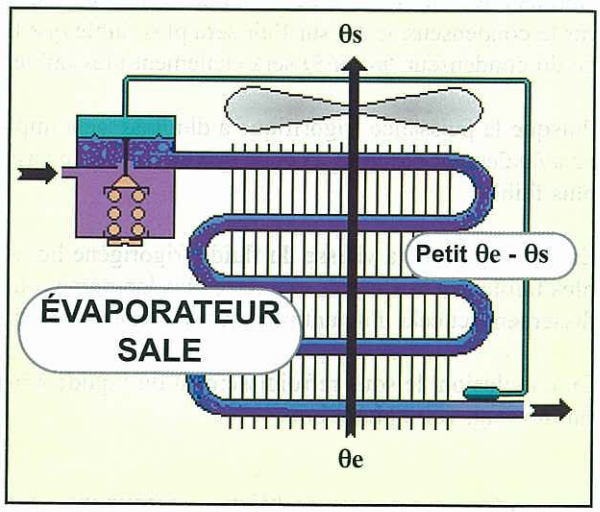
S'il y a un manque de débit d'air, le Δθ sur l'air (θe - θs) devient anormalement grand.

Panne de l'évaporateur encrassé :

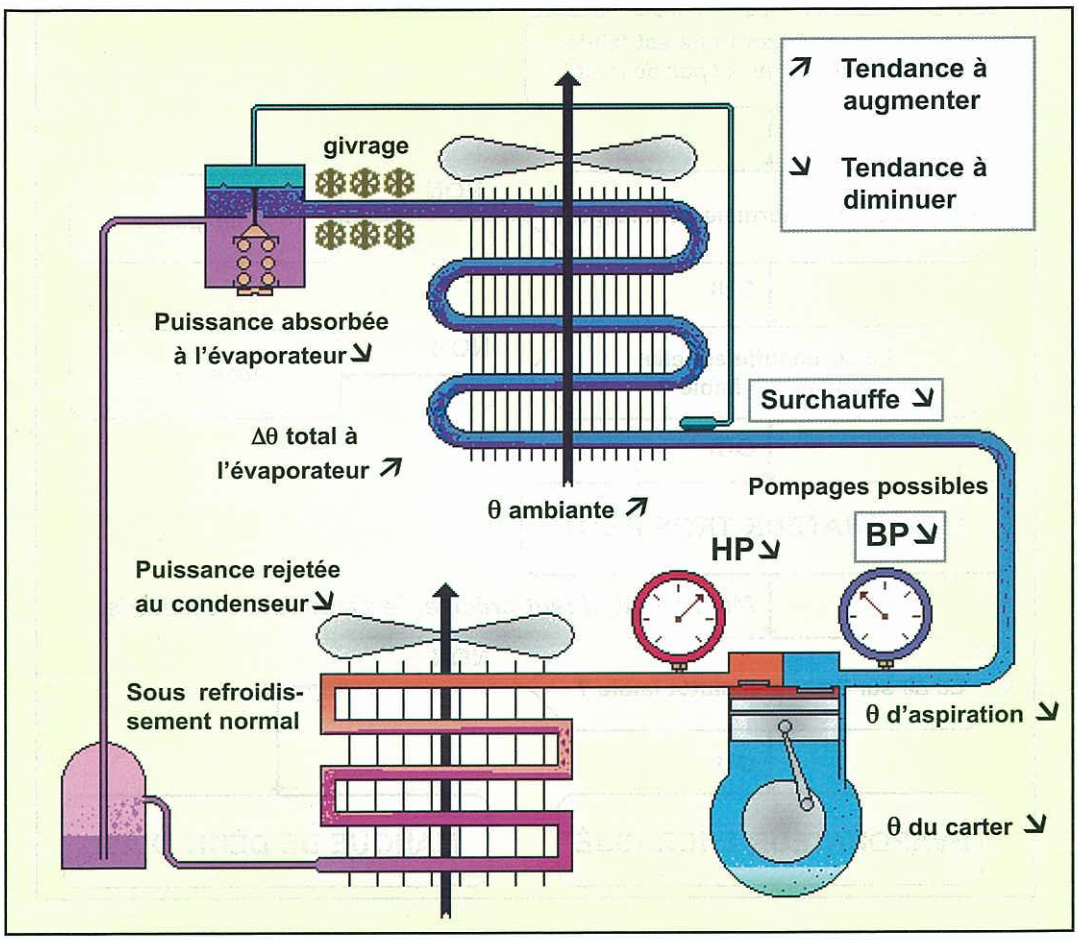
Si l'évaporateur est encrassé, l'échange de chaleur entre le frigorigène et l'air se fait mal, car la "crasse" constitue un isolant.

En conséquence, l'air qui traverse l'évaporateur est moins bien refroidi et sa température de sortie (θs) augmente.

Le refroidissement de l'air étant plus faible que la normale, la panne de l'évaporateur encrassé provoque un Δθ sur l'air anormalement petit, à l'inverse de la panne du manque de débit d'air.



PANNE DE L'ÉVAPORATEUR TROP PETIT : SYNTHÈSE DES SYMPTÔMES



Attention : en climatisation par exemple, une BP de 0°C est trop faible si l'air arrive sur l'évaporateur à 25°C (Δθ total de 25 - 0 = 25°C) mais la même BP de 0°C est normale si l'air arrive sur l'évaporateur à 18°C (Δθ total = 18 - 0 = 18°C). En cas de besoin, voir : Influence de la température de l'air pages 30 et 31.

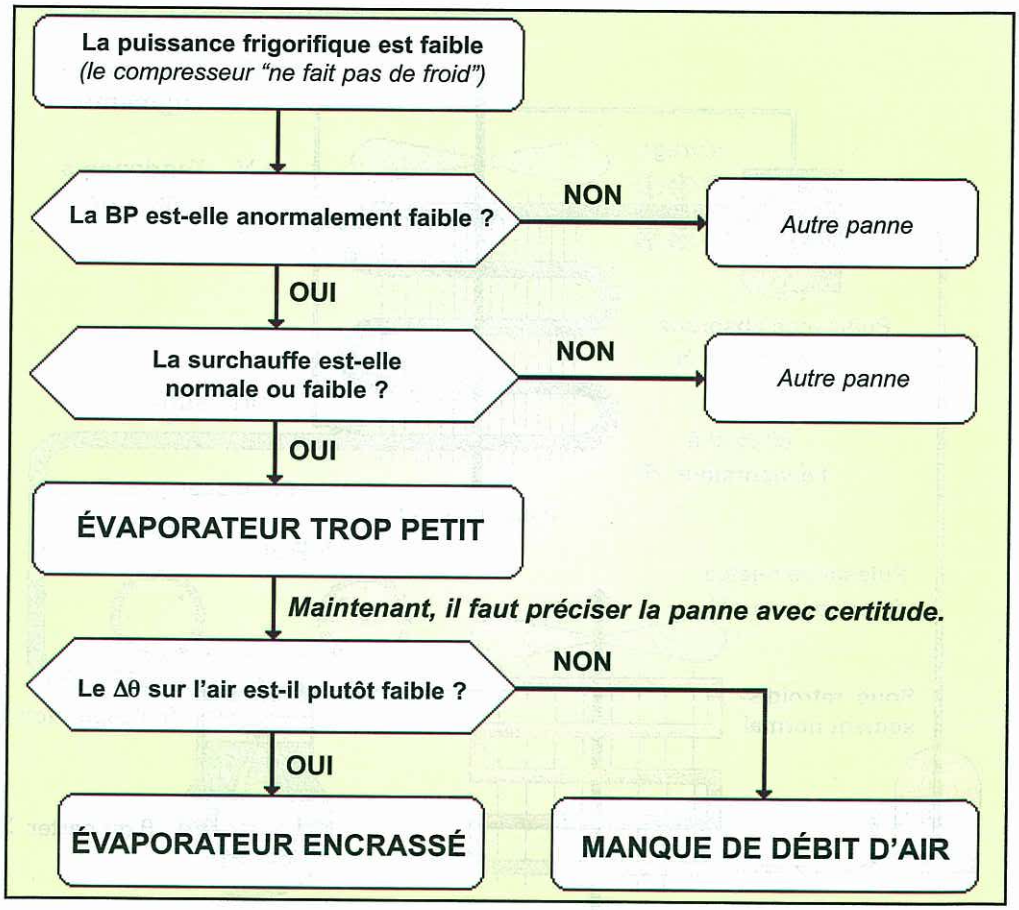
Pour apprécier le sous refroidissement :

- *Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 413.*
- *Avec le R407C voir page 806.*
- *Avec le R410A voir page 808.*

Pour apprécier la surchauffe :

- *Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 414.*
- *Avec le R407C voir page 807.*
- *Avec le R410A voir page 809.*

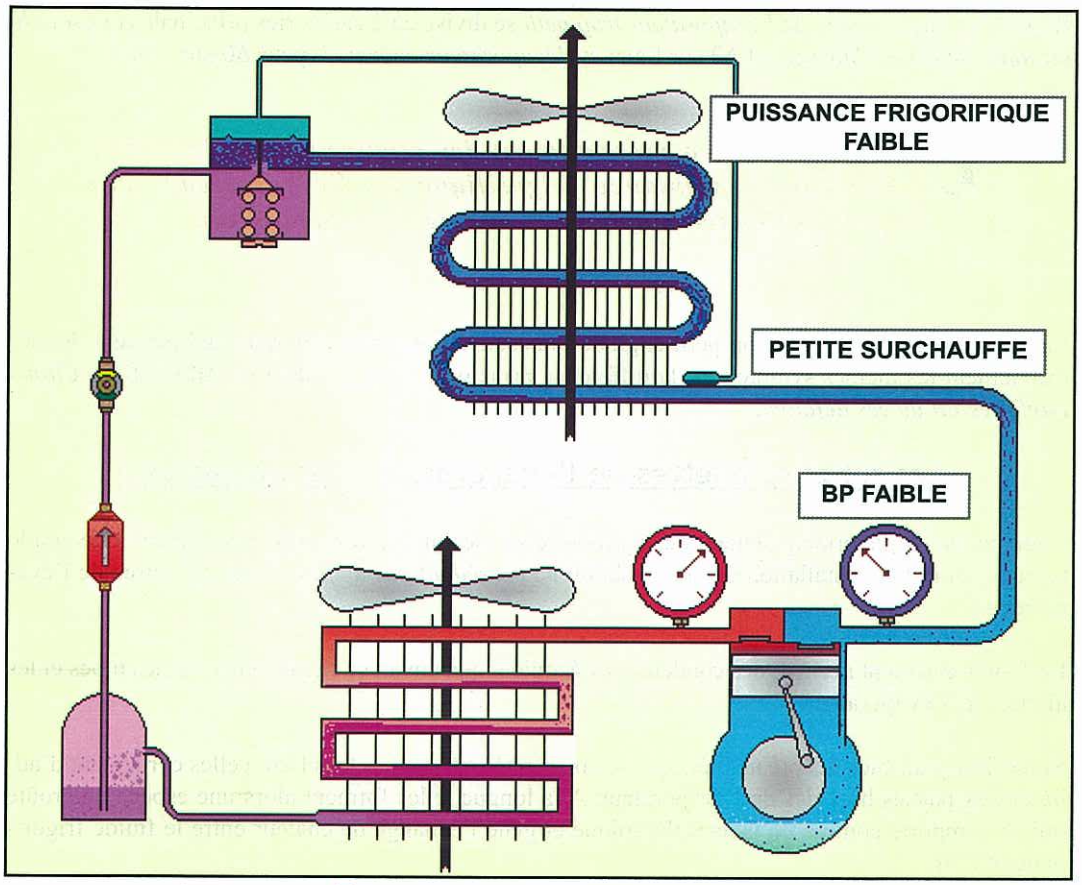
PANNE DE L'ÉVAPORATEUR TROP PETIT : MÉTHODOLOGIE DU DIAGNOSTIC



De toutes les pannes BP, la panne de l'évaporateur trop petit est assurément la plus facile à détecter puisqu'elle est la seule, avec une BP trop faible, à donner une surchauffe normale à faible

Pour les refroidisseurs de liquide, voir : débit d'eau glacée trop faible, page 596 et panne de l'évaporateur trop petit, page 617.

PANNE DE L'ÉVAPORATEUR TROP PETIT : RÉSUMÉ



Pourquoi ce compresseur **ne fait-il pas de froid ?...**Montons les manos...
Oh ! que **la BP est faible ... Et la surchauffe aussi**...
Ca ne peut donc être que...
LA PANNE DE L'ÉVAPORATEUR TROP PETIT...
Mesurons le $\Delta\theta$ sur l'air qui traverse l'évaporateur...
S'il est faible, **L'ÉVAPORATEUR EST ENCRASSÉ...**
Sinon, il y a un **MANQUE DE DÉBIT D'AIR.**

PANNE DE L'ÉVAPORATEUR TROP PETIT : ASPECT PRATIQUE

Rappelons que la panne de *l'évaporateur trop petit* se divise en 2 catégories principales qui sont ***le manque de débit d'air*** (grand $\Delta\theta$ sur l'air) et ***l'évaporateur encrassé*** (petit $\Delta\theta$ sur l'air).

NOTA : Un léger encrassement des ailettes peut réduire très fortement la puissance frigorifique de l'évaporateur sans avoir d'influence notable sur la valeur du débit d'air.

La panne de l'évaporateur trop petit englobe plusieurs défauts très différents qui peuvent donner exactement les mêmes symptômes, la différence principale étant la valeur du $\Delta\theta$ sur l'air. ***Citons quelques un de ces défauts :***

Les tubes et ailettes de l'évaporateur sont encrassés.

Cette panne risque principalement de se produire sur des installations mal entretenues. L'exemple typique serait une installation de climatisation ne *possédant pas de filtre à air* à l'entrée de l'évaporateur.

En fonctionnement normal, des condensats s'écoulent quasiment en permanence sur les tubes et les ailettes de l'évaporateur.

Si un filtre à air bien adapté ne piège pas les impuretés contenues dans l'air, celles ci risquent d'adhérer aux parties humides de l'évaporateur. A la longue, elles forment alors une espèce de croûte qui se comporte comme un isolant thermique et gêne l'échange de chaleur entre le fluide frigorigène et l'air.

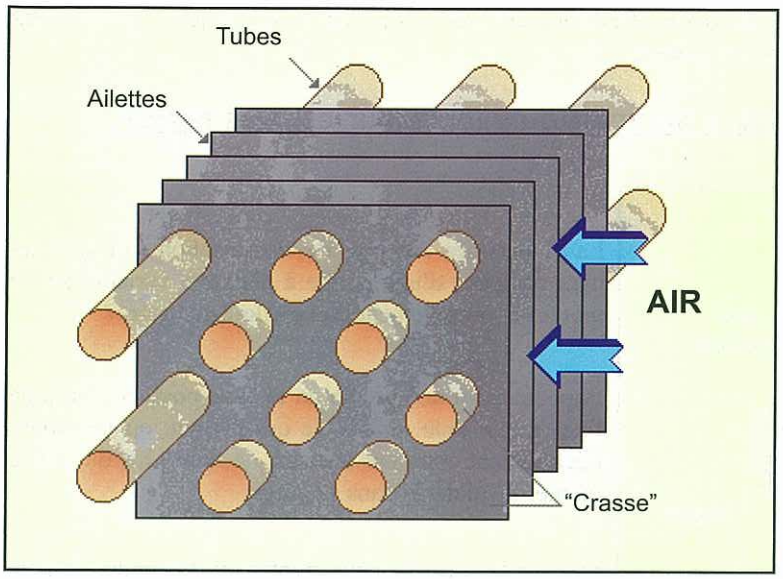
Il convient de mentionner que l'encrassement peut également se produire, même si l'installation est équipée d'un filtre à air bien adapté, dans le cas particulier où l'air qui traverse l'évaporateur risque d'être très chargé en fumées de cigarettes (boites de nuit par exemple).

Dans ce cas, les vapeurs gazeuses de nicotine et de goudron produites par la combustion des cigarettes traversent sans difficulté le filtre à air qui est conçu pour piéger des particules solides et non des gaz. Ces fumées se condensent alors *en* même temps que la vapeur d'eau contenue dans l'air, en formant *une espèce de boue jaunâtre et malodorante.*

Les condensats ainsi obtenus s'écoulant *sur toutes les faces des ailettes* et des tubes de l'évaporateur, ils y déposent cette espèce de boue dont chaque couche se comporte comme un isolant thermique.

Ainsi, que l'encrassement de l'évaporateur soit provoqué par des poussières ou par des condensations de fumées, le résultat se traduit par les symptômes de la panne de l'évaporateur encrassé, donc avec un faible $\Delta\theta$ sur l'air.

En climatisation, lorsque de l'air mal filtré traverse un évaporateur, des poussières peuvent être entraînées par la vitesse de l'air et pénétrer « au coeur » des ailettes.



L'encrassement des ailettes est donc parfois plus important à l'intérieur ou du coté de la sortie de l'air, comme le montre la coupe ci-contre.

Aussi, il convient d'apprécier l'état exact de la propreté d'un évaporateur en l'inspectant par ses 2 cotés (entrée et sortie de l'air) en s'aidant pour l'examen d'une lampe électrique.

En dépannage, le nettoyage de l'évaporateur sera parfois réalisable en soufflant de l'air comprimé ou de l'azote à contre courant du sens de l'air (les ailettes étant bien sèches), mais l'utilisation de matériels et de produits de nettoyage spécialisés sera souvent nécessaire pour venir à bout de l'encrassement. Dans certains cas extrêmes, il peut même arriver que le remplacement de l'évaporateur soit nécessaire.

Les filtres à air sont sales.

En climatisation, l'encrassement des filtres à air placés sur l'entrée de l'évaporateur provoque une opposition au passage de l'air qui se traduit par une diminution du débit d'air, parfois très importante, et donc par un grand $\Delta\theta$.

Le dépanneur devra alors procéder au nettoyage ou au remplacement des filtres à air (par des filtres de qualité équivalente) sans oublier ceux placés sur l'admission d'air neuf (air extérieur).

Il ne parait pas inutile d'insister sur la nécessité de maintenir les filtres à air *en parfait état* de sorte à éviter que la matière filtrante se crève ou perde de l'épaisseur à la suite de lavages à répétition.

Si le filtre à air est en mauvais état ou mal adapté, les poussières ne seront plus piégées correctement et elles provoqueront à la longue l'encrassement des tubes et des ailettes de l'évaporateur.

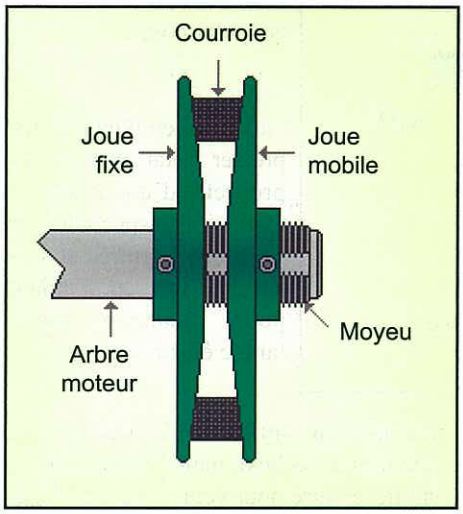
La courroie du ventilo-évaporateur patine ou est cassée.

Si la courroie patine (ou les courroies), le ventilo-évaporateur tourne à une vitesse plus faible que prévue ce qui provoque un manque de débit d'air et donc un $\Delta\theta$ important sur l'air *(à la limite, si la courroie était cassée, il n'y aurait plus du tout de débit d'air).*

Avant de retendre la courroie, le dépanneur devra vérifier son niveau d'usure et éventuellement la remplacer...

Bien sûr, le dépanneur devra également vérifier l'alignement des courroies et procéder à une inspection complète (propreté, jeux mécaniques, graissage, serrage...) sur le moteur d'entraînement et sur le ventilateur lui même. Chaque dépanneur ne pouvant pas avoir en stock dans son véhicule tous les modèles existant de courroies, il est toujours préférable d'en laisser un jeu d'avance chez le client : Chacun y trouvera son compte.

La poulie variable du ventilo-évaporateur est mal réglée.



La plupart des armoires de climatisation sont maintenant équipées d'une poulie à diamètre variable sur le moteur d'entraînement du ventilo-évaporateur.

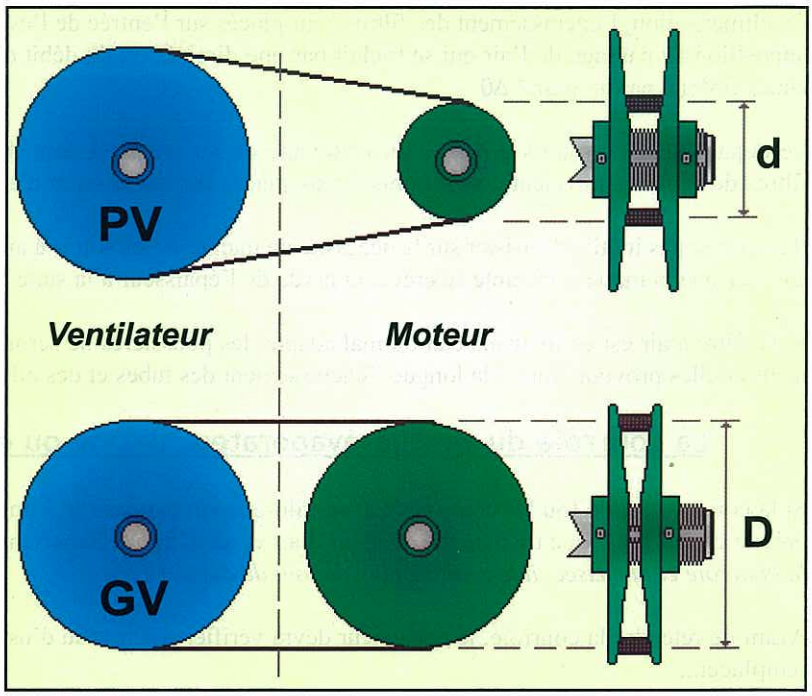
Rappelons qu'une poulie de ce type possède une joue fixe et une joue mobile ce qui permet, en modifiant l'écartement entre ces 2 joues, de faire plus ou moins monter la courroie dans sa gorge.

Puisque la courroie peut monter ou descendre dans la gorge, cela équivaut à modifier le diamètre de la poulie, et donc à modifier la vitesse du ventilateur entraîné.

Pour bien comprendre, prenons l'exemple d'un ventilateur (à poulie fixe) dont le moteur d'entraînement est équipé d'une poulie à diamètre variable.

Les 2 joues étant écartées au maximum, la poulie du moteur est réglée à son diamètre minimum **d**, ce qui provoque la rotation du ventilateur à sa vitesse minimum **PV** et permet donc d'obtenir le débit d'air minimum.

A l'inverse, en rapprochant au maximum les 2 joues, la poulie est réglée à son plus grand diamètre **D**, ce qui donne au ventilateur la vitesse maximum **GV** et permet d'obtenir le débit d'air maximum.



Entre ces 2 extrêmes (qui permettent généralement une variation de débit de 15 à 20 %), la poulie variable permet d'obtenir *exactement* le débit d'air désiré en adaptant la vitesse du ventilateur aux pertes de charges réelles du circuit aéraulique de l'évaporateur.

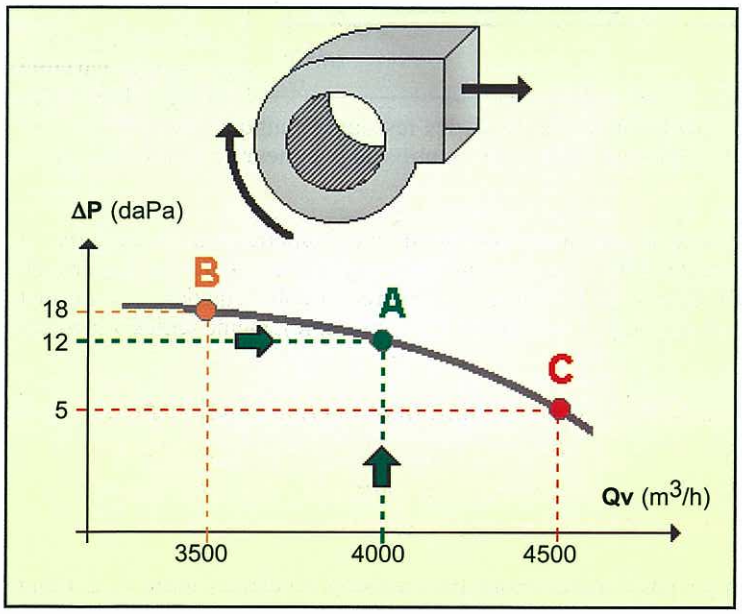
Nota : Après réglage le blocage de la joue mobile sur le moyeu fileté se fait par une vis de serrage qu'il convient de bien serrer sur les méplats du moyeu prévus à cet effet ***en faisant très attention à ne pas abîmer le filetage***. Sinon, toute éventuelle modification ultérieure du réglage sera très difficile, voire impossible.

Après un réglage de la poulie, il faut également **toujours** contrôler l'intensité absorbée par le moteur (voir panne suivante).

La perte de charge du réseau aéraulique de l'évaporateur est trop importante.

Tout d'abord, il convient de rappeler comment réagit un ventilateur centrifuge analogue à ceux couramment utilisés sur les armoires de climatisation et les petites centrales de traitement d'air, lors d'une variation de la perte de charge sur le réseau aéraulique de l'évaporateur.

A titre d'exemple, regardons ci-dessous une courbe représentative du fonctionnement d'un tel ventilateur alimentant le petit réseau aéraulique d'une armoire de climatisation constitué d'une grille de reprise, d'un filtre à air, d'un évaporateur et d'un caisson de soufflage.



Admettons qu'en fonctionnement normal, la perte de charge (ΔP) de ce petit réseau aéraulique soit de 12 daPa (soit 120 Pa ou encore environ 12 mmCE) lorsque le débit d'air est de 4000 m3/h ***(point A).***

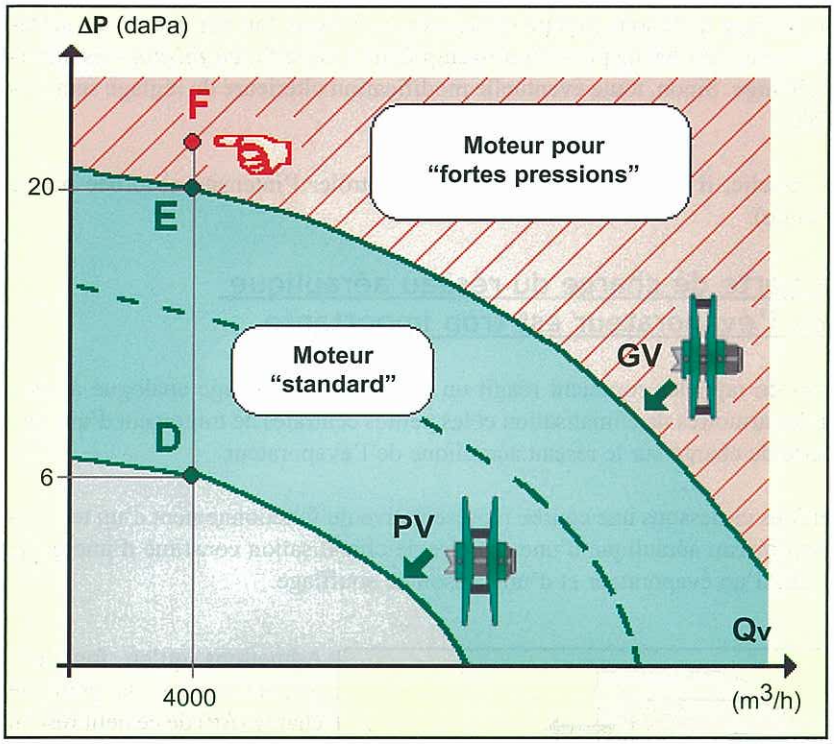
Lorsque l'armoire est en service, le filtre s'encrasse régulièrement.

Cet encrassage du filtre provoque au fur et à mesure une augmentation de la résistance au passage de l'air et donc une augmentation du ΔP du réseau aéraulique (par exemple jusqu'à 18 daPa).

Notons que simultanément le débit d'air chute en suivant la courbe du ventilateur pour atteindre alors 3500 m^3/h ***(point B)***.

A l'inverse, si on enlève le filtre à air (pour le nettoyer), sans arrêter le ventilateur, le ΔP du circuit diminue pour atteindre par exemple 5 daPa et le débit d'air augmente alors jusqu'à 4500 m^3/h ***(point C)***.

Après avoir vu comment varie le débit d'air en fonction du ΔP du réseau, regardons maintenant comment évolue la courbe d'un tel ventilateur quand on fait varier sa vitesse de rotation à l'aide d'une poulie variable.



Admettons que le débit d'air nécessaire au fonctionnement correct de l'armoire soit de 4000 m^3/h.

Si le ΔP du réseau est de 6 daPa sous 4000 m^3/h, la poulie doit être réglée pour la vitesse minimum ***(point D).***

Par contre, si le ΔP du réseau est de 20 daPa sous 4000 m^3/h, la poulie doit être réglée pour la vitesse maximum ***(point E).***

Dans cet exemple, la poulie variable permet donc d'adapter sans aucun problème la vitesse du ventilateur à des réseaux aérauliques dont la perte de charge est comprise entre 6 et 20 daPa sous 4000 m^3/h, en utilisant le moteur de ventilateur "standard" de l'armoire.

Mais, si la perte de charge du réseau aéraulique sous 4000 m^3/h est supérieure à 20 daPa (car il y a un réseau de gaine important, des filtres à air de meilleure qualité ou encore une batterie de chauffage à eau chaude supplémentaire...), la poulie à diamètre variable "standard" ne permet plus d'atteindre le point de fonctionnement désiré ***(point F*** par exemple), même réglée à la vitesse maximum.

Si la poulie à diamètre variable du ventilateur est réglée pour obtenir la vitesse maximum et que le débit d'air obtenu reste insuffisant, c'est que la perte de charge du réseau aéraulique reste trop importante malgré la vitesse de rotation du ventilateur.

Après s'être *bien assuré* qu'il n'y a pas d'autres anomalies (registres ou clapets fermés...), il faut alors envisager un échange de poulie de sorte à augmenter la vitesse du ventilateur au-dessus du maximum "standard" et à remonter sa courbe jusqu'au point F.

Malheureusement, l'augmentation de la vitesse du ventilateur risque de ne pas nécessiter seulement l'échange de la poulie du moteur...

PS : Vous avez tout à fait le droit d'essayer d'imaginer les conséquences de cette augmentation de vitesse avant de lire la page de droite !

L'augmentation de la vitesse d'un ventilateur risque de poser quelques problèmes car la puissance électrique absorbée par le moteur augmente très rapidement avec le débit d'air (la puissance absorbée varie comme la puissance 3 du rapport des débits).

Disons pour simplifier *qu'une augmentation du débit d'air de 50% peut théoriquement nécessiter une augmentation de la puissance du moteur électrique de plus de 300%.*

Aussi, la plupart du temps, on ne pourra pas se contenter de changer la poulie du moteur mais il faudra aussi changer le moteur électrique lui même, ce qui impliquera de nombreuses précautions.

Tout d'abord, le moteur de remplacement étant plus puissant, il absorbera une intensité plus importante que l'ancien, ce qui nécessitera souvent des modifications (parfois importantes) du dimensionnement de l'appareillage électrique (par exemple augmentation de la section du câble d'alimentation et des fils de câblage, du calibre des fusibles ou du disjoncteur, de la taille du contacteur, de la plage de réglage du relais thermique...).

Ensuite, le nouveau moteur étant plus puissant, il sera plus volumineux et n'aura sûrement pas ni le même poids, ni les mêmes cotes de fixation (pensons à son encombrement, aux entr'axes, au tendeur des courroies...), ni le même diamètre d'arbre (pour commander la nouvelle poulie) et il nécessitera vraisemblablement l'utilisation de courroies différentes...

Notons également que le niveau acoustique augmente avec la vitesse de rotation du ventilateur, ce qui peut parfois poser des problèmes de bruits.

Enfin, il faudra s'assurer que le ventilateur utilisé peut supporter, aussi bien sur le plan aéraulique que mécanique, l'augmentation de vitesse désirée. En effet, on ne pourra pas faire tourner à 1800 tr/mn un ventilateur conçu par son fabricant pour une vitesse de rotation maximum de 1300 tr/mn!

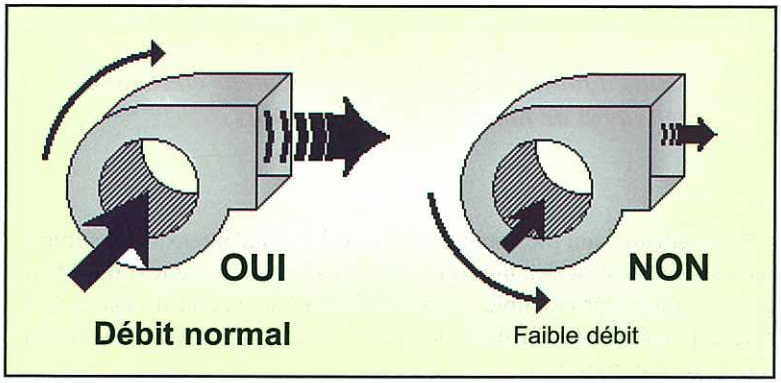
Ce problème de manque de débit d'air peut se poser au moment de la première mise en service d'une installation mais aussi à la suite d'une modification sur un réseau aéraulique déjà existant, lorsque celle-ci engendre une augmentation relativement importante de la perte de charge totale du réseau (installation d'un filtre de meilleure qualité, de registres, d'une batterie de chauffage, d'un piège à sons, d'un clapet coupe-feu...).

L'analyse détaillée de tous ces problèmes aérauliques étant très vaste et sortant complètement du cadre de ce manuel de dépannage frigorifique, il est toujours recommandé, en cas de doute, *de consulter les documentations techniques du matériel et de prendre conseil auprès du constructeur.*

Bien sûr, la panne de l'évaporateur trop petit étant dans ce cas provoquée par un manque de débit d'air, le $\Delta\theta$ sur l'air sera anormalement élevé entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur.

Le ventilateur de l'évaporateur tourne à l'envers.

Le problème risque surtout de se poser à la première mise en service d'une installation, quand le ventilateur de l'évaporateur est équipé d'un moteur d'entraînement triphasé (il suffira alors de permuter 2 phases pour rétablir le bon sens de rotation).



Il semble utile de rappeler *qu'à l'inverse des ventilateurs de type hélicoïde* (souvent utilisés en froid commercial), le sens de circulation de l'air dans un ventilateur de type centrifuge *est absolument indépendant du sens de rotation* ***(l'aspiration de l'air se fait toujours par le centre de la volute, quel que soit le sens de rotation).***

Par contre, le débit d'air brassé et la pression aéraulique fournie par un ventilateur centrifuge *diminuent énormément si le sens de rotation est inversé*, cette réduction du débit d'air entraînant les symptômes de la panne de l'évaporateur trop petit et un $\Delta\theta$ sur l'air anormalement élevé.

Nota : Si l'accessibilité d'un ventilateur centrifuge ne permet pas un contrôle visuel facile du sens de rotation, il suffit de mesurer l'intensité absorbée pour chacun des 2 sens. La puissance absorbée par le moteur dépendant du débit d'air, la plus forte intensité correspond au plus fort débit, et donc au bon sens de rotation.

Une obstruction dans un conduit gêne la circulation de l'air.

Cela risque surtout de se produire quand la distribution de l'air dans les locaux est assurée par un réseau aéraulique.

L'obstruction peut alors provenir d'un volet fermé par l'action d'une sécurité ou accidentellement (volet antigel sur l'air neuf, volet coupe-feu sur le soufflage, volet de réglage ou d'équilibrage...).

Mais la réduction du débit d'air peut également être provoquée par l'encrassage d'un autre échangeur placé dans le même caisson que l'évaporateur (batterie à eau chaude, batterie de récupération de chaleur...), ou encore par un revêtement isolant qui s'est détaché à l'intérieur de la gaine (panneau de fiber...).

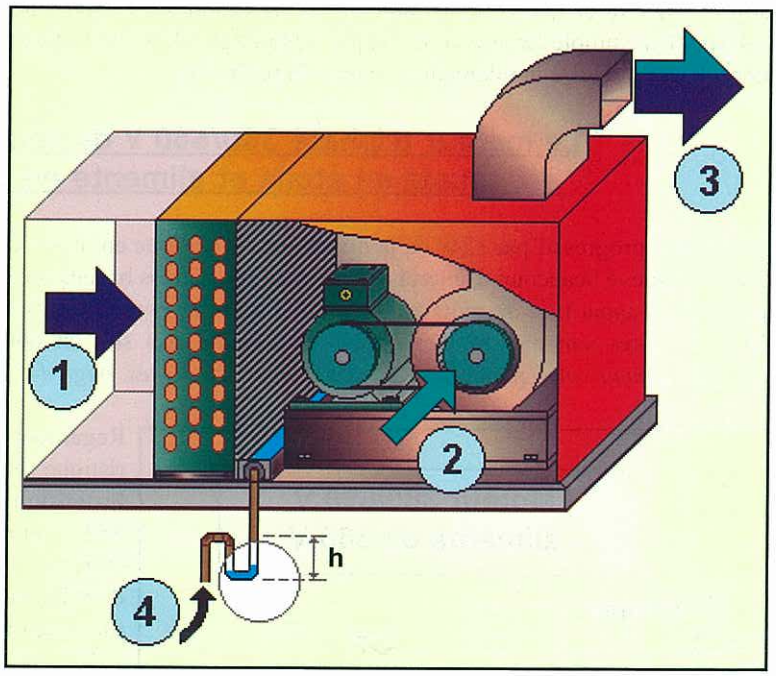
L'obstruction peut également provenir d'une grille d'air neuf (air extérieur) mal placée et bouchée par l'aspiration de papiers ou de feuilles mortes.

Enfin, l'obstruction peut provenir des bouches de soufflage placées dans les locaux climatisés, et qui ont été volontairement obstruées ou déréglées par les occupants qui se plaignent de courants d'air parasites (souvent à juste titre).

Il y a une prise d'air entre l'évaporateur et le ventilateur.

En fonctionnement normal, la totalité de l'air qui sort au soufflage du ventilateur ***(point 3)*** est passée auparavant sur l'évaporateur ***(point 1).***

Si une prise d'air existe entre ces 2 éléments (panneau mal fermé ou mal boulonné, joint d'étanchéité arraché, trappe de visite mal serrée...) une certaine quantité d'air est alors aspirée directement par le ventilateur ***(point 2)*** sans passer sur l'évaporateur (notons qu'à ce moment, le débit en 3 est égal au débit en 1 plus le débit en 2).



Un autre problème peut se produire, provoqué par la canalisation d'écoulement des condensats. En effet, le bac de récupération des condensats placé sous l'évaporateur (ou sous la batterie froide s'il s'agit d'eau glacée) *est raccordé à l'égout par l'intermédiaire d'un siphon de cote* ***h***.

Comme l'aspiration du ventilateur est en dépression par rapport à la pression atmosphérique, si la cote **h** du siphon est trop faible, il peut se vider dans le bac et de l'air est alors aspiré par l'écoulement ***(point 4)***. Le bac se vidant difficilement, il risque alors de déborder. En plus, cet air bipassé peut réduire de façon non négligeable le débit effectif sur l'évaporateur et être générateur d'odeurs désagréables dans les locaux refroidis ou climatisés.

Selon l'importance du débit d'air bipassé, la réduction du débit passant réellement sur l'évaporateur peut devenir suffisante pour provoquer tous les symptômes frigorifiques d'un manque de débit d'air, bien que le débit mesuré au soufflage du ventilateur semble absolument normal !

Alimenté par le réseau EDF (50 Hz), le moteur du ventilateur est prévu pour fonctionner en 60 Hz.

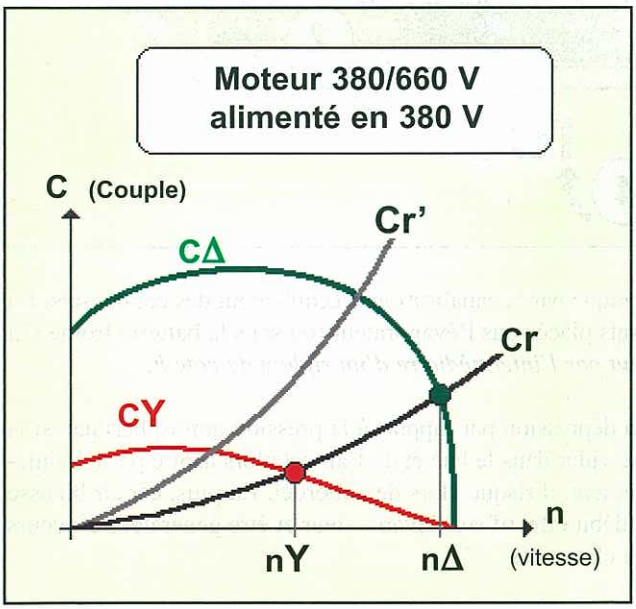
Rappelons que la vitesse de rotation d'un moteur électrique dépend de la fréquence du courant d'alimentation. Ainsi, un moteur de ventilateur d'origine U.S. prévu pour tourner à 1720 tr/mn sous 60 Hz verra sa vitesse de rotation chuter à environ 1440 tr/mn s'il est alimenté en 50 HZ (soit une réduction d'environ 17 %).

La vitesse de rotation trop faible du ventilateur provoque alors une réduction du débit d'air qui peut donner tous les symptômes de la panne de l'évaporateur trop petit avec un **Δθ** anormalement élevé sur l'évaporateur.

Ce problème, heureusement peu fréquent, peut principalement se rencontrer avec des moteurs fabriqués aux États-Unis et destinés à être alimentés en courant alternatif 60 cps (cycle per second), soit 60 Hz. Notez que certains moteurs 60 Hz destinés à l'exportation peuvent être fabriqués en Europe. Une simple lecture de la plaque signalétique du moteur devrait alors permettre au dépanneur de comprendre rapidement la nature du problème.

Le moteur triphasé 380/660 V du ventilateur est couplé en étoile et alimenté en 380 V.

L'abandon progressif par EDF de la distribution électrique en triphasé 220 V au profit du triphasé 380 V a enlevé beaucoup d'intérêt aux moteurs électriques bi-tension 220/380 V et a naturellement provoqué l'apparition de moteurs 380/660 V dont les enroulements sont prévus à l'origine pour être alimentés soit en 380 V (couplés en triangle **Δ**) soit en 660 V (couplés en étoile **Y**). *Eventuellement voir : généralités sur les moteurs triphasés, page 442.*



Regardons ci-contre la courbe caractéristique du couple (**CΔ**) d'un moteur bi-tension 380/660 V alimenté en 380 V (et donc couplé en triangle) qui entraîne un ventilateur d'évaporateur dont le couple résistant (**Cr**) est également représenté.

La vitesse de rotation résultante du ventilo-évaporateur (**nΔ**) se trouve à l'intersection des 2 courbes.

A la suite d'une erreur de câblage, si ce moteur 380/660 V est couplé en étoile et alimenté en 380 V, la courbe du moteur s'effondre et prend l'allure représentée par **CY** en donnant au ventilo-évaporateur une vitesse de rotation beaucoup plus faible (**nY**).

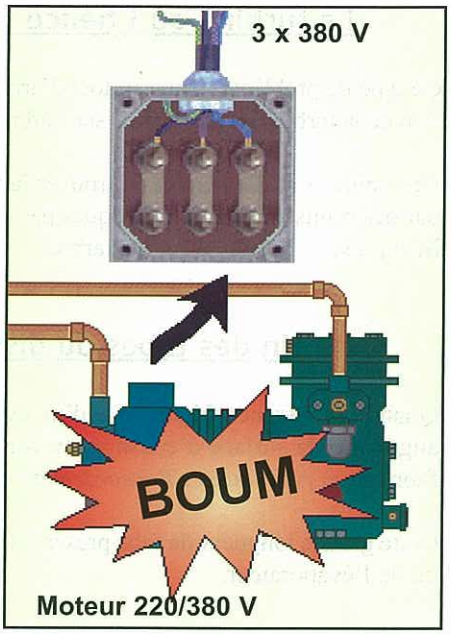
Notons que cette réduction de vitesse est d'autant plus importante que le couple résistant du ventilateur entraîné est grand (Regardez ce qui se passerait avec **Cr'**). Dans certains cas, il peut même arriver que le moteur « cale » et coupe rapidement aux sécurités thermiques, principalement s'il entraîne un ventilateur centrifuge dont le couple résistant est beaucoup plus important que celui des ventilateurs hélicoïdes.

A noter : Les compresseurs frigorifiques classiques ont un couple résistant encore plus important que les ventilateurs centrifuges et ne pourraient donc absolument pas démarrer avec une telle erreur de couplage ! *(Pour un complément d'information sur les conséquences d'une sous-tension, voir : Problèmes électriques divers, page 377).*

Attention : Pour clore le problème du couplage des moteurs triphasés bi-tension, il n'est peut être pas inutile de rappeler qu'un moteur triphasé 220/380 V alimenté en 380 V **doit impérativement être couplé en étoile,** ce qui rend l'utilisation d'un démarrage étoile/triangle *absolument impossible.*

Si un dépanneur commet l'erreur de coupler un moteur 220/380 V en triangle (comme sur la figure ci-contre) et qu'il l'alimente en 380 V, le moteur a de très fortes chances, du fait de la surtension, d'être ***irrémédiablement détruit*** dès sa mise sous-tension ! (voir exercice page 447).

Procéder à la mise en route d'un moteur électrique, quel le que soit son utilisation et que sa puissance soit de 100 W ou de 1000 kW, *reste toujours une très grande responsabilité qui engage complètement aussi bien le dépanneur que l'entreprise vis à vis du client.*



Un moteur à 2 vitesses est couplé par erreur en petite vitesse.

La plupart des climatiseurs individuels sont équipés d'un ventilateur de soufflage possédant plusieurs vitesses de fonctionnement. ***Notons qu'il est en général préférable, en régime de refroidissement, de laisser ce ventilateur fonctionner en grande vitesse.***

En effet, en plus d'éviter une température de soufflage trop basse (si le débit d'air est trop faible), cette précaution peut permettre d'éviter un début de givrage de l'évaporateur (et surtout quelques coups de liquide au compresseur) si le filtre à air commence à s'encrasser ou si le client décide de régler son thermostat de régulation un peu trop bas. A cet effet, rappelons-nous que la plupart des climatiseurs individuels classiques ne sont absolument pas conçus techniquement pour fonctionner avec des températures ambiantes inférieures à environ 20°C.

> *Sur le plan frigorifique,* ces considérations seront explicitées lors de l'étude des détendeurs pressostatiques *(page 309)* et des détendeurs capillaires *(page 315). Sur le plan électrique,* un exemple de moteur multi-vitesses monophasé sera donné *page 357* et les moteurs à 2 vitesses triphasés seront étudiés *page 464.*

Dans une autre gamme de matériel, et afin de conserver toute l'année des conditions optimum de confort (en particulier une température de soufflage qui ne soit pas trop faible), certaines centrales de traitement d'air à détente directe sont également prévues avec une ventilation possédant 2 vitesses différentes.

Généralement, la plus petite vitesse de ventilation est utilisée pour le régime hiver et la plus grande pour le régime été.

Il conviendra alors de faire fonctionner le ventilateur en grande vitesse lorsque l'installation sera en régime froid.

La turbine ou l'hélice du ventilateur patine sur son arbre.

Ce type de problème risque surtout d'arriver sur des petits ventilateurs d'évaporateur lorsque la fixation de la turbine ou de l'hélice sur l'arbre du moteur est réalisée par une simple vis de serrage.

Un rapide contrôle permet de trouver la panne, d'autant plus que l'alerte est alors souvent donnée par des bruits anormaux provoqués par les frottements et les chocs répétés de la turbine ou de l'hélice qui se « balade » sur son arbre.

Un des tubes du distributeur de liquide est bouché.

Quand la puissance frigorifique d'un évaporateur à détente directe augmente, le constructeur doit augmenter la surface d'échange, en particulier en augmentant la longueur de tube utilisé dans sa fabrication *(voir aussi : Raccordement des évaporateurs, page 281)*.

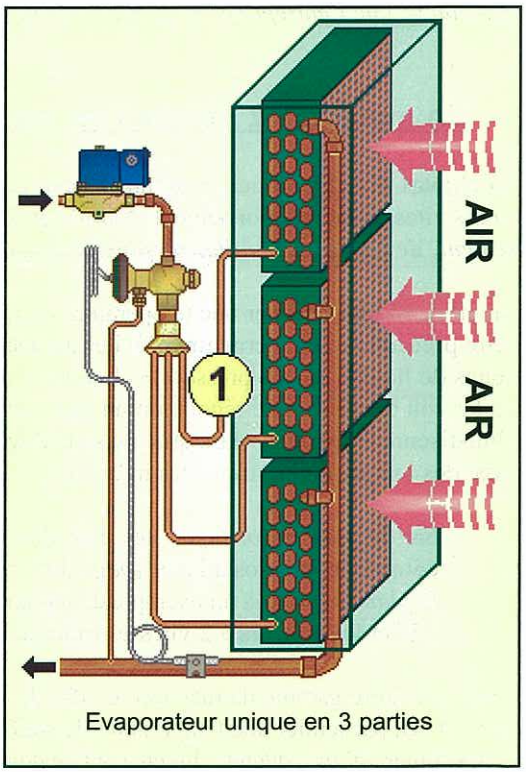
Cette grande longueur de tube présente l'inconvénient d'augmenter simultanément la perte de charge de l'évaporateur.

Pour conserver une perte de charge raisonnable, il utilise ensuite plusieurs évaporateurs qu'il raccorde en parallèle pour former un évaporateur unique.

L'ensemble doit alors être alimenté par l'intermédiaire d'un distributeur de liquide approprié, chargé d'assurer une répartition uniforme du fluide frigorigène dans les différentes sections de l'évaporateur unique ainsi obtenu.

Dans l'exemple ci-contre, qui utilise 3 sections distinctes, si l'un des 3 tubes de distribution se bouche, cela revient à éliminer la section d'évaporateur correspondante, soit le 1/3 de la puissance frigorifique totale !

L'installation ne possède alors plus que les 2/3 de sa puissance nominale avec un faible $\Delta\theta$ sur l'air (qui fait penser à un encrassage), même si les ailettes sont impeccables !



Evaporateur unique en 3 parties

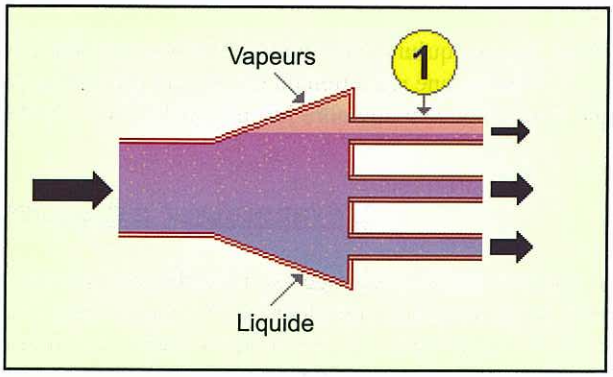
Cette panne très délicate (et heureusement peu fréquente) peut toutefois se diagnostiquer par l'observation d'un givrage irrégulier des tubes du distributeur.

En effet, si le tube ***(repère 1)*** est en partie colmaté, le givre qui le recouvre est en général beaucoup moins dur que sur les 2 autres tubes, selon l'importance du colmatage (à la limite, si le tube du distributeur était complètement bouché, il n'y aurait même plus de givre !).

A NOTER : *Il est recommandé, dans la mesure du possible, d'installer les distributeurs de liquide en position verticale.*

Rappelons qu'à la sortie du détendeur, on trouve un mélange de liquide et de vapeurs. Le liquide, plus lourd que la vapeur, se dépose tout naturellement dans le bas des tuyauteries.

En cas de montage horizontal, une poche de vapeur peut gêner la circulation du liquide dans les tubes de distribution supérieurs.



Sur la figure ci-contre, les 2 tubes inférieurs sont alimentés correctement en liquide mais une poche de vapeur empêche la libre circulation du fluide dans le tube du haut ***(repère 1)***. En conséquence, la section d'évaporateur correspondant à ce tube est mal alimentée en liquide et comme précédemment, l'évaporateur ne peut pas donner sa puissance frigorifique maximum.

De nombreuses ailettes de l'évaporateur sont très écrasées.

Si de nombreuses ailettes sont écrasées, elles augmentent la résistance de l'évaporateur au passage de l'air et provoquent une réduction du débit d'air global (ce qui tend à provoquer *une augmentation* du $\Delta\theta$ sur l'air). D'un autre point de vue, s'il y a de nombreuses ailettes écrasées, cela équivaut à une réduction de la surface d'échange de l'évaporateur, ce qui entraîne un moins bon refroidissement et donc *une réduction* du $\Delta\theta$ sur l'air.

En résumé, le $\Delta\theta$ sur l'air veut d'une part *augmenter* du fait de la réduction du débit d'air, mais d'autre part il veut *diminuer* du fait de la réduction de la surface d'échange (il n'y aura donc généralement pas de variation notable).

Finalement, la valeur du $\Delta\theta$ sur l'air ne pouvant être d'un grand secours pour le diagnostic final, seul un examen visuel de l'état des ailettes pourra permettre de résoudre facilement le problème *(attention à contrôler aussi bien l'avant que l'arrière de l'évaporateur)*. Il ne restera plus au dépanneur qu'à repeigner soigneusement les parties écrasées sur les 2 faces de l'évaporateur avec un peigne à batterie correspondant bien au pas (écartement) exact des ailettes.

Attention aux mains (il vaut mieux mettre des gants) car les ailettes sont souvent coupantes comme des lames de rasoir.

L'évaporateur à été sélectionné pour une puissance trop faible.

Cette panne peut surtout arriver au moment de la première mise en service d'une installation frigorifique « artisanale » dont les éléments (compresseur, évaporateur...) ont été sélectionnés séparément et un peu trop rapidement (il y a en effet peu de probabilité de rencontrer ce type de panne sur une armoire de climatisation monobloc qui arrive d'usine !)...

Les pannes de sélection étant souvent très délicates, l'expérience montre que seuls le contrôle des calculs effectués lors de la sélection des équipements ainsi que l'analyse des tables de puissance détaillées des différents constructeurs (de l'évaporateur, mais aussi du compresseur, du détendeur et du condenseur) permettront de résoudre rapidement et surtout efficacement ce type de problème.

Il y a beaucoup d'huile dans l'évaporateur.

Nous verrons qu'une quantité trop importante d'huile en circulation peut provoquer, dans certains cas extrêmes, une réduction du coefficient d'échange de l'évaporateur (et donc de sa puissance frigorifique) pouvant atteindre jusqu'à 20 % *(Voir : Problème des retours d'huile, page 251).*

L'évaporateur est anormalement givré.

Rappelons que si le givrage est inévitable en froid commercial puisque la température d'évaporation est généralement inférieure à 0°C, il reste l'ennemi n°1 des évaporateurs utilisés en climatisation. C'est pourquoi les évaporateurs utilisés en froid commercial ont des ailettes beaucoup plus espacées qu'en climatisation, de sorte à ce que l'apparition normale du givre ne puisse en aucune façon obstruer la section de passage et provoquer une réduction du débit d'air.

En climatisation, un givrage très important de l'évaporateur provient dans la majorité des cas de la panne de l'évaporateur trop petit (la seule panne BP où simultanément la BP et la surchauffe sont faibles). Le plus souvent, la panne provient d'un manque de débit d'air provoqué par un encrassement des filtres ou par une usure des courroies.

Sur les pompes à chaleur air-air ou air-eau en régime hiver, un givrage anormal de l'évaporateur provient le plus souvent d'une anomalie du système de dégivrage ou parfois d'un dysfonctionnement de la vanne 4 voies d'inversion de cycle *(cette dernière est étudiée page 325).*

En réfrigération, un givrage anormal provient souvent d'une anomalie de fonctionnement du système de dégivrage de l'évaporateur (*voir : le dégivrage, page 425*)

Dans tous les cas, il faudra dégivrer complètement l'évaporateur puis faire tourner l'installation avant d'émettre un diagnostic. En froid commercial ou en pompe à chaleur, il faudra en plus contrôler le bon fonctionnement (et éventuellement les réglages) du dispositif de dégivrage utilisé (horloge, thermostat de dégivrage...).

Un excès de givre gêne la rotation du ventilateur hélicoïde.

Sur les évaporateurs à convection forcée utilisés en froid commercial, le ventilateur est le plus souvent de type hélicoïde. Quelle qu'en soit la raison (en général un problème sur le système de dégivrage), si l'épaisseur de givre devient trop importante, l'hélice du ventilateur peut frotter contre la glace (elle risque alors de se déformer et même dans certains cas extrêmes de se bloquer complètement), ce qui conduit inévitablement à un manque de débit d'air.

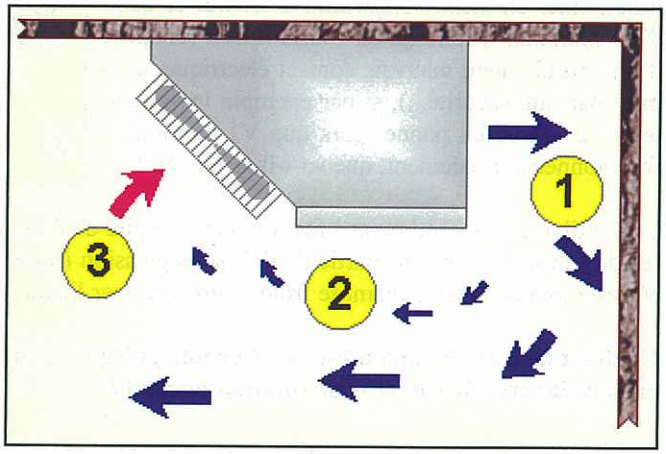
De l'air froid est recyclé sur l'entrée de l'évaporateur.

En froid commercial, *il convient d'être toujours particulièrement attentif* au moment de choisir l'emplacement d'un évaporateur à l'intérieur d'une chambre froide.

Dans tous les cas, il est impératif de respecter scrupuleusement les instructions de montage fournies par le constructeur de l'évaporateur et de connaître à coup sûr le sens de passage de l'air sur la batterie avant de fixer l'évaporateur.

Par exemple, si l'évaporateur est placé trop près d'une paroi, l'air froid soufflé ***(repère 1)*** peut ricocher contre la paroi et être aspiré de nouveau à l'entrée de l'évaporateur ***(repère 2)*** au lieu de circuler normalement dans la chambre.

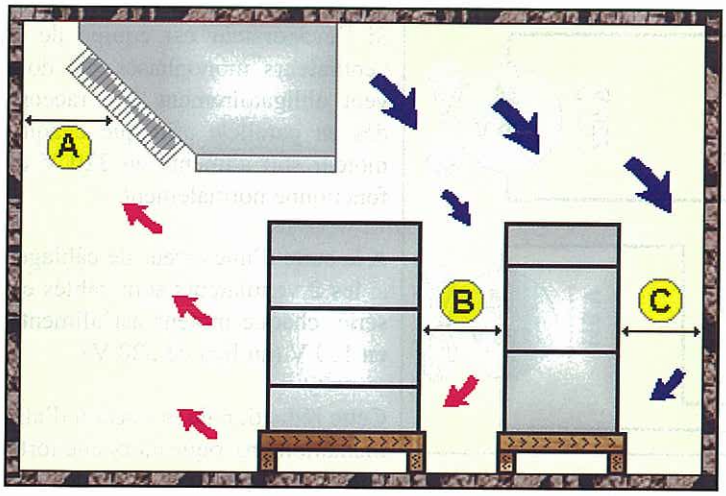
A ce moment, cet air froid se mélange avec l'air aspiré ***(repère 3)*** en abaissant anormalement la température de l'air qui arrive sur l'évaporateur.



Le $\Delta\theta$ total restant sensiblement constant, si l'air devient plus froid à l'entrée de l'évaporateur, la température d'évaporation diminue en donnant tous les symptômes de la panne de l'évaporateur trop petit. De plus, la mauvaise circulation de l'air dans la chambre froide ne permet pas un refroidissement correct des denrées entreposées et entraîne une augmentation de la température ambiante.

La circulation de l'air se fait mal dans la chambre froide.

La parfaite circulation de l'air à l'intérieur de la chambre froide est un élément essentiel qui permet d'assurer une température homogène aux produits entreposés.



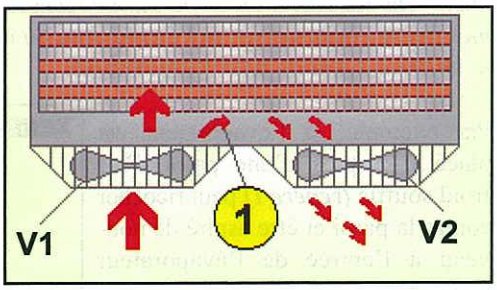
Si l'évaporateur est placé trop près du mur ***(cote A)***, l'aspiration de l'air se fait plus difficilement ce qui peut provoquer une réduction non négligeable du débit d'air *(à la limite, si l'évaporateur était complètement collé au mur il n'aspirerait plus rien !).*

Si les rayonnages sont trop près les uns des autres ***(cote B)*** ou trop proches du mur ***(cote C)*** la circulation de l'air peut être rendue difficile et provoquer, en plus d'un mauvais refroidissement des produits, un recyclage de l'air soufflé ou une réduction sensible du débit.

L'un des ventilateurs de l'évaporateur ne fonctionne plus.

Lorsque la puissance frigorifique augmente, les dimensions de l'évaporateur augmentent également. Il devient alors nécessaire d'utiliser plusieurs ventilateurs pour assurer un débit d'air satisfaisant.

Dans l'exemple ci-contre, l'évaporateur est équipé de 2 ventilateurs hélicoïdes **V1** et **V2** qui doivent fonctionner *en même temps* afin d'assurer le débit d'air nominal. Quelle qu'en soit la raison (coupure d'un enroulement, mauvais contact électrique, coupure par une sécurité...), si par exemple le ventilateur V2 tombe en panne alors que V1 continue à fonctionner normalement, que va-t-il se passer ?



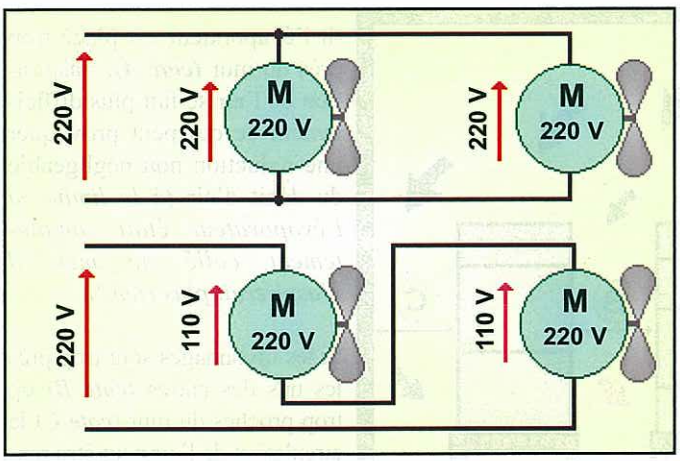
Le ventilateur V1 continuant à fonctionner, il aspire de l'air et le refoule sous pression sur les ailettes de l'évaporateur. Une partie de l'air sous pression ***(repère 1)*** se faufile alors entre les pales de V2 et retourne dans la chambre froide sans traverser l'évaporateur.

Ce débit de fuite est loin d'être négligeable puisqu'il peut même provoquer la rotation de V2 en sens inverse de son sens de rotation normal !

Un dépanneur inexpérimenté qui se fierait uniquement à un contrôle visuel des ventilateurs pourrait avoir l'illusion que V2 fonctionne normalement, *alors qu'une simple mesure des intensités absorbées permettrait de détecter immédiatement la panne.*

Cette panne provoque donc une réduction importante du débit d'air qui traverse l'évaporateur en donnant tous les symptômes d'un évaporateur trop petit.

Les 2 ventilateurs monophasés sont branchés en série.



Si l'évaporateur est équipé de 2 ventilateurs monophasés, ils doivent obligatoirement être raccordés en parallèle afin que chaque moteur soit alimenté en 220 V et fonctionne normalement.

A la suite d'une erreur de câblage, si les 2 ventilateurs sont câblés en série, chaque moteur est alimenté en 110 V (au lieu de 220 V).

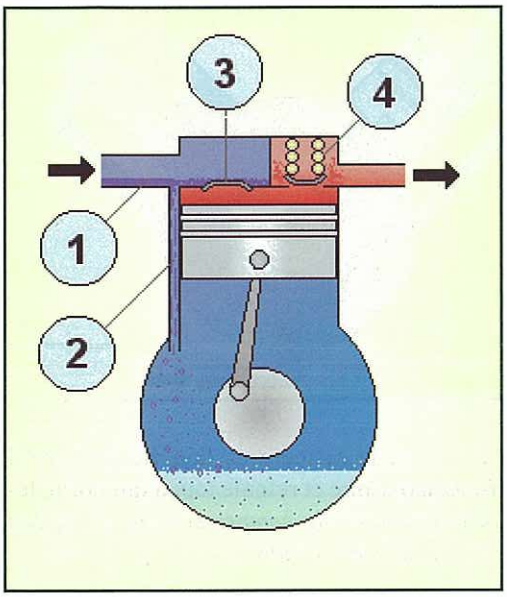
Cette réduction de la tension d'alimentation provoque alors une forte diminution de la vitesse de rotation des ventilateurs et donc une réduction importante du débit d'air, en entraînant tous les symptômes de la panne de l'évaporateur trop petit.

PROBLÈME DES BRIS DE CLAPETS

Avant d'étudier la panne du compresseur trop petit, ce chapitre se propose d'analyser en détail les causes pouvant provoquer un bris de clapets sur un compresseur frigorifique ainsi que les conséquences et les moyens de détecter une telle anomalie.

A) Pourquoi des clapets se cassent-ils ?

La principale cause à l'origine d'un bris de clapet (d'aspiration comme de refoulement) est le fameux "coup de liquide" qui, arrivant par l'aspiration du compresseur parvient jusqu'aux cylindres.



Quelle qu'en soit la raison, si de l'huile ou du fluide frigorigène liquide ***(repère 1)*** arrivent en grande quantité par l'aspiration du compresseur, une partie de ce liquide, au lieu de retourner au carter par l'orifice de retour d'huile ***(repère 2)***, risque d'être aspirée dans les cylindres.

A ce moment, les liquides étant incompressibles et s'écoulant plus lentement que les gaz aux travers des clapets de refoulement *(à une vitesse usuelle de 1450 tr/mn, un piston fait plus de 24 allers et retours par seconde dans son cylindre !)*, une très importante augmentation de pression se produit à l'intérieur du cylindre lors de la remontée du piston.

Étant placés du coté du piston, les clapets d'aspiration sont alors très fortement incurvés par cette surpression ***(repère 3)***, et risquent soit de se briser, soit le plus souvent de se fissurer dans le sens de la longueur.

Les clapets de refoulement sont en général moins fragiles (quoiqu'ils puissent aussi parfois se briser en cas de coups de liquide sévères), car ils sont placés sur l'autre face de la plaque à clapets et protégés par une contre plaque munie d'un système de levée à ressort ***(repère 4)***.

B) Quels peuvent être les origines des coups de liquide ?

Une des causes les plus fréquentes à l'origine des coups de liquide est sans conteste *un surdimensionnement du détendeur thermostatique* qui alimente l'évaporateur.

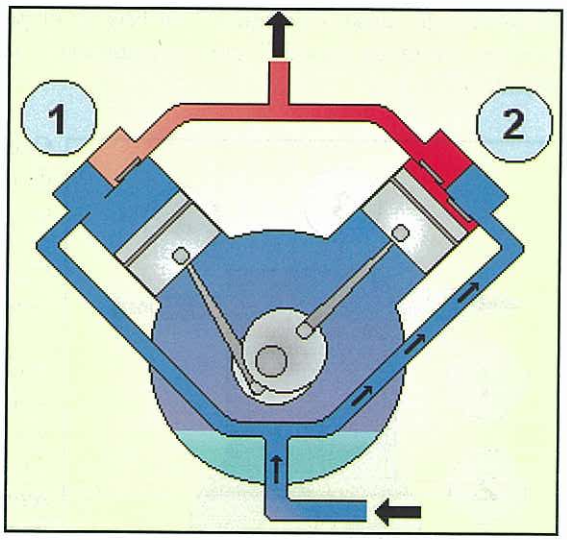
A ce moment, le détendeur fonctionne en "tout ou rien" et le compresseur reçoit périodiquement des coups de liquide plus ou moins violents selon l'importance du surdimensionnement.

Une autre cause importante à l'origine des coups de liquide est la migration de fluide frigorigène dans les culasses de refoulement ou dans le carter du compresseur *(voir : Problème des migrations de fluide frigorigène, page 193).*

Enfin, les coups de liquide peuvent être provoqués par une mauvaise conception du tracé des tuyauteries générant soit des arrivées massives de bouchons d'huile à l'aspiration du compresseur, soit des accumulations de liquide dans les culasses de refoulement d'un compresseur à l'arrêt *(voir : Problème des retours d'huile, page 251).*

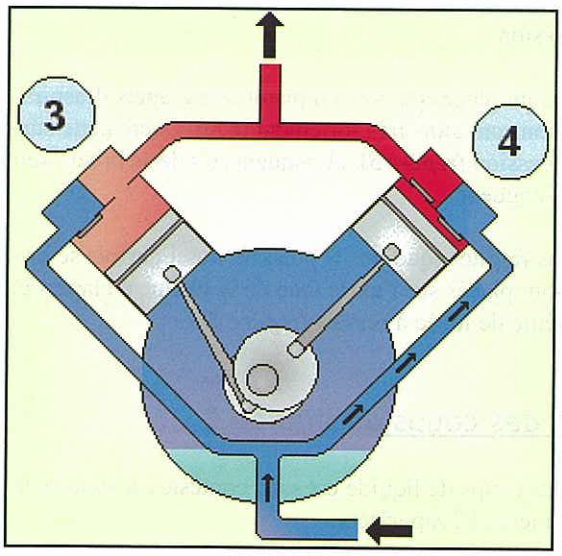
C) Quelles sont les conséquences d'un bris de clapets ?

La première conséquence d'un bris de clapet est une perte de puissance du compresseur provoquée par la réduction du débit de frigorigène aspiré.



Prenons l'exemple d'un clapet d'aspiration qui se casse *(repère 1)* sur un compresseur possédant 2 cylindres.

Quand le piston descend, le cylindre se remplit normalement de vapeurs BP. Par contre, quand le piston remonte, aucune augmentation de pression n'est possible dans ce cylindre et le clapet HP ne peut pas ouvrir. Les gaz qui venaient d'être admis à l'intérieur du cylindre retournent donc dans le collecteur d'aspiration.



Par contre, le cylindre en bon état ***(repère 2 ci-dessus)*** aspire et refoule tout à fait normalement, *comme si le compresseur ne possédait plus qu'un seul cylindre.*

Si c'est un clapet de refoulement qui est cassé ***(repère 3),*** à la descente du piston, c'est la HP qui envahit le cylindre et le clapet d'aspiration ne peut absolument plus ouvrir.

Comme précédemment, aucune augmentation de pression n'est possible à la montée du piston mais cette fois ci, les gaz retournent dans le collecteur HP.

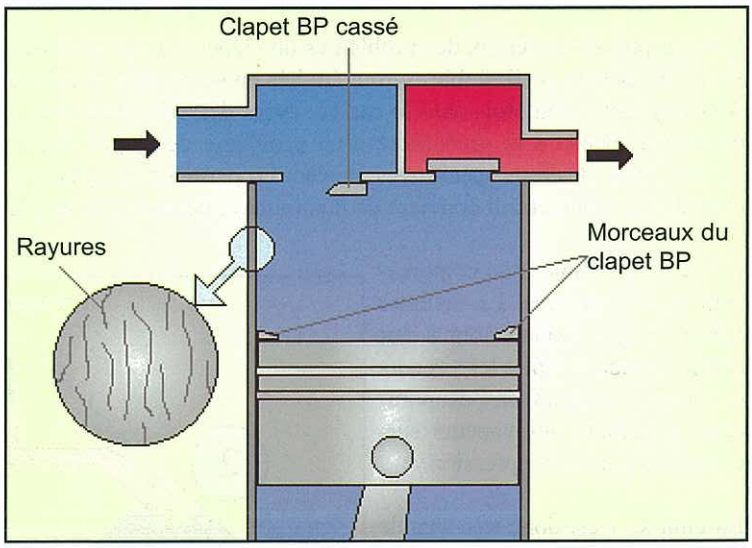
De même, le cylindre en bon état ***(repère 4)*** aspire et refoule normalement.

Que l'anomalie provienne d'un clapet BP ou d'un clapet HP le résultat est le même : tout se passe comme si le compresseur ne possédait plus qu'un seul et unique cylindre.

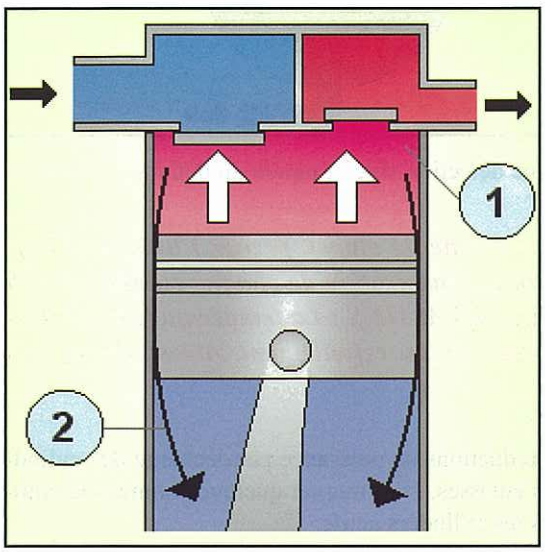
Ainsi, que ce soit un clapet d'aspiration ou un clapet de refoulement qui se casse, le résultat mécanique est rigoureusement le même : le cylindre concerné devient complètement inopérant, *comme s'il n'existait pas.* La conséquence immédiate d'un tel défaut est une réduction du volume de gaz aspiré par le compresseur et donc du débit masse de frigorigène en circulation dans l'installation. La réduction du débit masse de fluide provoque une diminution de la puissance frigorifique *(les autres symptômes seront étudiés en détail dans le chapitre suivant : Panne du compresseur trop petit, page 139).*

Un autre problème peut arriver consécutivement à un bris de clapet si des petits morceaux de métal provenant du clapet cassé tombent dans le cylindre, sur le piston.

Les allers et retours continuels et extrêmement rapides du piston entraînent alors avec eux les morceaux de clapet qui risquent de provoquer *de nombreuses et profondes rayures* aussi bien sur la paroi du cylindre que sur le dessus du piston (il peut même arriver qu'un morceau de clapet se coince entre le cylindre et la jupe du piston (ou entre le cylindre et un segment) en provoquant de profondes crevasses aussi bien sur le cylindre que sur le piston).



Aussi, lorsque le dépanneur remplace un clapet cassé, il doit soigneusement inspecter l'état de surface des cylindres et des pistons, de sorte à détecter ces éventuelles rayures et morceaux de clapets.



Quand le piston monte, la pression des gaz augmente en permanence dans le cylindre ***(repère 1)*** jusqu'à atteindre la valeur nécessaire pour provoquer l'ouverture du clapet de refoulement.

Si le cylindre est rayé longitudinalement, lorsque le piston monte, *une quantité importante de gaz s'infiltre par les rayures* ***(repère 2)*** et repasse dans le carter du fait de la différence de pression de part et d'autre du piston.

Ces gaz qui retournent au carter au lieu d'être refoulés dans le circuit provoquent une réduction du débit masse de fluide qui sort du compresseur (et donc une perte de puissance frigorifique) ce qui peut parfois donner des symptômes équivalents à ceux de la panne du compresseurs trop petit.

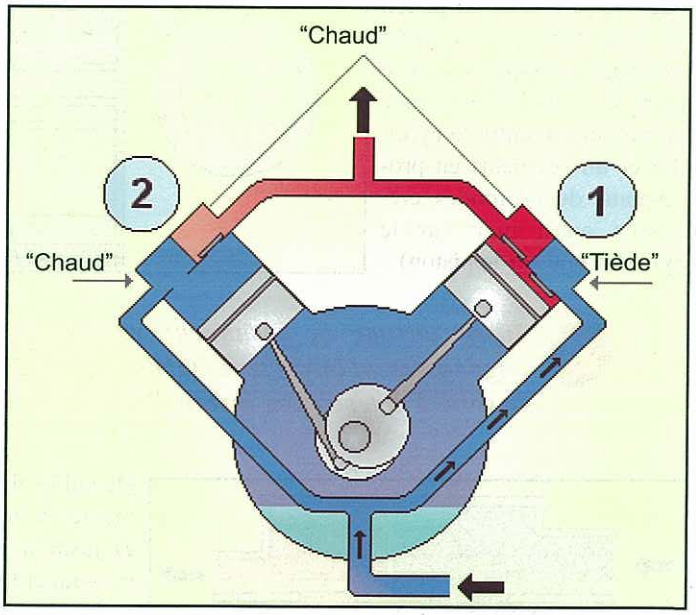
Notons également que si le dessus du piston est rayé par des morceaux de clapet, le volume de ces rayures s'ajoute au volume de l'espace nuisible, ce qui provoque également une réduction du débit masse de frigorigène aspiré, et donc de la puissance frigorifique *(voir influence des pressions sur le débit masse et la puissance frigorifique, page 39).*

Enfin, il faut savoir que lors d'expertises sur des compresseurs semi-hermétiques, plusieurs cas ont été signalés de morceaux de clapets cassés allant se loger dans les bobinages du moteur ou encore entre le rotor et le stator en provoquant un court-circuit localisé et le grillage du moteur.

D) Comment détecter un problème de clapets ?

Les symptômes généraux des problèmes de clapets (principalement manque de puissance frigorifique, BP élevée et HP faible) seront étudiés en détail dans le chapitre suivant, *panne du compresseur trop petit*. Toutefois dans le cas où, ayant détecté « la panne du compresseur trop petit », le dépanneur pense à la probabilité d'un problème de clapets sur un compresseur multi-culasses démontables, des tests spécifiques peuvent lui permettre de préciser l'exactitude de son diagnostic et quelle(s) culasse(s) il convient de démonter et de contrôler ***en premier***.

Prenons l'exemple d'un compresseur bi-cylindriques. Le cylindre ***repère 1*** fonctionnant tout à fait normalement, il aspire les vapeurs « fraîches » venant de l'évaporateur, et refoule des vapeurs surchauffées par la compression.



La culasse 1 est donc très chaude du coté du refoulement et plutôt tiède (voire fraîche) du coté de l'aspiration. Par contre, un clapet étant cassé sur la culasse ***repère 2***, il n'y a plus du tout de gaz "frais" aspiré dans la culasse qui puisse permettre son rafraîchissement.

En conséquence, la température de cette culasse augmente du coté aspiration et un simple toucher (en comparant avec les autres culasses) permet une détection sûre et rapide du défaut.

Afin de détecter un éventuel problème de clapet, prenez l'habitude d'effectuer un toucher comparatif du coté aspiration de chaque culasse. MAIS ATTENTION OÙ VOUS POSEZ LES MAINS : La température des culasses peut être voisine de 100°C du coté du refoulement. Alors, allez-y très doucement !

Bien sûr, dans le cas d'un compresseur muni de réductions de puissance par décharge des cylindres il faut, avant d'effectuer le test du toucher des culasses, faire tourner quelques minutes le compresseur à pleine puissance de sorte à rendre tous les cylindres actifs.

Dans ce dernier cas, si une culasse reste anormalement chaude comparativement aux autres, le problème peut venir d'un clapet *mais aussi d'un mauvais fonctionnement du dispositif de décharge du cylindre incriminé* (voir aussi : toucher des culasses, page 594).

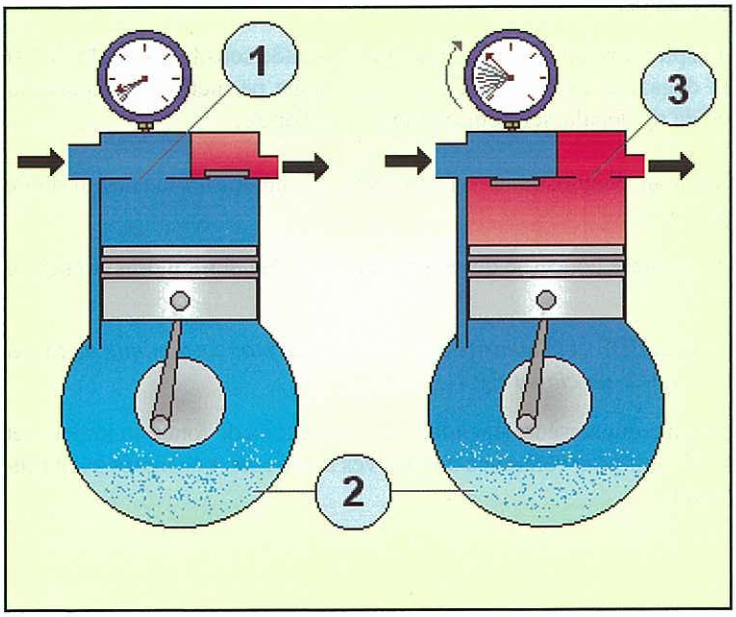
Un autre test peut également être utile pour diagnostiquer un problème de clapets. En effet, si un clapet est défectueux, la capacité d'aspiration du compresseur est diminuée. En fermant la vanne de départ liquide, le temps que mettra le compresseur pour tirer au vide sera obligatoirement *plus long* que si tous les clapets étaient en parfait état.

Ce test est toutefois limité aux installations *dont on connaît le temps de mise à vide et les conditions de l'essai,* car il est en général très difficile, sur une installation qu'on ne connaît pas, d'apprécier si un temps de mise à vide est normal ou non. Lors des opérations classiques de mise en route sur une installation frigorifique neuve, ce test pourrait être réalisé systématiquement et consigné avec précision sur le dossier de l'installation, de sorte à faciliter les opérations ultérieures de maintenance. Par exemple :

> *13.03.2003 / HP = 15,4 bar / temps mis par le compresseur No 1 pour passer la BP de 4,5 bar à 0,5 bar après fermeture de la vanne départ liquide : 48 secondes.*

Une telle indication permettrait au dépanneur ou à l'agent de maintenance qui referait ce test *d'apprécier comment évolue dans le temps la capacité d'aspiration du compresseur* (étanchéité des clapets, des segments...).

Une autre indication intéressante consiste à observer le comportement de la BP après l'arrêt du compresseur et après avoir tiré au vide le circuit, en fermant la vanne de départ liquide.



Après tirage au vide du circuit (par exemple à 0,5 bar), l'huile contenue dans le carter ***(repère 2)*** peut dégazer un peu de fluide frigorigène (sous l'effet de la chute de pression) et provoquer une légère remontée de la BP qui s'arrête assez rapidement (par exemple à 0,7 bar).

Si c'est un clapet BP qui est cassé ***(repère 1)***, après le dégazage de l'huile la pression ne monte plus.

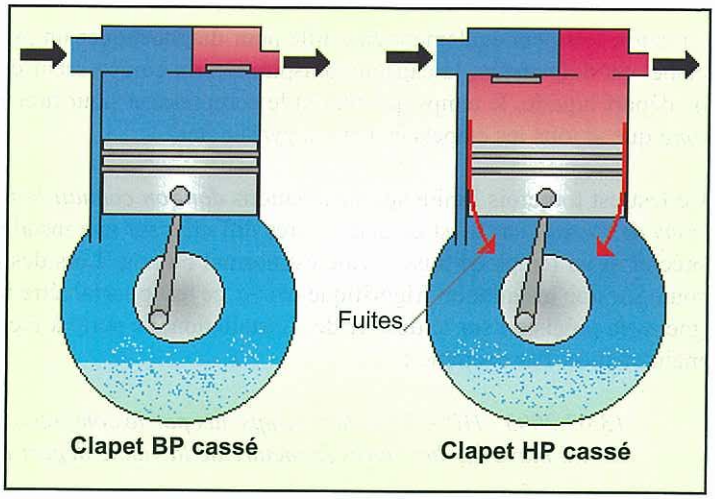
Par contre, **si c'est un clapet HP** qui est cassé ***(repère 3)***, après l'arrêt du compresseur la BP remonte légèrement à cause du dégazage de l'huile, *mais elle ne s'arrête pas et continue sa lente remontée jusqu'à s'équilibrer avec la HP.*

Pourquoi n'essayeriez-vous pas de trouver une bonne explication à ce phénomène avant de tourner la page ?

Dans tous les cas, c'est toujours la BP qui règne en permanence dans le carter, *en-dessous du piston.*

Si un clapet d'aspiration est cassé, c'est également la BP qui règne *sur le dessus* du piston.

Par contre, *si c'est un clapet de refoulement qui est cassé,* c'est la HP qui règne *sur le dessus* du piston, quand le compresseur s'arrête. Attendu que le piston n'est pas soudé sur le cylindre (heureusement !) et vu la différence de pression importante qui règne alors de part et d'autre de ce piston, des vapeurs HP parviennent à s'infiltrer entre les segments et le cylindre.



C'est cette fuite normale de gaz entre pistons et cylindres qui provoque la remontée de la pression du coté BP si un clapet HP est cassé (**Attention :** une fuite à la vanne départ liquide peut aussi provoquer une remontée de la pression. Elle doit donc être parfaitement fermée et étanche).

Notons que la remontée de la BP est d'autant plus rapide que l'étanchéité entre piston et cylindre (assurée par les segments) est mauvaise, et la vitesse de la remontée peut donc permettre d'apprécier l'état de la segmentation des pistons.

Dans le cas où c'est un clapet d'aspiration qui est cassé, aucune remontée sensible de la BP n'est possible si ce n'est celle due au dégazage de l'huile. Ce test peut donc permettre au dépanneur *d'orienter son inspection* s'il décide de déculasser pour contrôler les clapets.

Un autre renseignement important pour diagnostiquer un problème de clapet est sans aucun doute *l'intensité absorbée par le compresseur.*

En effet, si un clapet est cassé, le cylindre concerné devenant inactif, le moteur a moins d'énergie à fournir au compresseur.

Il en absorbe donc moins sur le réseau EDF et *l'intensité absorbée par le moteur diminue de façon très sensible, principalement s'il s'agit d'un clapet BP.*

Toutefois, l'intensité absorbée par un compresseur dépendant des conditions de fonctionnement (et surtout de la HP), il est important d'avoir pour référence des relevés antérieurs, consignés avec précision sur le dossier de l'installation.

Par exemple :

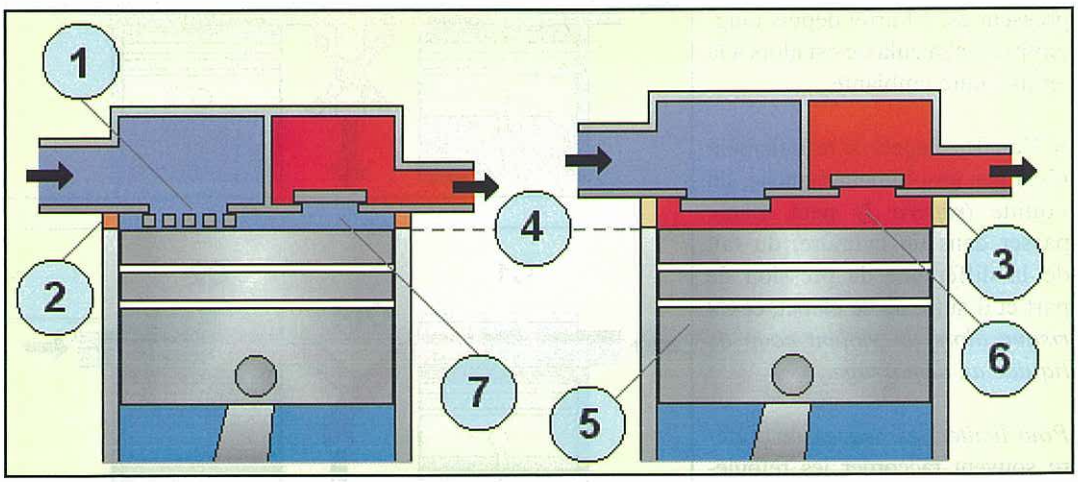
19.03.2003 / BP = 4,5 bar / HP = 16,2 bar / Intensité absorbée par le compresseur N° 1 = 3 x 16,2 A sous 3 x 387 V).

Ces différents tests peuvent permettre, dans le cas de clapets défectueux, un diagnostic rapide et précis.

Toutefois, **avant de déculasser** un compresseur démontable pour inspecter les clapets, le dépanneur devra s'assurer qu'il possède *le matériel nécessaire pour démonter, réparer puis remonter* (clé dynamométrique, clapets, joints de plaque à clapets et de culasse...)

Nota : Mouillez toujours abondamment les 2 faces des joints neufs avec de l'huile frigorifique avant de les monter. Ainsi, ils risquent moins de se déchirer lors d'un démontage ultérieur. En effet, pour réparer ou inspecter les clapets d'un compresseur démontable, le dépanneur doit déculasser. A ce moment, si le joint de plaque à clapet n'avait pas été abondamment huilé avant son montage, il risque d'adhérer très fortement au métal et de se déchirer.

Pour réparer, le dépanneur qui n'aurait pas un joint d'origine peut être amené à en confectionner un lui même. *Pour cela, il faut toujours utiliser une klingérite (ou équivalent) de même épaisseur que le joint d'origine...*



En effet, imaginons qu'après avoir diagnostiqué un clapet d'aspiration cassé ***(repère 1)***, un dépanneur déchire malencontreusement le joint de plaque à clapet ***(repère 2)*** pendant son démontage. Comme il n'a pas le joint qui convient, et pour « *que ce soit plus solide* », il fabrique un joint de remplacement *dont l'épaisseur est plus importante* ***(repère 3)*** que le joint d'origine, et remet l'installation en service.

Rappelons qu'au point mort haut ***(repère 4)***, afin que le piston ne cogne pas contre la plaque à clapets, il est nécessaire de réserver un espace de sécurité mécanique, appelé espace nuisible, qui provoque une perte de puissance frigorifique *(voir : Influence des pressions sur le débit masse, page 39). Or, certains constructeurs utilisent précisément l'épaisseur du joint de plaque à clapets comme espace nuisible.*

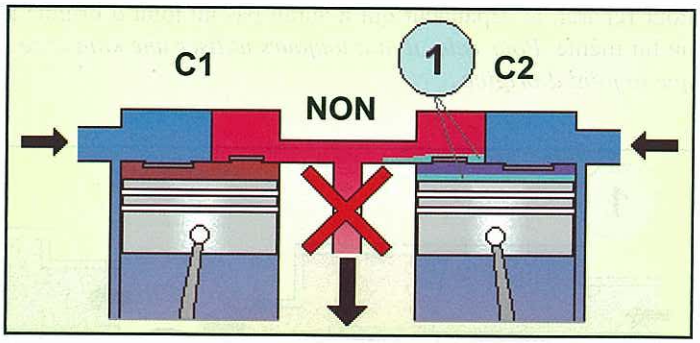
Dans notre exemple, quand le piston ***(repère 5)*** sera au point mort haut, le volume des gaz HP prisonniers dans l'espace nuisible ***(repère 6)*** sera bien plus important que celui prévu par le constructeur à l'origine ***(repère 7)***, ce qui provoquera une perte de puissance frigorifique.

Selon les conditions de fonctionnement, un joint de plaque à clapet trop épais de 1 mm peut provoquer une réduction de la puissance frigorifique de 5 à 10 %.

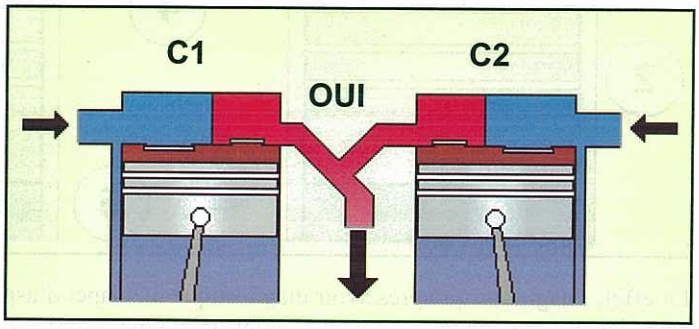
Pour terminer, notons qu'un joint *trop fin* risquerait de provoquer des dégâts mécaniques très importants en fonctionnement à chaud si, à cause des dilatations, le piston venait à heurter la plaque à clapets.

E) Quelques Problèmes particuliers aux compresseurs montés en parallèle :

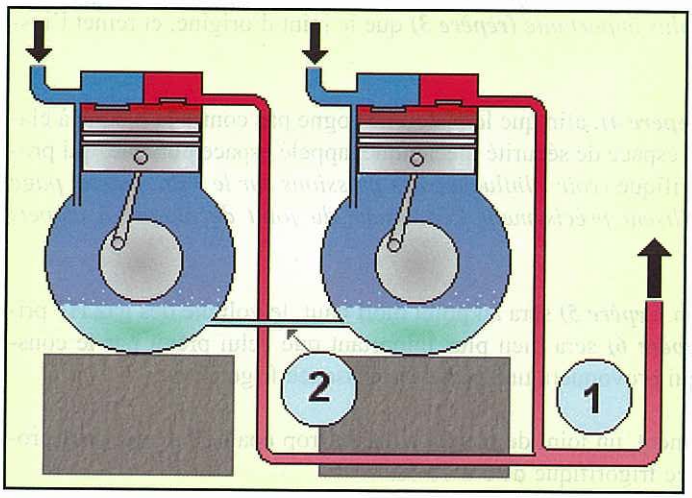
Nous verrons plus tard l'intérêt de monter 2 compresseurs en parallèle au lieu d'en installer 1 seul *(voir : Problème des courts-cycles des compresseurs, page211).* Pour l'instant, imaginons que les refoulements de 2 compresseurs montés en parallèle soient raccordés comme sur le schéma ci-dessous, *et que le compresseur C2 soit à l'arrêt tandis que C1 fonctionne.* Non seulement une partie de l'huile refoulée par C1 peut venir s'accumuler dans la culasse de C2 mais en plus, du frigorigène risque de venir se condenser dans la culasse de C2 si ce compresseur est à l'arrêt depuis longtemps, car sa culasse est alors à la température ambiante.



Si l'un des clapets de refoulement n'est pas absolument étanche, du liquide ***(repère 1)*** peut même passer dans un cylindre, du fait de la différence de pression de part et d'autre de ce clapet, et *C2 risque alors un violent coup de liquide au démarrage.*



Pour limiter ces risques, on préfère souvent raccorder les refoulements des 2 compresseurs comme indiqué sur le schéma ci-contre.



On peut rencontrer également le montage ci-contre, avec une lyre passant au sol ***(repère 1)***. Cette lyre étant à proximité immédiate des compresseurs, elle est à la même température que l'ambiance.

Elle sert alors de piège à liquide (*voir aussi : problème des retours d'huile, page 251)* aussi bien pour l'huile que pour le fluide frigorigène et elle permet en plus d'atténuer les vibrations et de compenser les dilatations des tubes. Remarquez l'égalisation d'huile ***(repère 2).***

Toutefois, si ces montages présentent l'avantage d'éviter une accumulation d'huile dans la culasse du compresseur à l'arrêt, ils ne peuvent pas empêcher *avec une absolue* certitude des vapeurs de frigorigène de venir se condenser dans cette culasse...

Pour être absolument certain d'éviter des condensations parasites de fluide frigorigène dans les culasses des compresseurs à l'arrêt, on rencontre parfois un *clapet de retenue* installé sur le refoulement de chacun des compresseurs montés en parallèle.

Notons toutefois que cette solution présente d'autres inconvénients et surtout nécessite quelques précautions afin d'être absolument efficace.

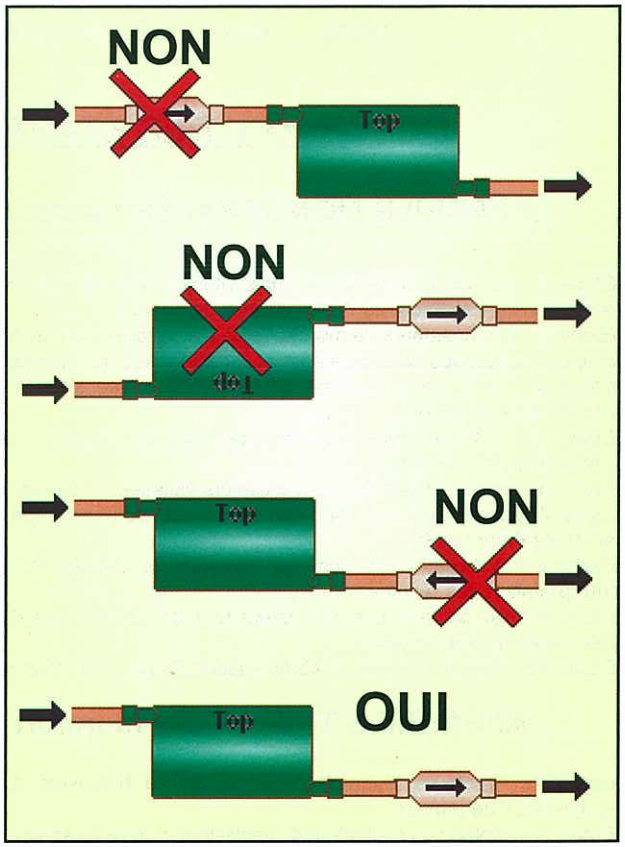
D'abord, les clapets de retenue doivent présenter la plus faible perte de charge possible car en augmentant la perte de charge de la ligne de refoulement, ils provoquent une augmentation de la température des gaz refoulés ainsi qu'une réduction sensible de la puissance frigorifique.

Ensuite, il suffit qu'une petite impureté (copeau de cuivre, grain de brasure ou de décapant qui se détache...) se bloque dans un clapet de retenue pour compromettre son étanchéité, et donc son efficacité. Il est donc impératif que le montage frigorifique ait été réalisé dans les règles de l'art.

Enfin, la plupart des clapets de retenue *ont tendance à battre* en suivant les pulsations de la HP s'ils sont montés trop près du refoulement, ce qui risque de les détruire très rapidement.

Pour qu'un clapet de retenue soit efficace sur une ligne de refoulement, Il faut donc l'installer (dans le bon sens) *le plus loin possible* du compresseur et de préférence après un silencieux (ou un séparateur d'huile), ce qui permet de piéger d'éventuelles impuretés et surtout d'atténuer les pulsations.

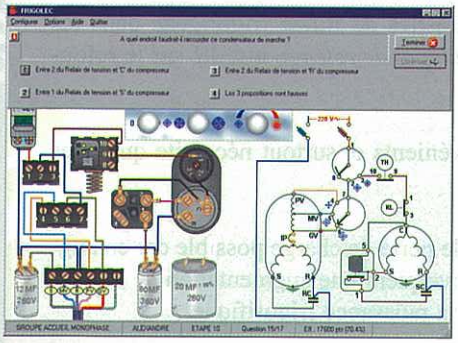
Notons qu'un silencieux à un sens de montage (il faut bien respecter les prescriptions du constructeur) afin de permettre la libre circulation de l'huile (le mot anglais « Top » (signifiant dessus) est souvent gravé sur la face supérieure de l'appareil).



Les problèmes de bris de clapets provoqués par des coups de liquide sont souvent à l'origine de la panne du compresseur trop petit que nous allons étudier maintenant...

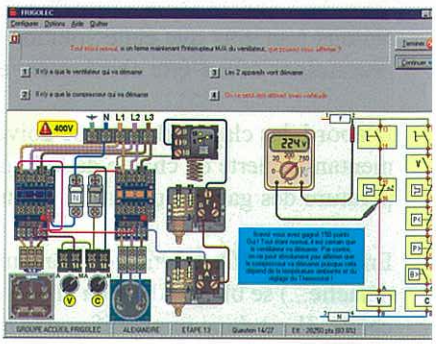
FRIGOLEC4

Le dépannage électrique
pour Windows 95/98/Me/NT/2000/XP



Ce tout nouveau logiciel s'adresse à tous ceux qui souhaite acquérir la maîtrise de la plupart des problèmes électriques co ramment rencontrés sur des installations de petites puissances

FRIGOLEC est un logiciel d'apprentissage du dépannage électrique ayant pour support un climatiseur individuel (dans la partie monophasée) et une armoire de clim à condenseur à eau (dans la partie triphasée).



Comment tester un moteur mono ou triphasé ? un condensateur ? Un relais de démarrage ? Un conctacteur ? Un circuit de commande ?

Comment lire et trouver des schémas ? Repérer des appareils et les câbler ? Diagnostiquer des pannes électriques ? etc.

FRIGOLEC répond à toutes ces questions et à bien d'autres.

DESCRIPTIF DES ÉTAPES DE FRIGOLEC

APPAREILS MONOPHASÉS (support : climatiseur window).

- *Etape 1 :* moteurs monophasés simple vitesse. Comment repérer les enroulements à l'ohmmètre ? Comment mesurer la résistance d'isolement. Diagnostics de pannes.
- *Etape 2 :* condensateurs de marche et de démarrage. Comment les différencier et les tester ? Diagnostics de panne
- *Etape 3 :* choix des condensateurs et raccordement sur les moteurs monophasés.
- *Etape 4 :* relais de démarrage de type relais d'intensité. Comment les reconnaître, les tester et les installer Diagnostics de pannes.
- *Etape 5 :* relais de démarrage de type relais de tension. Comment les reconnaître, les tester et les installer Diagnostics de pannes.
- *Etape 6 :* moteurs monophasés à plusieurs vitesses. Comment repérer les enroulements à l'ohmmètre ?
- *Etape 7 :* panneau de commande du climatiseur. Comment repérer et tester les commutateurs, les sélecteurs de vitesse et les thermostats.
- *Etape 8 :* élaboration du schéma électrique et câblage du climatiseur. Mesure des tensions appareil à l'arrê Interprétation des résultats.
- *Etape 9 :* mise en service du ventilateur. Mesure des tensions et des intensités pour différentes vitesses de ventilatio Interprétation des résultats.
- *Etape 10 :* mise en service du compresseur. Diagnostics de pannes. Modifications du câblage.

APPAREILS TRIPHASÉS (support : petite armoire de clim).

- *Etape 11 :* moteurs triphasés mono-tension et bi-tension. Comment repérer les enroulements à l'ohmmètre Diagnostics de pannes
- *Etape 12 :* câblage du contacteur du ventilateur et mise en service. Potentiel des différents points. Diagnostics de pannes
- *Etape 13 :* câblage du contacteur du compresseur et mise en service. Potentiel des différents points. Diagnostics d pannes.

CD de démonstration absolument gratuit sur simple demande :

www.kotza.com

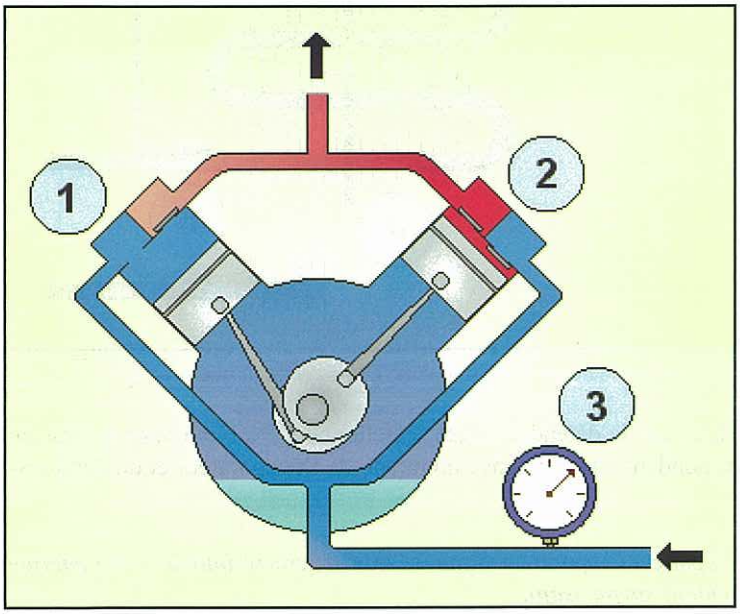
Kotza International

PANNE DU COMPRESSEUR TROP PETIT : ANALYSE DES SYMPTÔMES

Nous appellerons panne du compresseur trop petit toutes les anomalies susceptibles de provoquer une perte de puissance du compresseur.

Pour analyser les répercussions d'un compresseur trop petit sur un circuit frigorifique, nous prendrons comme exemple *un compresseur possédant 2 culasses dont un clapet d'aspiration vient de se casser.*

A) Répercussions sur le compresseur :



Un clapet d'aspiration venant de se casser sur une culasse ***(repère 1)***, quand le piston correspondant remonte, aucune augmentation de pression n'est possible dans le cylindre.

Le clapet de refoulement correspondant ne peut donc plus ouvrir et les gaz retournent dans l'aspiration.

En conséquence, les allers et retours du piston dans le cylindre ne provoquent plus ni aspiration ni refoulement de fluide.

Par contre, l'autre cylindre ***(repère 2)*** aspire et refoule tout à fait normalement.

Tout se passe donc comme si le compresseur ne possédait plus qu'un seul cylindre, ce qui réduit de moitié le volume de gaz qu'il devient capable d'aspirer.

Le compresseur aspirant moitié moins de fluide, le débit masse de frigorigène en circulation se trouve lui aussi sensiblement divisé par 2.

Attendu que l'évaporateur devient alors capable de produire beaucoup plus de vapeurs que le compresseur peut en aspirer, la BP devient anormalement élevée ***(point 3)***.

B) Répercussions sur l'ensemble détendeur / évaporateur :

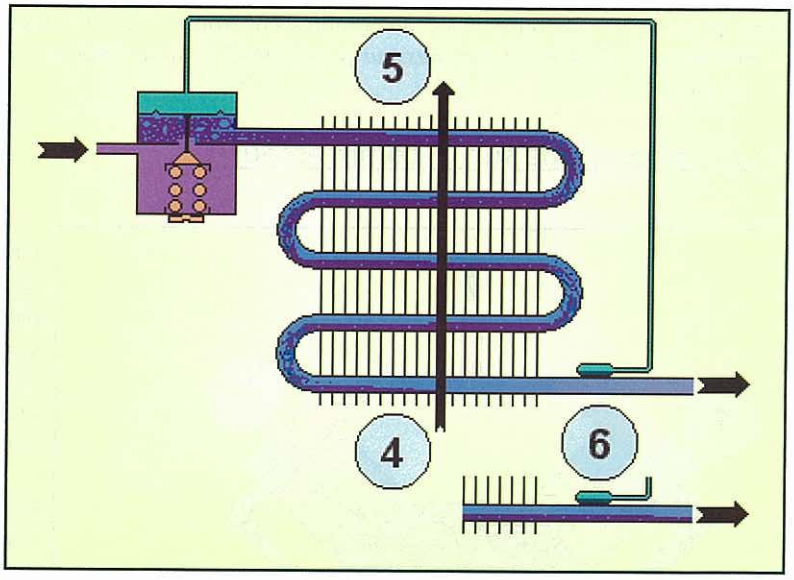
Rappelons que chaque kilogramme de liquide qui traverse l'évaporateur se vaporise en absorbant de la chaleur et en produisant une certaine quantité de vapeurs.

Puisque le débit masse de fluide frigorigène en circulation est divisé par 2, la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur et donc la puissance frigorifique le sont également.

Cette diminution de la puissance frigorifique entraîne une remontée de la température à l'intérieur du local, ce qui motive l'appel du client pour un dépannage car *"il fait trop chaud "*.

Attendu que la température est beaucoup trop élevée en ambiance, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur ***(point 4)*** l'est également.

De plus, comme la puissance frigorifique est réduite le $\Delta\theta$ sur l'air diminue, ce qui entraîne une élévation sensible de la température de soufflage ***(point 5)***.



Un autre problème peut se produire car le détendeur a été sélectionné à l'origine pour fournir un débit de fluide frigorigène correspondant à la puissance nominale de l'évaporateur et du compresseur.

Attendu que la puissance fournie par cet évaporateur diminue anormalement ***tout se passe comme si le détendeur devenait brutalement surpuissant.***

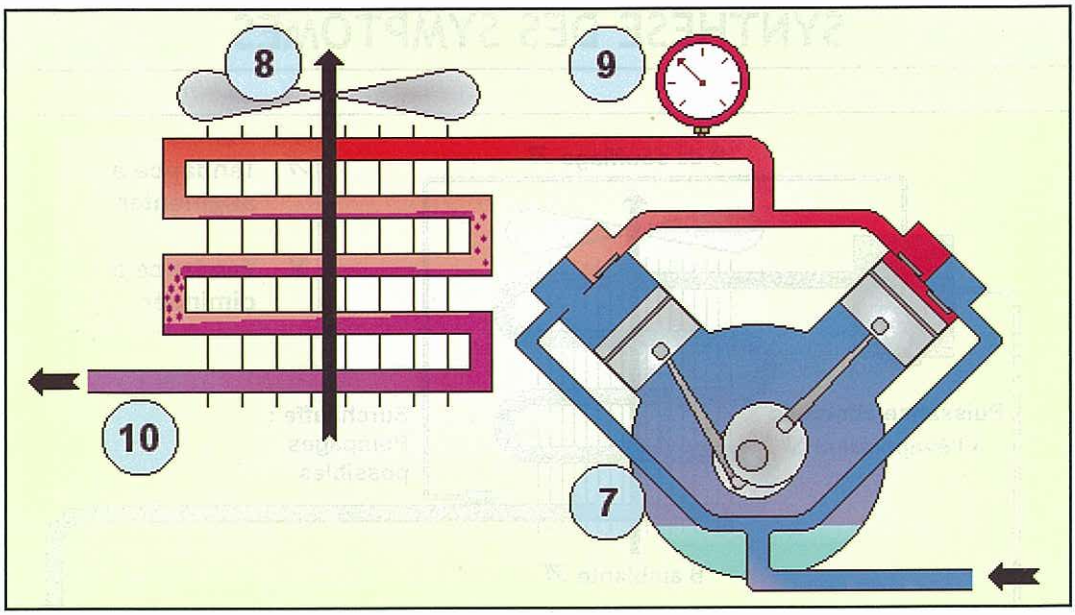
Cette surpuissance de l'organe de détente peut parfois provoquer des pompages et entraîner des légers coups de liquide cycliques *(voir : Réflexions sur le pompage des détendeurs, page 34)*.

Les coups de liquide cycliques ***(point 6)*** et la BP élevée ne doivent pas abuser le dépanneur inexpérimenté qui pourrait conclure faussement à un détendeur trop gros.

En effet, un compresseur trop petit provoque une réduction importante de la puissance frigorifique alors qu'un détendeur trop gros donne une puissance frigorifique absolument normale.

ATTENTION A NE PAS CONFONDRE LA PANNE DU COMPRESSEUR TROP PETIT AVEC UN PROBLÈME DE DÉTENDEUR TROP GROS.

C) Répercussions sur l'ensemble compresseur / condenseur :



Le refroidissement du moteur des compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques est principalement assuré par les vapeurs aspirées. Puisque la quantité de vapeurs est très fortement réduite, le refroidissement du moteur se fera moins bien et le corps du compresseur ***(point 7)*** sera plus chaud.

De plus, nous avons vu que la puissance frigorifique est anormalement faible. Or, le condenseur a été dimensionné à l'origine pour rejeter la puissance frigorifique normale de l'installation.

Tout se passe donc comme si le condenseur devenait surpuissant.

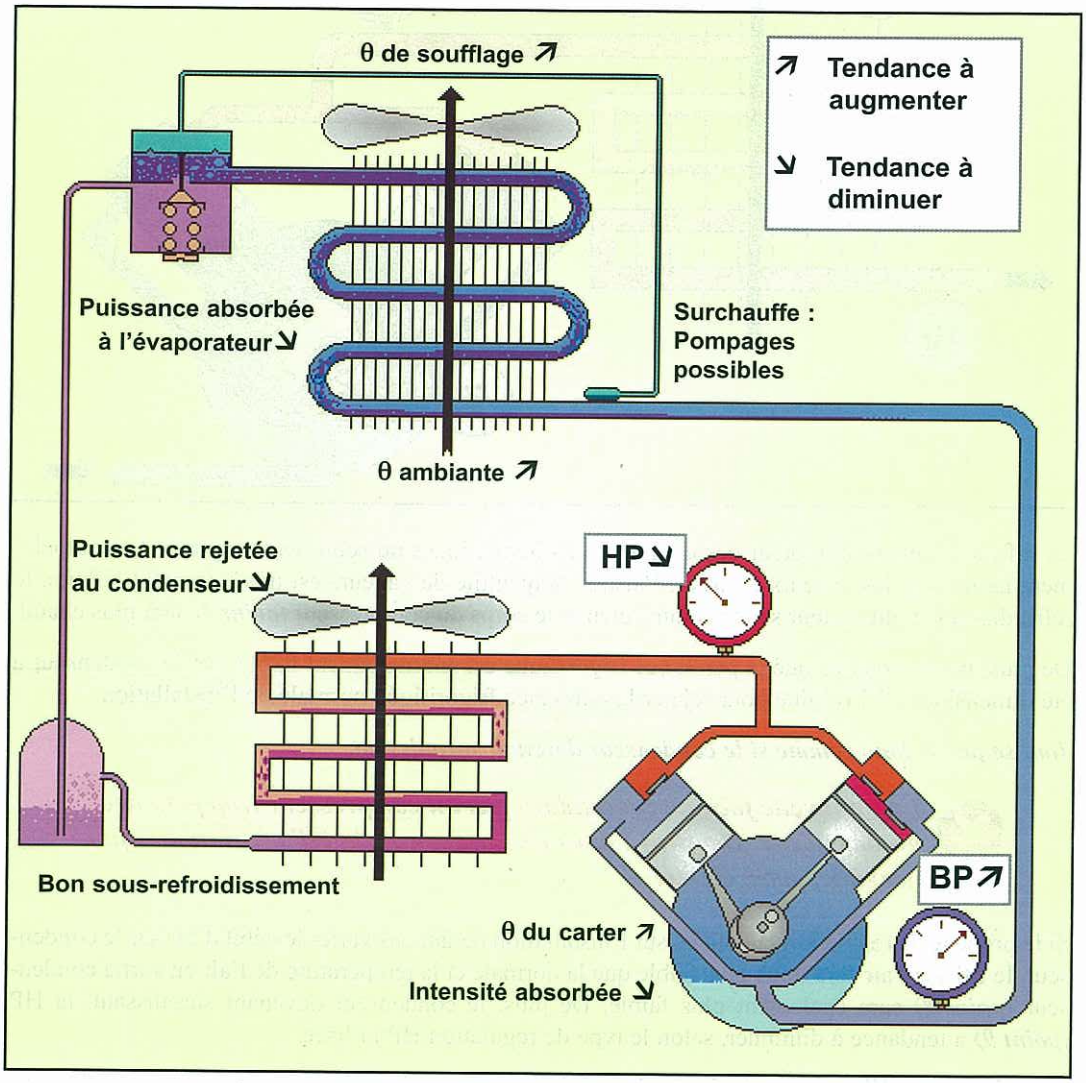
Une nouvelle fois, ne confondons pas un compresseur trop petit avec un détendeur trop gros : dans ce dernier cas, la HP serait tout à fait normale, voire élevée.

Si le procédé de régulation HP utilisé sur l'installation ne fait pas varier le débit d'air sur le condenseur, le $\Delta\theta$ sur l'air sera donc plus faible que la normale et la température de l'air en sortie condenseur ***(point 8)*** sera également plus faible. De plus, le condenseur devenant surpuissant, la HP ***(point 9)*** a tendance à diminuer, selon le type de régulation HP utilisée.

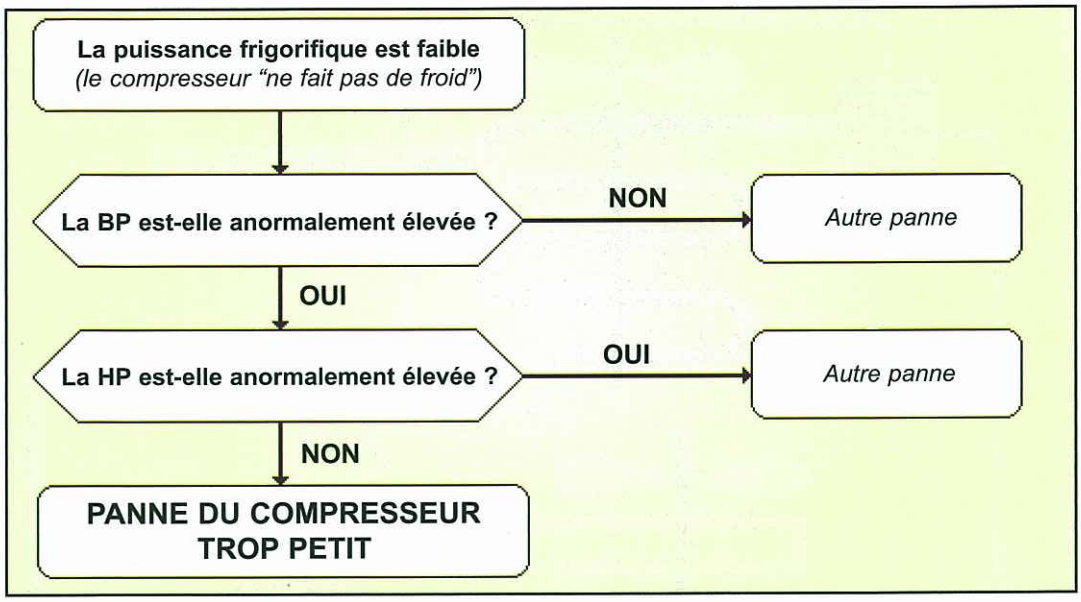
Attendu que le débit masse de fluide frigorigène en circulation diminue fortement, le fluide "en excès" se retrouve dans la bouteille et le condenseur. Comme il y a davantage de liquide dans le condenseur, la zone de sous refroidissement augmente et la température du liquide dans le bas du condenseur diminue. En conséquence, le sous refroidissement du liquide mesuré à la sortie du condenseur ***(point 10)*** sera tout à fait normal, voire plutôt grand.

Enfin, attendu qu'il ne reste plus qu'un seul cylindre actif, l'énergie mécanique que le compresseur doit fournir au fluide frigorigène pour assurer sa circulation diminue également. En conséquence, l'énergie électrique consommée par le compresseur diminue et *l'intensité absorbée par le moteur chute de façon très sensible, principalement s'il s'agit d'un clapet BP.* Une simple mesure à la pince ampèremétrique permet alors de s'assurer très rapidement que l'intensité absorbée est bien plus faible que l'intensité plaquée.

PANNE DU COMPRESSEUR TROP PETIT : SYNTHÈSE DES SYMPTÔMES



PANNE DU COMPRESSEUR TROP PETIT : MÉTHODOLOGIE DU DIAGNOSTIC

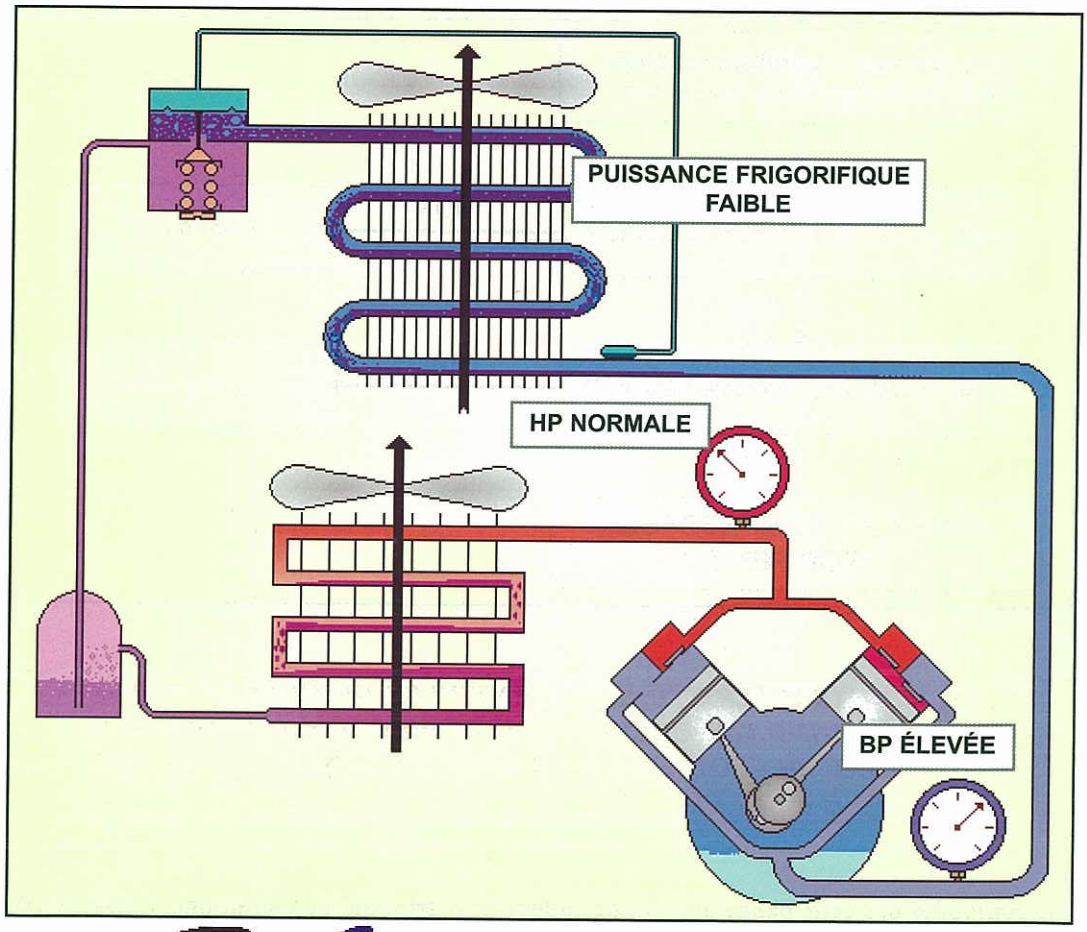


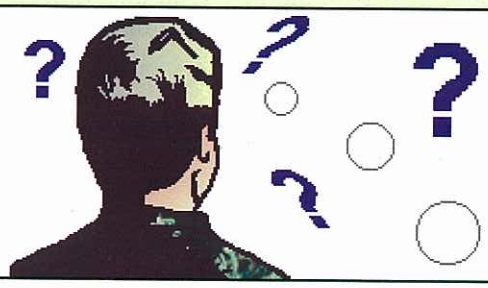
LA CARACTÉRISTIQUE ESSENTIELLE DE CETTE FAMILLE DE PANNE EST UNE BP ÉLEVÉE AVEC UNE HP NORMALE, VOIRE PLUTÔT FAIBLE, ET UNE PUISSANCE FRIGORIFIQUE INSUFFISANTE.

Ne confondez pas cette panne avec un détendeur trop gros, qui donnerait une puissance frigorifique normale et une HP plutôt élevée (Une panne de détendeur trop gros est étudiée pour les refroidisseurs de liquide, page 618)

En cas de doute, pensez à comparer l'intensité absorbée par le compresseur avec l'intensité plaquée (indiquée sur la plaque signalétique du compresseur).

PANNE DU COMPRESSEUR TROP PETIT : RÉSUMÉ





Pourquoi ce compresseur **ne fait-il pas de froid ?**..Montons les manos...
Oh ! **La BP est bien élevée ...** Le détendeur serait-il trop gros ?...
Suis-je bête, c'est impossible puisqu'il n'y a pas de puissance frigo...
La HP semble normale, même un peu faible...
Ce n'est donc pas un problème de condensation...
Ca ne peut donc être que ...
LA PANNE DU COMPRESSEUR TROP PETIT !

PANNE DU COMPRESSEUR TROP PETIT : ASPECT PRATIQUE

Rappelons maintenant quelques défauts donnant les mêmes symptômes que la panne du compresseur trop petit.

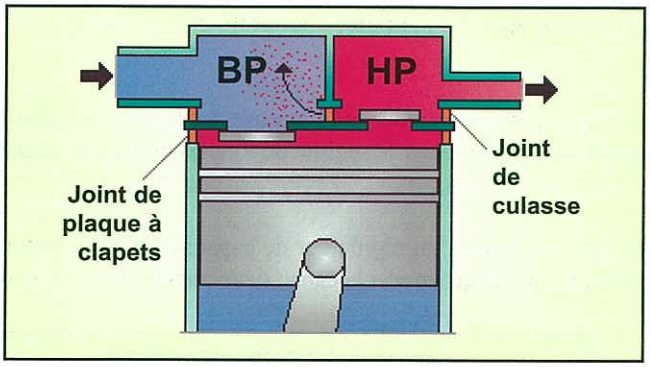
Un clapet n'est plus étanche ou est cassé.

Le joint de plaque à clapet est trop épais.

Les cylindres sont rayés par des morceaux de clapet cassé.

Ces 3 défauts ont été analysés en détail dans le chapitre précédent, *(problème des bris de clapets, page 129).*

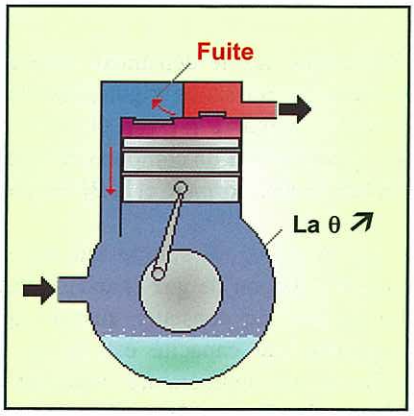
Le joint de culasse n'est pas étanche entre la HP et la BP.



Le joint de culasse, placé entre la culasse et la plaque à clapets, permet d'assurer l'étanchéité entre la culasse et l'extérieur, mais aussi entre la HP et la BP au niveau central de la culasse.

Lors d'un démontage de la culasse pour inspection ou réparation, il peut arriver que ce joint "colle" au métal et s'arrache en se détériorant, même superficiellement. Si le dépanneur remonte ce joint abîmé (ou un joint neuf sur une surface mal nettoyée), il peut se produire une communication entre la HP et la BP *à l'intérieur même de la culasse.*

Notons que les vapeurs surchauffées du refoulement qui pénètrent dans le collecteur d'aspiration, en plus des symptômes généraux de la panne du compresseur trop petit, *provoquent alors une élévation importante de la température du corps du compresseur.*



Quand le refroidissement du moteur est uniquement assuré par les gaz aspirés, la montée en température peut aller jusqu'à provoquer une coupure par l'action des sécurités thermiques internes du compresseur (klixon, Kriwan...).

Alors, pensez à vérifier et à lubrifier les joints, mais aussi à contrôler la parfaite propreté des surfaces (sur les 2 faces) quand vous remplacez un joint.

Le compresseur fonctionne tout à fait normalement mais sa puissance est inférieure à celle de l'évaporateur.

Ce problème peut généralement arriver si, à la suite du remplacement d'un compresseur, une erreur s'est glissée dans la référence du nouveau compresseur.

A cet effet, il convient d'insister sur le soin qu'un dépanneur devrait toujours apporter lorsqu'il relève les références d'un matériel à remplacer.

Le dépanneur devrait à chaque fois s'imaginer que c'est *lui même* qui devra consulter les catalogues et passer les coups de téléphone afin de se procurer le matériel. L'auteur de ce manuel se souvient d'un dépanneur qui, pour passer commande d'un compresseur, avait noté pour seules références : *Cloche hermétique de couleur noire, aspiration en 7/8" et refoulement en 5/8" !*

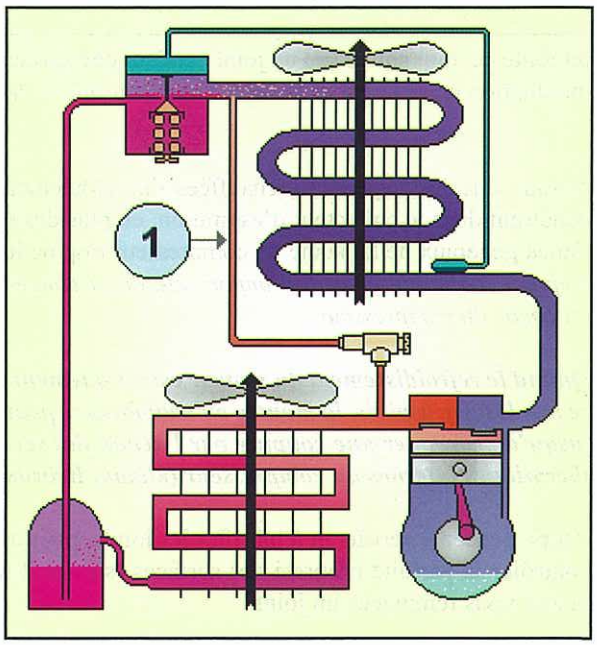
La régulation de capacité ne fonctionne pas ou est mal réglée.

Si le compresseur est équipé d'un système de régulation de capacité, le manque de puissance peut provenir d'un dysfonctionnement de ce système. Par exemple, lorsque la régulation de capacité se fait par décharge des cylindres, le manque de puissance peut provenir d'un mauvais réglage de la régulation, d'une panne sur l'électrovanne de charge d'un cylindre, d'un problème mécanique sur la commande de capacité...

Le contrôle des électrovannes en service, le toucher des culasses et la mesure des intensités absorbées donnent alors de précieux renseignements pour apprécier le régime de fonctionnement réel du compresseur (voir page 594).

Si la régulation de puissance se fait par l'intermédiaire d'un régulateur de capacité, la panne peut provenir d'une injection parasite de gaz chauds, quelle qu'en soit la cause *(voir aussi : Régulateurs de capacité, mode d'emploi, page 220).*

Prenons l'exemple d'une installation équipée d'une régulation de capacité par injection de gaz chaud en sortie du détendeur.



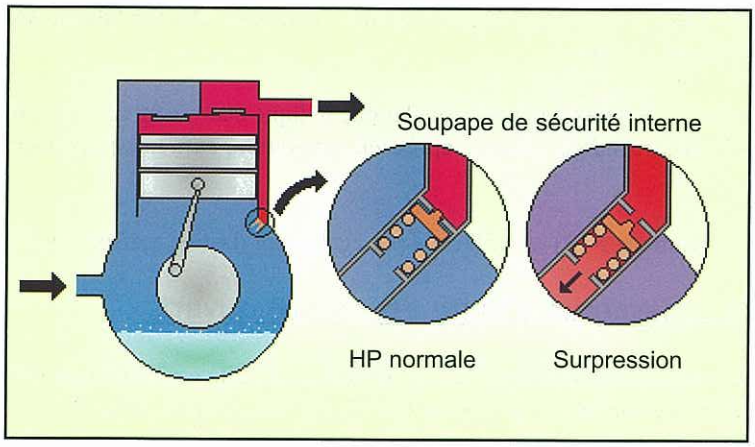
Admettons que le dépanneur constate un manque de puissance frigorifique (la température ambiante est trop élevée) et tous les symptômes d'un compresseur trop petit (la HP semble normale et la BP est élevée).

A ce moment, un simple toucher sur le tube d'injection de gaz chauds ***(repère 1)*** lui permet de constater aussitôt que le régulateur de capacité est ouvert, alors qu'avec une température ambiante aussi élevée il devrait être hermétiquement fermé.

Il ne reste alors plus au dépanneur qu'à déterminer pour quelle raison le régulateur de capacité reste ouvert malgré la BP élevée (mauvais réglage, blocage mécanique...) et à y remédier.

La soupape de sécurité interne du compresseur n'est pas parfaitement étanche.

Certains constructeurs prévoient à l'intérieur du compresseur une soupape de sécurité entre le collecteur de refoulement et le carter.



Cette soupape a pour but, dans le cas d'une élévation dangereuse de la HP (à la suite de la fermeture accidentelle de la vanne de refoulement par exemple), de limiter la montée de la pression en évacuant la surpression dans le carter par un by-pass entre la HP et la BP.

Le ressort de cette soupape est tarée par le constructeur pour garder le clapet fermé aux conditions de fonctionnement normales. Par contre, *dès que l'augmentation de la HP devient dangereuse,* la force exercée par la HP sur le clapet provoque l'écrasement du ressort et l'ouverture de la soupape. Les gaz HP pénètrent alors dans le carter et la soupape se referme. Si la HP remonte, le même phénomène se reproduit.

Il peut arriver que cette soupape ferme mal ou se coince en position ouverte en laissant passer en permanence plus ou moins de vapeurs HP dans le carter.

Selon l'ampleur de la fuite, cette panne donne alors exactement les mêmes symptômes qu'un joint de culasse cassé, en particulier un corps de compresseur anormalement chaud (ce qui provoque généralement une coupure par les sécurités thermiques internes du compresseur), une durée de mise à vide anormalement longue puis une remontée rapide de la BP après l'arrêt du compresseur (la mise à vide peut même devenir impossible, si la fuite est trop importante)

Prévu pour 60 Hz, le compresseur est alimenté en 50 Hz.

Rappelons que la vitesse de rotation d'un moteur alternatif dépend de la fréquence du courant d'alimentation.

C'est ainsi qu'un moteur d'origine US prévu pour tourner à 1720 tr/mn avec une fréquence de 60 Hz verra sa vitesse chuter à environ 1440 tr/mn s'il est alimenté en 50 Hz, fréquence normale du réseau E.D.F.

Ce problème peut principalement se rencontrer avec des machines fabriquées aux États-Unis ou destinées à l'export et donc prévues pour être alimentées en 60 Hz.

S'il est alimenté en 50 Hz, le compresseur a une vitesse de rotation réduite d'environ 17 % et donc une puissance frigorifique diminuée d'autant.

Pour remédier à cet inconvénient, certains constructeurs utilisent un fluide frigorigène différent selon que le moteur est alimenté en 50 Hz ou en 60 Hz, de sorte à conserver la même puissance frigorifique.

Par exemple, Carrier a utilisé du R500 (au lieu du R12) sur certaines pompes à chaleur fabriquées aux US et équipées d'un compresseur 60 Hz.

Il faut donc savoir qu'une machine de ce type (la plaque signalétique indique clairement que le fluide frigorigène à utiliser est du R500), rechargée au R12 après une réparation, aura une puissance frigorifique plus faible.

Notez que le R500 est un CFC (comme le R12) et qu'il est donc également destiné à disparaître.

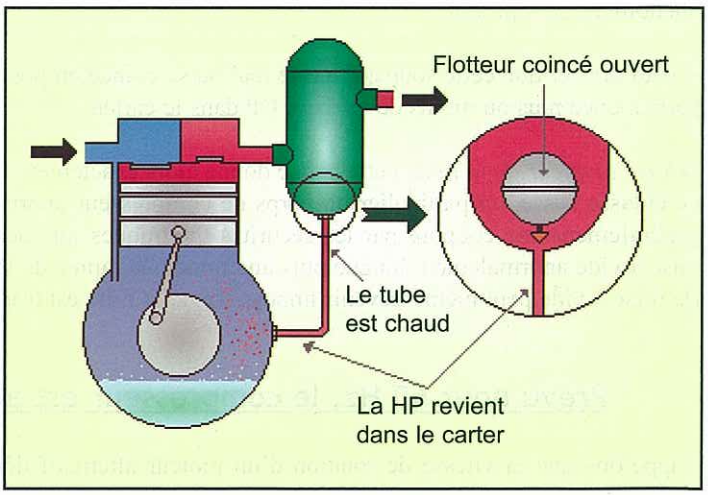
Le flotteur du séparateur d'huile est coincé ouvert.

S'il se rencontre assez rarement en conditionnement d'air, le séparateur d'huile est largement utilisé en froid commercial et industriel *(voir aussi : problème des séparateurs d'huile, page 201)*.

Le but de cet ouvrage n'étant pas de faire de la technologie, rappelons simplement qu'un séparateur d'huile à pour objectif principal de limiter le plus possible la quantité d'huile en circulation dans l'installation en la séparant du fluide frigorigène dès le refoulement pour la ramener dans le carter du compresseur.

L'huile recueillie s'accumule au fur et à mesure dans le bas du séparateur.

Le niveau d'huile monte et soulève un robinet à flotteur dont le pointeau dégage alors un orifice permettant à l'huile, poussée par la HP, de retourner dans le carter du compresseur.



Il peut arriver (problème mécanique ou impuretés) que le flotteur reste coincé en position ouverte. A ce moment, la HP est en permanence en communication avec le carter, ce qui donne exactement les mêmes symptômes qu'un joint de culasse cassé.

La détection de cette panne est donc assez facile car on constate par un simple toucher que le tube de retour d'huile reliant le séparateur au carter reste en permanence très chaud.

La vitesse de rotation du compresseur est trop faible.

Ce problème risque de se poser par exemple quand le compresseur utilisé est du type ouvert (à moteur extérieur). Une vitesse trop faible peut alors provenir d'une usure ou d'une mauvaise tension des courroies de transmission. Le problème est alors vite réglé, soit en changeant les courroies, soit en les réglant.

Mais le manque de vitesse peut aussi avoir pour origine un diamètre trop petit de la poulie du moteur. Dans ce cas, avant d'envisager un échange de poulie, il faudra s'assurer que le compresseur peut supporter une vitesse plus élevée et que le moteur électrique a une réserve de puissance suffisante pour assurer l'augmentation de la vitesse. En effet, la puissance électrique absorbée par le moteur augmente avec la vitesse du compresseur et il faudra consulter les courbes fournies par le fabricant du compresseur pour connaître la puissance électrique nécessaire à la nouvelle vitesse.

S'il s'avérait nécessaire de remplacer le moteur par un modèle plus puissant, certaines précautions sont à prendre. En effet, le moteur de remplacement peut absorber une intensité nettement supérieure et donc nécessiter des adaptations de l'appareillage électrique (section du câble d'alimentation et des fils de câblage, calibre des fusibles ou du disjoncteur, taille du contacteur, plage de réglage du relais thermique, etc.).

De plus, le nouveau moteur n'aura peut être pas le même encombrement (pensons à son socle, à sa fixation...) ni le même diamètre d'arbre (pour la commande de la nouvelle poulie). La plupart du temps, il faudra également remplacer les courroies (problème de longueur, mais aussi de section).

Notez qu'avec les matériels de type "*Inverter*" (qu'ils soient à vitesse variable par action sur le fréquence du courant d'alimentation, ou qu'ils soient alimentés en courant continu par l'intermédiaire d'un montage redresseur + régulateur de tension), la vitesse du compresseur est commandée par une platine électronique.

Avant tout diagnostic définitif, il est essentiel de vérifier que le compresseur tourne bien à sa vitesse maximum, par exemple en provoquant une importante demande de froid.

Les charges thermiques sont anormalement élevées.

Bien que ce ne soit pas à proprement parlé une panne frigorifique (puisque l'installation, bien que sous dimensionnée, fonctionne alors tout à fait normalement), le dépanneur doit savoir reconnaître le problème posé par des charges thermiques trop élevées par rapport à la puissance frigorifique installée.

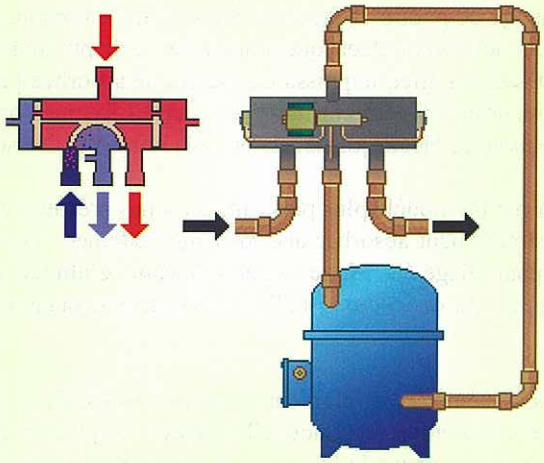
A titre d'exemple, la température ambiante sera trop élevée dans un local climatisé si les fenêtres restent ouvertes en plein été ou si les stores protégeant d'immenses baies vitrées très ensoleillées ne sont pas baissés.

Le même problème arrivera dans une chambre froide mal isolée ou dont les portes sont ouvertes trop fréquemment, ou encore quand il y a des introductions de denrées trop massives ou trop chaudes.

La température ambiante descend alors très difficilement et la BP est anormalement élevée (puisque le $\Delta\theta$ total est sensiblement constant), ce qui peut faussement laisser penser à un manque de puissance frigorifique du compresseur.

Sur une Pompe à chaleur (ou avec un dégivrage par inversion de cycle), le tiroir de la vanne 4 voies est bloqué en position milieu.

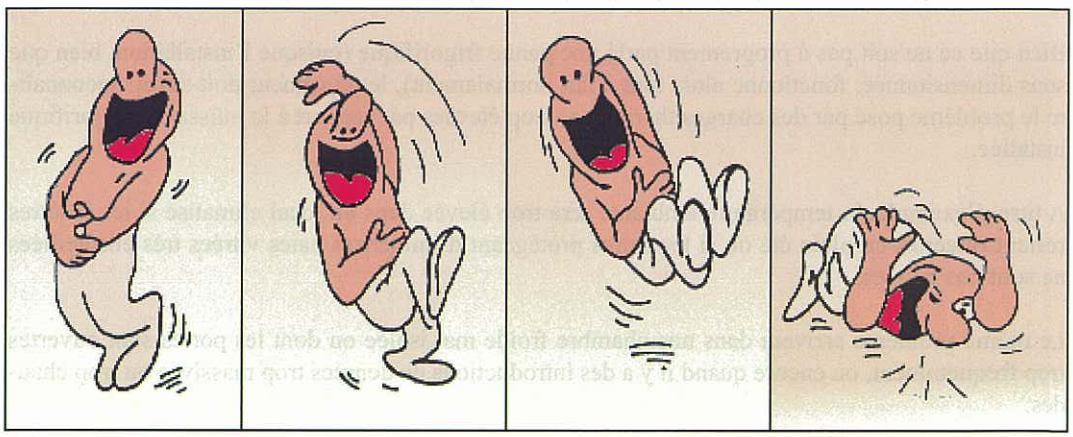
Si le tiroir est bloqué au milieu, il y a un court circuit franc entre la HP et la BP.



Il peut arriver, quelle qu'en soit la raison, que le tiroir de la vanne d'inversion de cycle reste bloqué en position intermédiaire.

A ce moment, il y a une communication plus ou moins franche entre la HP et la BP qui peut donner les mêmes symptômes que la panne du compresseur trop petit.

En complément, voir : La vanne 4 voies d'inversion de cycle, page 325 et dégivrage par inversion de cycle, page 433.



Vous pensez qu'il y a un manque de charge ?

Ou peut-être un détendeur trop petit ?

Ou alors un évaporateur trop petit ?

Non, finalement vous êtes sûr que c'est une prédétente !

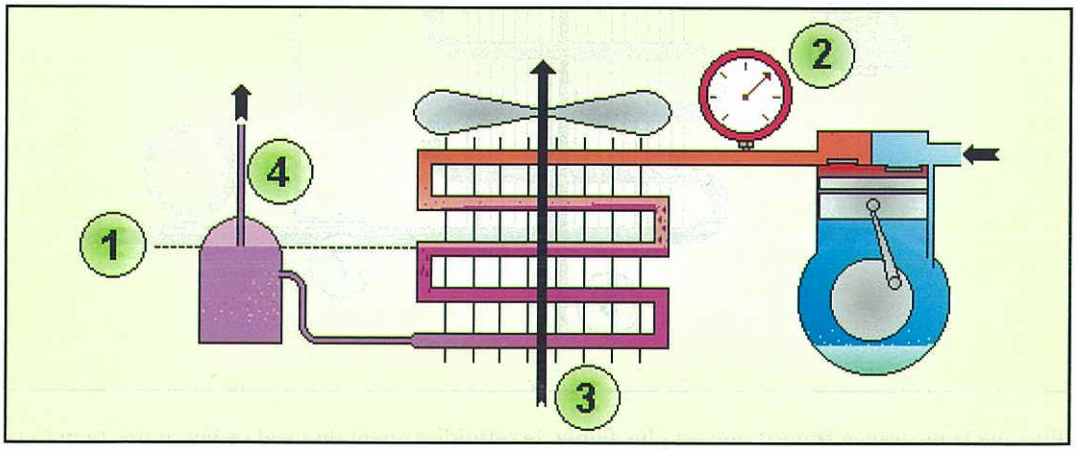
PANNE DE L'EXCÈS DE CHARGE : ANALYSE DES SYMPTÔMES

Nous dirons qu'une installation frigorifique est en panne à cause d'un "excès de charge" à chaque fois que l'origine du défaut sera une quantité trop importante de fluide frigorigène à l'intérieur du circuit. Analysons les symptômes de cette panne.

A) Répercussions sur l'ensemble compresseur / condenseur :

La quantité de fluide frigorigène contenue par l'évaporateur étant réglée par le détendeur thermostatique, un éventuel excès de fluide ne peut pas s'y trouver.

Les seuls endroits du circuit "où il y a de la place disponible" sont alors le condenseur et la bouteille de liquide. C'est donc dans ces 2 éléments que se retrouvera l'excès de fluide.



Le niveau de liquide va d'abord monter à l'intérieur de la bouteille (dont le rôle est précisément de faire face aux fluctuations de niveau du liquide) puis, au fur et à mesure du remplissage, à l'intérieur du condenseur ***(repère 1)***.

Le niveau de liquide monte donc anormalement dans le condenseur. La surface d'échange disponible pour assurer la désurchauffe puis la condensation des vapeurs qui arrivent continuellement du refoulement du compresseur en est réduite d'autant.

Du fait de la réduction de la surface d'échange, le refroidissement des gaz qui pénètrent dans le condenseur se fait beaucoup moins bien, ce qui provoque une augmentation de la température des vapeurs saturantes (et donc de la pression) en donnant une HP ***(repère 2)*** anormalement élevée *(voir : Régulation des condenseurs à air, page 239)*.

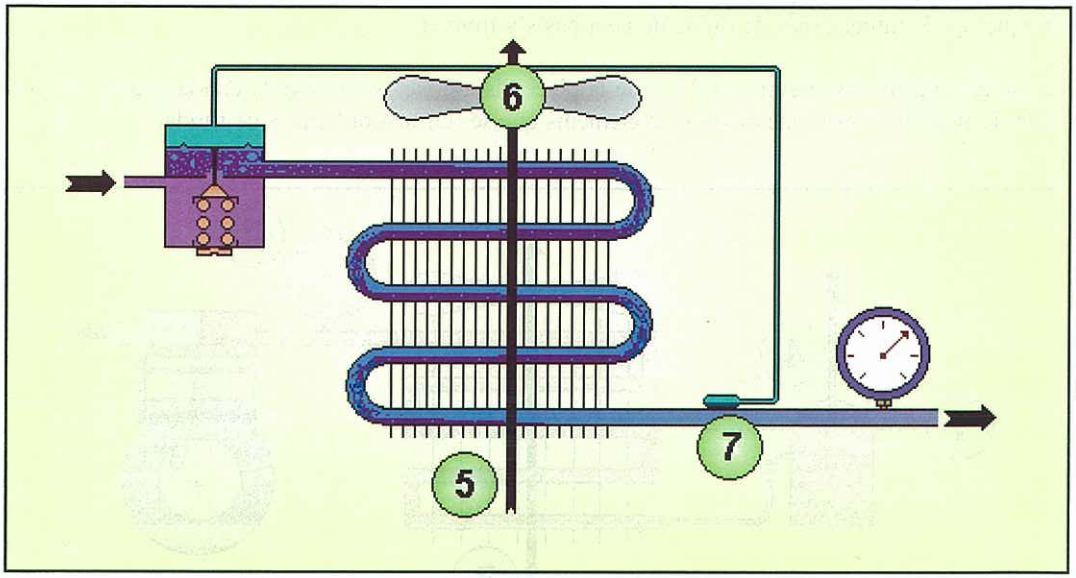
Par contre, le bas du condenseur étant noyé, le liquide qui s'y trouve reste beaucoup plus longtemps en contact avec l'air extérieur ***(repère 3)***, ce qui lui assure paradoxalement un meilleur refroidissement.

En résumé, un excès de fluide frigorigène provoque simultanément une diminution de la zone de condensation et une augmentation de la zone de sous-refroidissement.

Puisque la HP augmente et que le liquide qui quitte le condenseur est mieux refroidi, le sous-refroidissement mesuré au départ liquide (***repère 4***) sera donc excellent, voire anormalement élevé.

B) Répercussions sur l'ensemble évaporateur / compresseur :

Puisque la HP augmente, les gaz prisonniers de l'espace nuisible au point mort haut sont à une pression plus importante, ce qui entraîne une réduction du débit masse de gaz aspiré par le compresseur et par voie de conséquence une réduction de la puissance frigorifique *(voir : Influence des pressions sur le débit masse et la puissance frigorifique, page 39)*.



Puisque la puissance frigorifique est plus faible, le refroidissement du local se fait moins bien (à la limite, si l'excès de charge est trop important, il peut arriver que l'installation coupe en sécurité HP).

Puisque la température augmente à l'intérieur du local, elle augmente également à l'entrée de l'évaporateur ***(repère 5)***

Si la température ambiante augmente et que la puissance frigorifique diminue, la température de soufflage ***(repère 6)*** augmente aussi.

De plus, comme la HP est plus élevée, la capacité du détendeur augmente (*voir : Capacité du détendeur thermostatique, page 32*), bien que la puissance frigorifique de l'évaporateur soit plus faible.

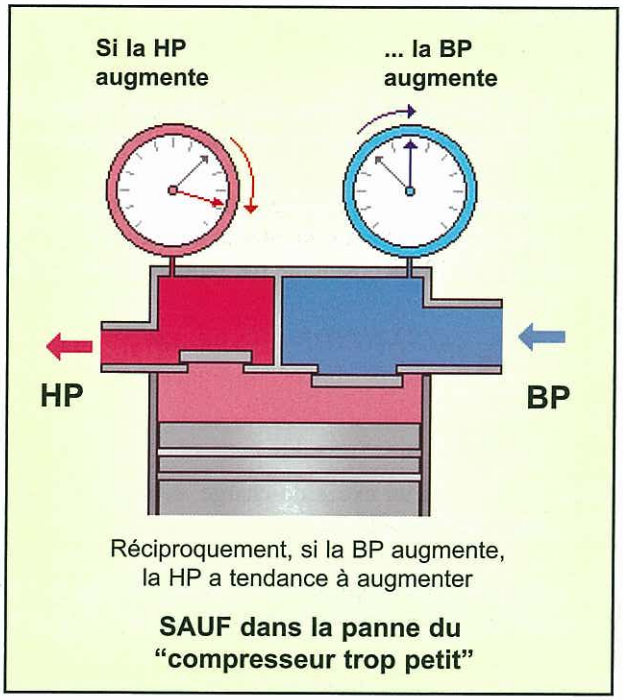
Puisqu'un détendeur *plus puissant* alimente un évaporateur *moins puissant*, il pourra y avoir quelques risques de pompages du détendeur avec une surchauffe mesurée au bulbe ***(repère 7)*** plutôt normale, voire faible.

C) Répercussions sur le compresseur :

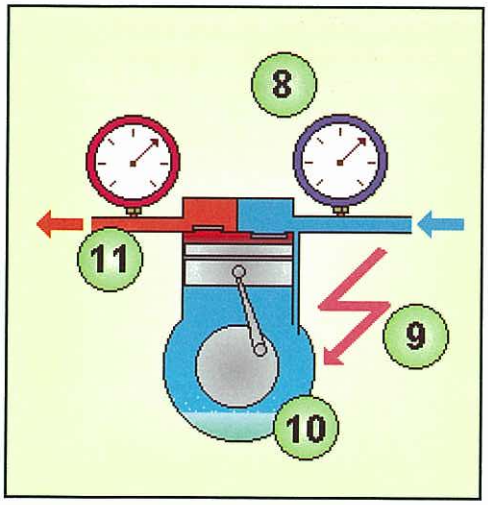
Rappel 1 : *Quelle qu'en soit la raison*, si l'une des 2 pressions de fonctionnement (HP ou BP) varie *dans un sens,* l'autre pression a **toujours** tendance à varier *dans le même sens* **sauf** dans le cas très particulier de la panne "du compresseur trop petit" (étudiée page 139) où la HP descend alors que la BP monte.

Or, nous venons de voir que la panne de l'excès de charge provoque une augmentation de la HP, ce qui entraîne une réduction du débit masse de gaz que peut aspirer le compresseur.

En conclusion, puisque la HP augmente et que le compresseur aspire moins de frigorigène que la normale, la BP ***(repère 8)*** aura également tendance à augmenter.



Rappel 2 : L'énergie que doit fournir le moteur d'un compresseur (et qu'il tire sur le réseau EDF) dépend pour beaucoup de la valeur de la HP qui s'oppose à la montée des pistons pendant la phase de compression des gaz dans les cylindres *(voir : Influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43).*



Puisque la panne de l'excès de charge provoque une augmentation de la HP, le compresseur va tirer sur le réseau une intensité ***(repère 9)*** qui sera plus importante.

Rappelons que le refroidissement du moteur des compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques est assuré par les vapeurs aspirées.

Puisque l'excès de charge provoque une réduction du débit masse de ces vapeurs aspirées, le refroidissement du moteur du compresseur aura tendance à se faire moins bien (sauf si la surpuissance du détendeur provoque des coups de liquide cycliques).

De plus, attendu que l'intensité absorbée par le moteur est plus importante que la normale, il aura tendance à chauffer davantage.

Si le moteur chauffe plus en étant moins bien refroidi, la température du carter du compresseur ***(repère 10)*** peut augmenter, ainsi que la température des gaz de refoulement ***(repère 11)***.

Enfin, notons que le $\Delta\theta$ total au condenseur sera anormalement grand, puisque la température de condensation lue au manomètre HP sera très élevée par rapport à la température de l'air à l'entrée du condenseur.

Nota 1 : Il est souvent nécessaire de pratiquer le test des incondensables *(voir page 159)* pour différencier la panne de l'excès de charge de la panne des incondensables, qui sera étudiée plus loin.

Aussi, prenons l'habitude de ne jamais remettre en service une installation à l'arrêt (surtout si elle est en panne) avant d'avoir monté les manomètres et s'être demandé si la température indiquée par le manomètre HP est cohérente par rapport à la température ambiante du condenseur.

ATTENTION à ne pas confondre la panne de l'excès de charge avec la panne des incondensables étudiée page 163.

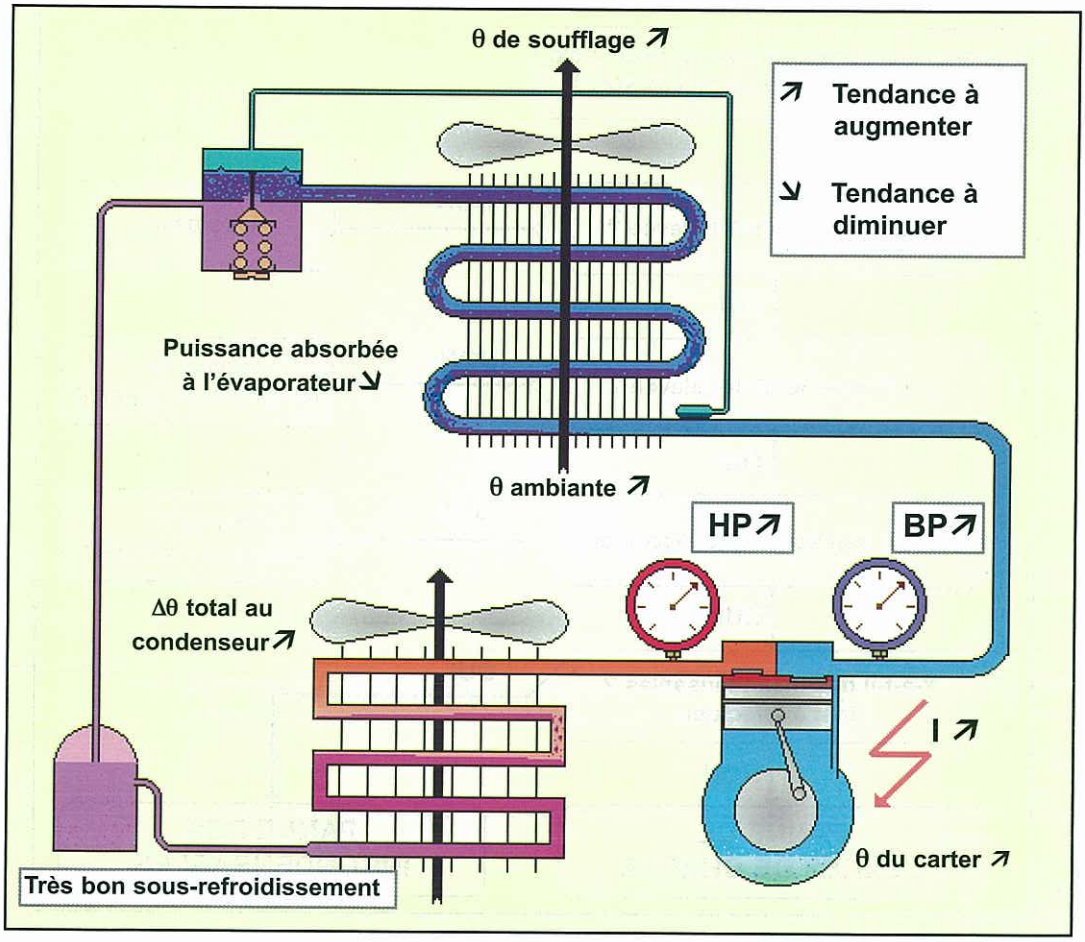
Nota 2 : S'il y a un excès de charge, cela signifie que le dépanneur va devoir retirer du fluide frigorigène de l'installation.

Les rejets de fluide frigorigène à l'atmosphère sans précautions particulières ont couramment été pratiqués sur les installations frigorifiques jusqu'au début des années 90.

Cependant, les fluides frigorigènes, principalement les CFC et les HCFC, posent de tels problèmes d'environnement, principalement sur la couche d'ozone qui protège la Terre de certains rayonnements ultraviolets, qu'on peut s'attendre à un durcissement et surtout à une application de plus en plus sévère de la réglementation (*voir : problèmes soulevés par les nouveaux fluides, page 405*).

Il est donc absolument nécessaire de se préparer aux nombreux changements qui vont survenir dans les habitudes de travail, en particulier la généralisation des moyens et des techniques permettant la récupération des fluides frigorigènes sans rejet à l'atmosphère (Ces techniques sont étudiées page 391).

PANNE DE L'EXCÈS DE CHARGE : SYNTHÈSE DES SYMPTÔMES

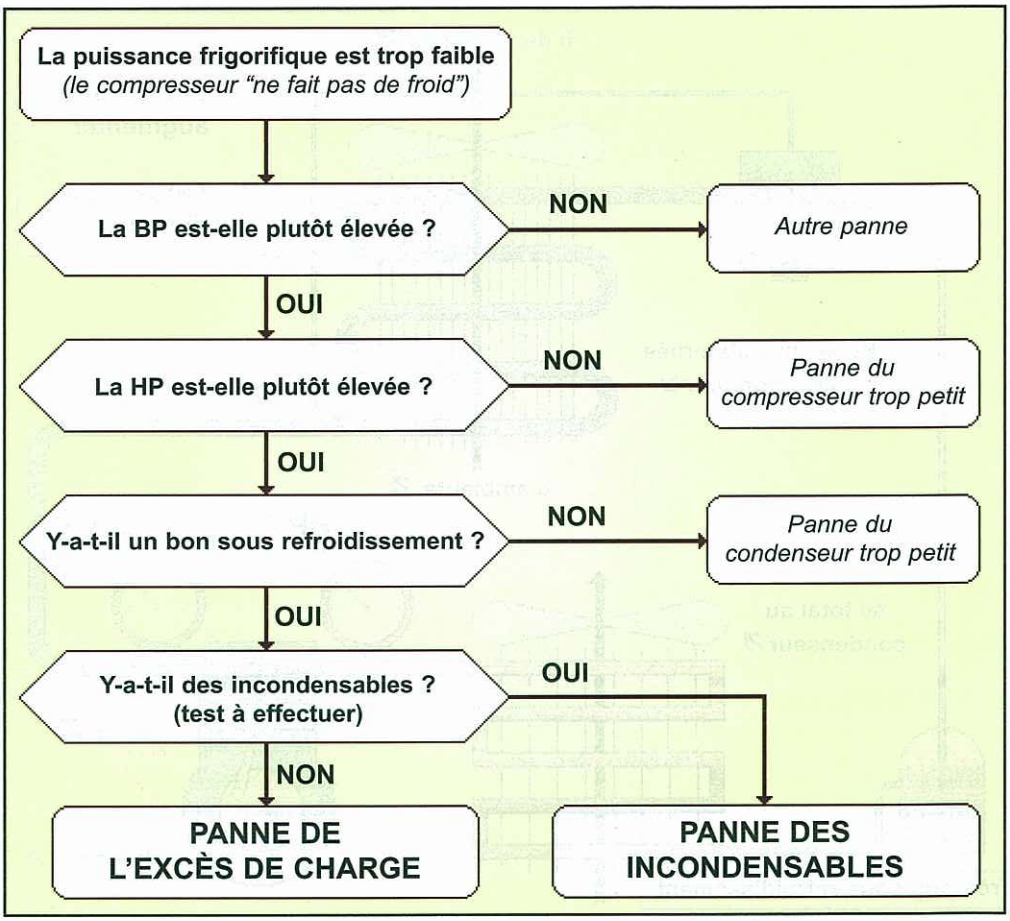


ATTENTION à ne pas confondre la panne de l'excès de charge avec la panne des incondensables étudiée page 163.

Mesure du sous refroidissement :

Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 414.
Avec le R407C voir page 807.
Avec le R410A voir page 809.

PANNE DE L'EXCÈS DE CHARGE : MÉTHODOLOGIE DU DIAGNOSTIC

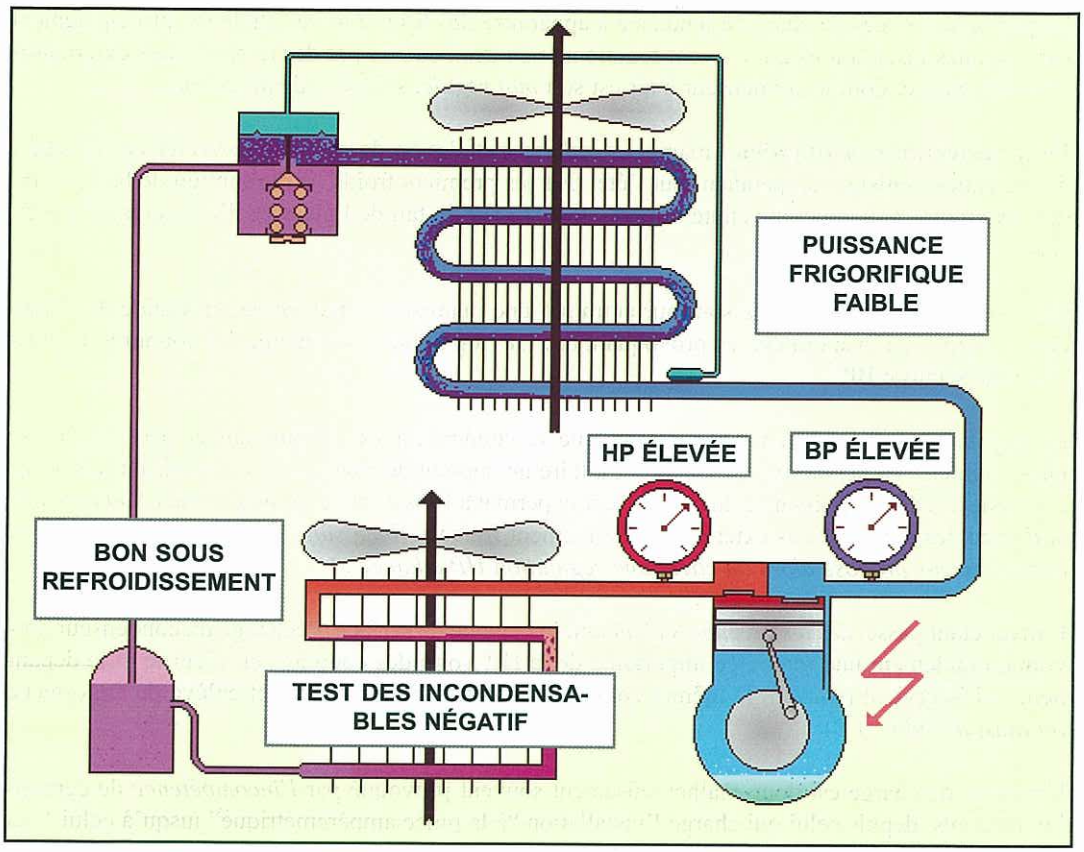


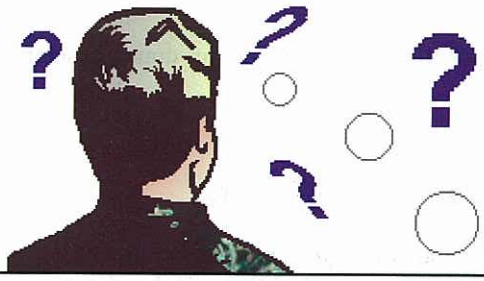
Les pannes provoquées par une HP trop importante sont relativement simples à diagnostiquer :

- **Un sous refroidissement médiocre implique un condenseur trop petit (très souvent, le condenseur est tout simplement « sale »).**
- **Un sous refroidissement correct implique soit un excès de charge, soit une forte présence d'incondensables.**

Excès de charge avec un condenseur à eau : voir page 481

PANNE DE L'EXCÈS DE CHARGE : RÉSUMÉ





Pourquoi ce compresseur **ne fait-il pas de froid ?...** Voyons voir...
Oh ! **la BP est bien haute !...** Peut être un clapet cassé ?...
Non, **la HP aussi est très élevée...** Serait-ce un condenseur trop petit ?
Impossible, **LE SOUS REFROIDISSEMENT EST TRÉS BON...**
Que dit le test des incondensables ?... Il n'y a pas d'incondensables...
Ça ne peut donc être que ...
LA PANNE DE L'EXCÈS DE CHARGE !

PANNE DE L'EXCÈS DE CHARGE : ASPECT PRATIQUE

La panne de l'excès de charge a tendance à apparaître dès les premières chaleurs, principalement sur certaines installations qui doivent fonctionner *en demi-saison* par des températures extérieures *plutôt faibles*, et dont le condenseur à air est soit *mal régulé*, soit *pas régulé du tout.*

Pour caricaturer la situation, imaginons qu'une installation de ce type, *correctement chargée*, donne entière satisfaction pendant tout l'été. Dès les premiers froids, la diminution de la température extérieure provoque une chute importante de la HP du fait de l'absence d'une régulation efficace.

Cette réduction de la HP va à son tour entraîner une mauvaise alimentation en liquide du détendeur, et donc de l'évaporateur, en provoquant une BP trop faible, voire même des coupures au pressostat de sécurité BP.

Le dépanneur qui intervient va constater que le condenseur est surpuissant et peut parfois se laisser tenter, *"en dépannage provisoire"*, à faire un appoint de charge qui, en réduisant la surface d'échange, réduit la puissance du condenseur et permet à l'installation de fonctionner *tant bien que mal* avec des températures extérieures relativement fraîches *(bien sûr, le dépanneur compétent et consciencieux propose alors au client une régulation HP adaptée...)*

L'hiver étant passé, *dès les premières chaleurs*, le manque de surface d'échange du condenseur provoque rapidement une remontée importante de la HP, voire des coupures en sécurité et le dépanneur qui intervient (souvent le même) constate alors un excès de charge et enlève du frigorigène *(et ainsi de suite...)*

Un excès de charge est donc malheureusement souvent provoqué par *l'incompétence* de certains intervenants, depuis celui qui charge l'installation "à la pince ampèremétrique" jusqu'à celui *"qui en met plus, des fois qu'il y ait une fuite !"*.

Pour rappel, nous évoquerons le cas de la bouteille liquide trop petite, qui donne exactement *les mêmes symptômes* que l'excès de charge.

La bouteille liquide est trop petite.

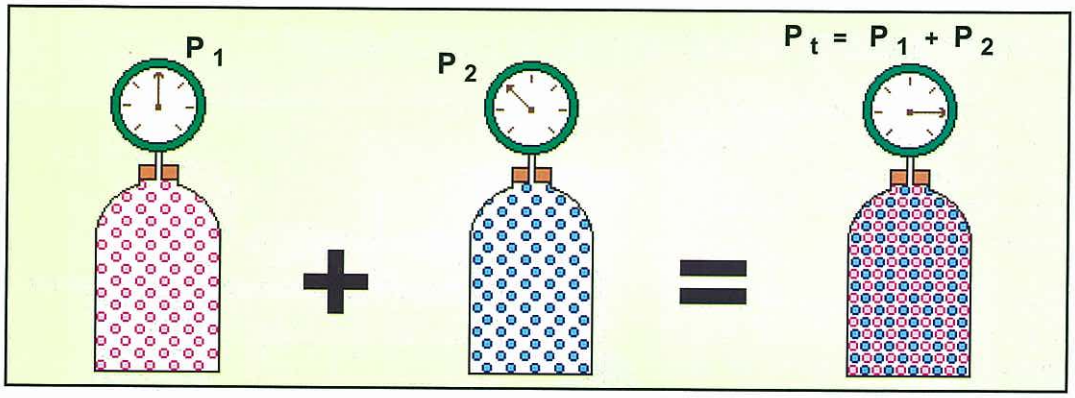
Afin de faciliter les opérations de maintenance, la bouteille liquide est souvent dimensionnée pour contenir toute la charge en fluide de l'installation *(voir : Problème de la charge en fluide frigorigène, page 72)* qui traite en détail des problèmes liés à un mauvais dimensionnement de la bouteille.

Nous verrons également que le montage d'une vanne de régulation HP *impose* l'installation d'une bouteille liquide de plus grosse capacité, faute de quoi les symptômes de l'excès de charge risquent d'apparaître dès les premières chaleurs *(voir : Régulation par vanne HP : Analyse des pannes, page 241).*

INTERPRÉTATION DU TEST DES INCONDENSABLES

A) Influence des incondensables :

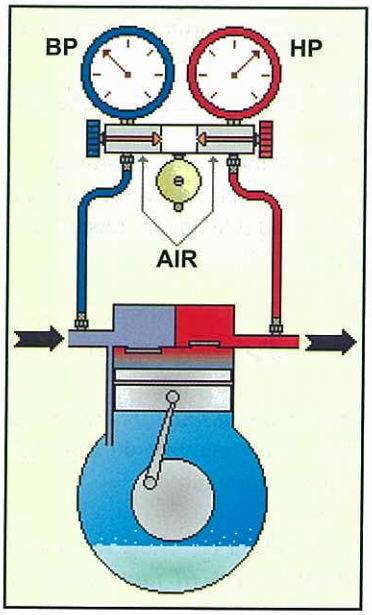
Rappelons d'abord qu'en vertu de la *loi de Dalton,* la pression totale d'un mélange de gaz est égale à la somme de leur pression partielle, si chacun d'entre eux occupait seul le volume total du mélange.



Ainsi, si des gaz incondensables *(en général de l'air ou de l'azote)* se trouvent à l'intérieur d'un circuit frigorifique, la pression partielle de ces gaz s'additionne à la pression normale du fluide frigorigène, pour donner une pression totale anormalement élevée.

C'est pourquoi une HP anormalement élevée est la première conséquence d'une présence importante d'incondensables dans un circuit frigorifique.

B) Comment des incondensables peuvent-ils pénétrer à l'intérieur d'un circuit frigorifique ?



La présence d'incondensables dans un circuit frigorifique a souvent pour origine une fausse manoeuvre, par exemple :

- Un tirage au vide mal réalisé, ou avec des portions de circuit isolées (des vannes manuelles ou des électrovannes fermées).
- Une introduction d'air provoquée par une maladresse lors d'une intervention à « circuit ouvert » pour remplacer ou inspecter un appareil.

Attention : En montant les manomètres, si le dépanneur ne purge pas les flexibles, il reste obligatoirement de l'air dans les chambres du manifold...

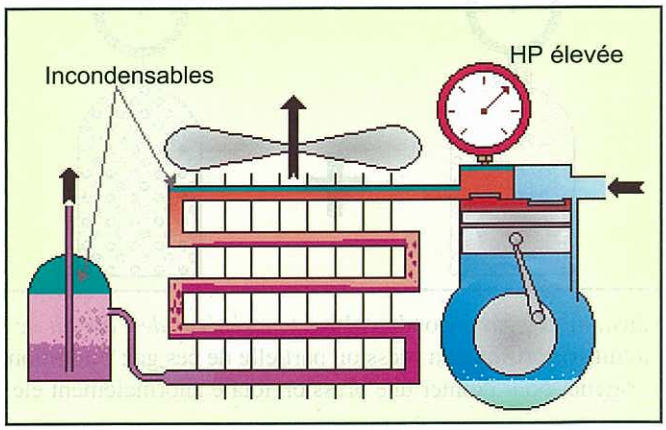
Par la suite, *s'il a besoin d'utiliser les vannes de service du manifold,* par exemple pour faire un appoint de charge, l'air contenu dans les flexibles a de fortes chances d'être introduit dans le circuit.

Cette fausse manoeuvre est ***doublement préjudiciable*** au bon fonctionnement : d*'abord* l'humidité introduite en même temps que l'air risque de provoquer la formation d'acides, *ensuite* la pression partielle de l'air introduit va s'additionner à la pression normale du circuit.

A noter : la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air atmosphérique est loin d'être négligeable. Par exemple, de l'air à 21°C et 40 % d'hygrométrie relative contient *plus* de 6 grammes d'eau par kg d'air. A 29°C et 60 %, l'air contient plus de 15 g d'eau par kg d'air ! *(voir : quelques notions de psychrométrie, page 499).*

C) Où se trouvent les incondensables dans le circuit ?

Les incondensables ne peuvent pas rester dans la ligne liquide ou dans l'évaporateur d'où ils se font repousser par le fluide frigorigène liquide.



Étant plus légers que le fluide frigorigène gazeux, on peut retrouver une petite partie de ces incondensables dans la tubulure de refoulement, mais ils se font principalement piéger dans la partie supérieure de la bouteille liquide, d'où ils ne peuvent plus sortir à cause du tube plongeur.

La majorité des incondensables vont ainsi s'accumuler dans le haut de la bouteille, et leur pression va s'additionner à la pression de condensation pour donner une HP et donc un $\Delta\theta$ total sur le condenseur anormalement élevé.

D) Comment faire le test des incondensables ?

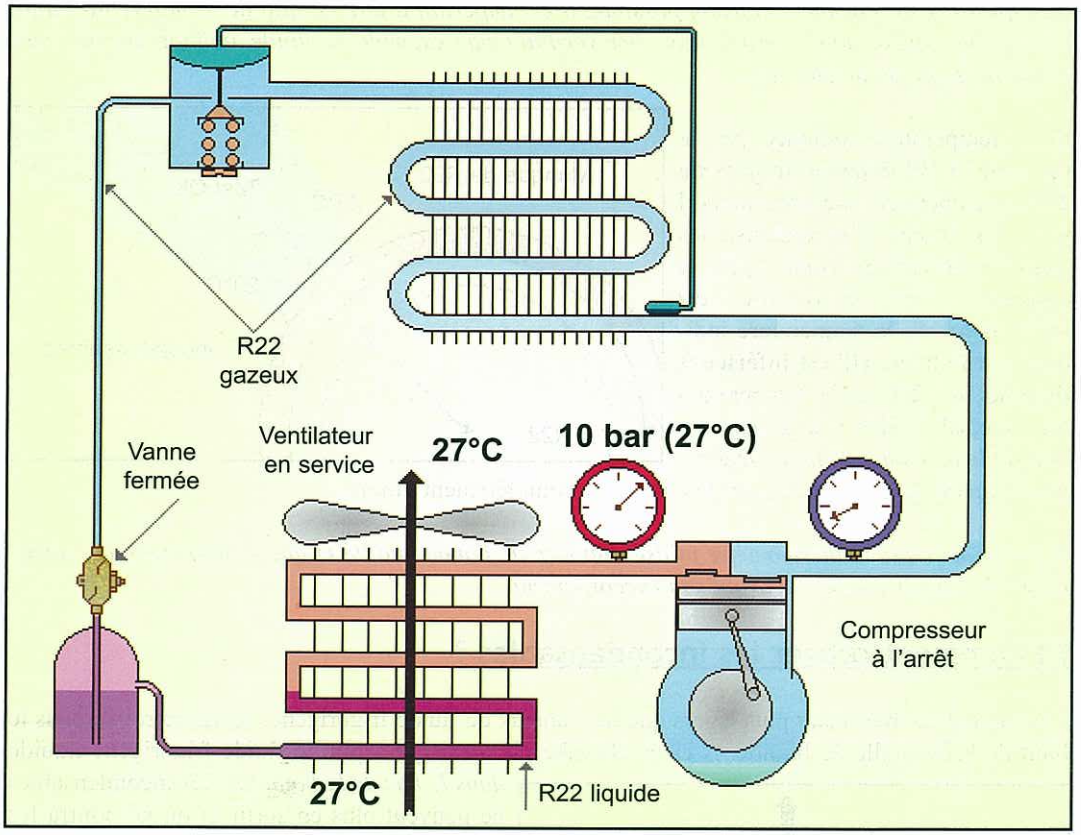
Il faut d'abord être absolument certain qu'il y a bien du fluide frigorigène liquide dans le condenseur. Pour cela, il est recommandé de ramener tout le fluide à la bouteille en fermant la vanne de départ liquide et en faisant fonctionner le compresseur jusqu'à la coupure du pressostat de sécurité BP.

Ensuite, le compresseur doit obligatoirement rester à l'arrêt afin de ne plus envoyer de chaleur au condenseur.

Maintenant, *il faut forcer le fonctionnement du ventilo-condenseur (ou des ventilos)* de sorte à équilibrer la température du frigorigène liquide se trouvant dans le condenseur avec la température de l'air environnant.

Au début, la HP chute rapidement, puis la diminution de pression se ralentit jusqu'à se stabiliser complètement *(il faut généralement laisser tourner le ventilo-condenseur au moins un quart d'heure).*

Il suffit maintenant de mesurer, avec un thermomètre de bonne qualité, la température de l'air qui ventile le condenseur et de comparer cette température avec celle indiquée par le manomètre HP, sur l'échelle correspondant au fluide frigorigène utilisé dans le circuit.



Par exemple, si la température de l'air qui balaye le condenseur est de 27°C (le compresseur étant à l'arrêt) et que le circuit est chargé avec du R22, après équilibre, le manomètre HP doit indiquer la pression correspondant à la relation pression/température du R22 à 27°C, soit 10 bar (on trouverait environ 5,9 bar avec du R12, 6,1 bar avec du R134a, 12 bar avec du R404A, 11,3 bar avec du R407C et 16,4 bar avec du R410A).

Si les indications respectives du manomètre HP et du thermomètre coïncident à environ 2°C près, on peut considérer qu'il n'y a pas d'incondensables dans le circuit.

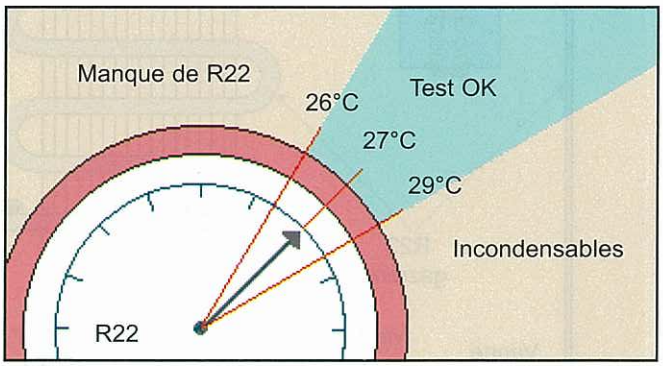
On peut même alors affirmer qu'il y a *au moins* **une** molécule de liquide dans le condenseur puisqu'il suffit *d'une seule molécule de liquide* pour avoir la relation pression température *(voir : Relation Pression/température, page 13)*. Ce test ne peut donc absolument pas permettre de vérifier si la charge en fluide frigorigène est suffisante.

A noter : Les manomètres HP généralement utilisés sur les chantiers ne sont pas des appareils de laboratoire. *L'imprécision sur la lecture de la température de condensation explique cette tolérance pratique de 2°C.*

A noter : voir aussi test des incondensables sur les condenseurs à eau, page 483.

E) Et si le thermomètre et le manomètre indiquent des températures différentes ?

Afin qu'il n'y ait aucune confusion possible, il est impératif d'être certain de la nature du fluide frigorigène utilisé dans l'installation (en vérifiant par exemple le fluide indiqué sur le train thermostatique du détendeur).

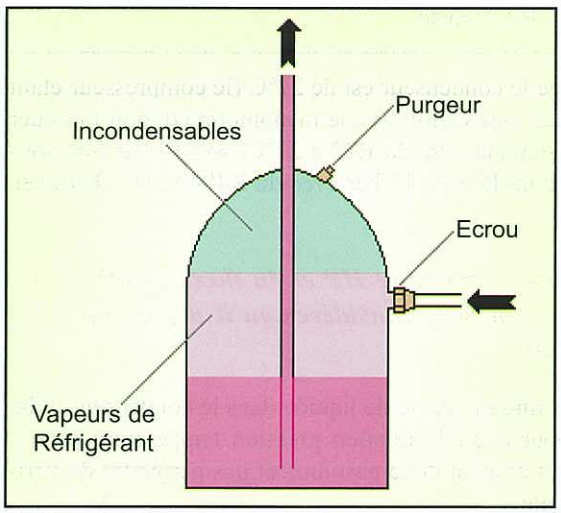


Si la température indiquée par le manomètre HP **dépasse de plus de 2°C** la température mesurée, alors il y a des traces d'incondensables *(plus l'écart est important et plus la quantité d'incondensables est importante)*. Si la température indiquée par le mano HP **est inférieure de plus de 2°C** à la température mesurée, alors il n'y a *même plus une seule molécule de fluide frigorigène liquide dans l'installation* (le circuit est complètement vide).

Il est évident que le thermomètre utilisé doit être de bonne qualité et que l'étalonnage du manomètre doit avoir été vérifié avant son raccordement.

F) Comment retirer les incondensables ?

Les incondensables étant plus légers que les vapeurs de fluide frigorigène, on les retrouve dans le haut de la bouteille de liquide. À cause du tube plongeur qui aspire le fluide frigorigène liquide *dans le bas de la bouteille*, les incondensables ne peuvent plus en sortir et on ne pourra les évacuer complètement que si la bouteille liquide (ou le condenseur à eau) possède un purgeur en partie haute.



On pourra éventuellement en purger une partie en créant une fuite sur l'écrou de raccordement à l'entrée de la bouteille, si ce n'est pas un raccord brasé.

Sinon, le dépanneur sera obligé de vider toute l'installation (en respectant la réglementation), de la tirer au vide pour éliminer complètement les incondensables, puis de la recharger (c'est donc un gros boulot !).

S'il y a des incondensables, il y a peut être de l'air (et donc de l'humidité) dans le circuit. Il est donc indispensable de vérifier la couleur de la pastille hygroscopique du voyant liquide, d'effectuer un test d'acidité de l'huile du compresseur, et d'en tirer toutes les conséquences.

PANNE DES INCONDENSABLES : ANALYSE DES SYMPTÔMES

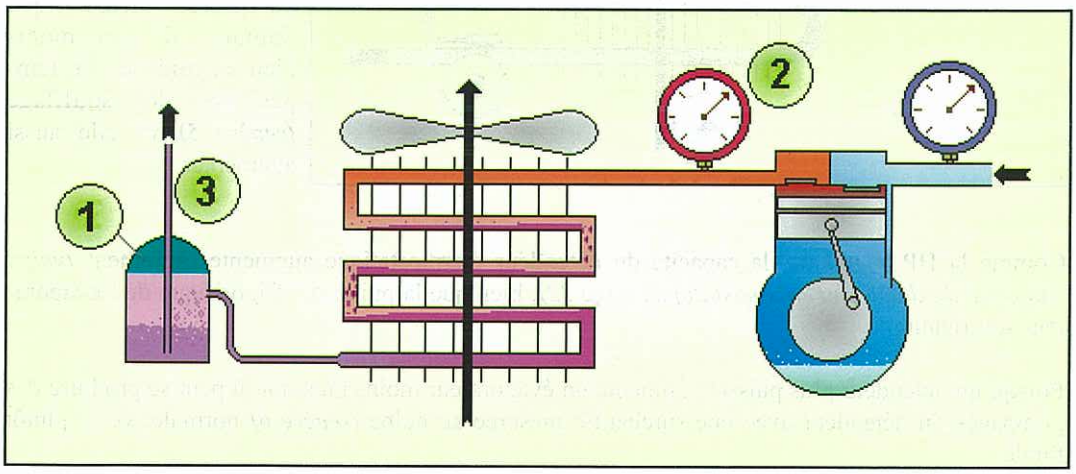
Dans le chapitre précédent, nous avons explicité globalement le problème des incondensables.

A présent, analysons les répercussions de cette panne sur l'ensemble des paramètres de fonctionnement d'un circuit frigorifique classique.

A) Répercussions sur l'ensemble compresseur / condenseur :

Quelque soit l'origine de leur introduction dans le circuit, les incondensables (air, azote...) ne peuvent pas rester dans la ligne liquide ou dans l'évaporateur d'où ils se font chasser par le frigorigène liquide avant d'être aspirés par le compresseur, puis refoulés vers le condenseur et la bouteille.

Etant des gaz plus légers que le fluide frigorigène, la plus grande partie des incondensables va se retrouver piégée dans le haut de la bouteille liquide ***(repère 1)*** dont *ils ne pourront plus sortir* à cause du tube plongeur qui aspire le liquide *dans le bas* de la bouteille.



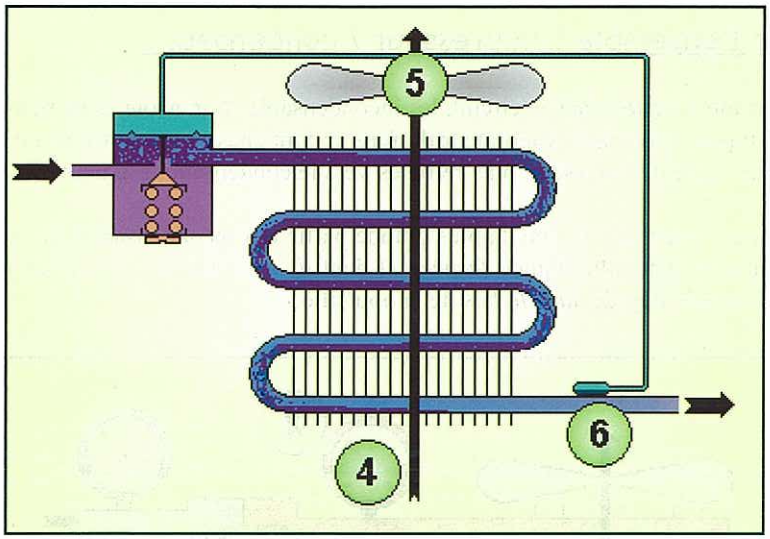
En application de la loi de Dalton sur les mélanges de gaz, la pression partielle de ces incondensables va s'additionner à la pression partielle du fluide frigorigène *(qui est la pression réelle de condensation)* pour donner une pression totale que l'on pourra lire au manomètre HP ***(repère 2)***, et qui sera alors anormalement élevée.

Puisque la présence des incondensables fait lire sur le manomètre HP une température de condensation (par exemple 55°C) *artificiellement élevée* par rapport à *la température réelle de condensation* (par exemple 40°C), le sous refroidissement apparent du liquide ***(repère 3)*** semblera d'autant plus exceptionnel (dans l'exemple, au moins 15°C) que la quantité d'incondensables sera importante.

B) Répercussions sur l'ensemble détendeur / évaporateur :

Puisque la HP augmente, les gaz prisonniers de l'espace nuisible au point mort haut sont à une pression plus importante, ce qui entraîne une réduction du débit masse de gaz aspiré par le compresseur et par voie de conséquence une réduction de la puissance frigorifique *(voir : influence des pressions sur le débit masse et la puissance frigorifique, page 39)*.

La puissance frigorifique étant plus faible, la température ambiante du local peut augmenter (surtout en plein été). A la limite, l'installation peut même couper en sécurité HP et provoquer ainsi un appel du client pour un dépannage, car "il fait trop chaud".



Puisque la température ambiante s'élève, la température de l'air qui arrive à l'entrée de l'évaporateur ***(repère 4)*** augmente également.

Puisque l'air est plus chaud à l'entrée de l'évaporateur et que la puissance frigorifique diminue, il sera moins bien refroidi et la température de soufflage ***(repère 5)*** va elle aussi augmenter.

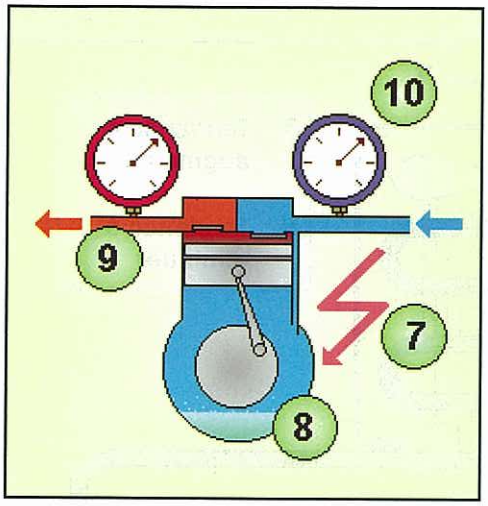
Comme la HP augmente, la capacité du détendeur thermostatique augmente également *(voir : capacité du détendeur thermostatique, page 32)*, bien que la puissance frigorifique de l'évaporateur soit réduite.

Puisqu'un détendeur plus puissant alimente un évaporateur moins puissant, il peut se produire des pompages du détendeur avec une surchauffe mesurée au bulbe ***(repère 6)*** normale, voire plutôt faible.

C) Répercussions sur le compresseur :

L'énergie que doit fournir le moteur du compresseur (et qu'il tire sur le réseau EDF) dépend en grande partie de la valeur de la HP qui s'oppose à la montée des pistons pendant la phase de compression des gaz dans les cylindres *(voir : Influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43)*.

Puisque la panne des incondensables provoque une augmentation de la HP, le moteur devra fournir plus d'énergie au compresseur et il tirera sur le réseau une intensité plus importante ***(repère 7)***.



Rappelons que le refroidissement du moteur des compresseurs de type hermétiques ou semi-hermétiques est assuré par les vapeurs aspirées.

Puisque le débit masse est réduit à cause de l'augmentation de la HP, il y aura moins de vapeurs qui arriveront à l'aspiration et le refroidissement du moteur du compresseur se fera moins bien, sauf en cas de coups de liquide cycliques provoqués par la surpuissance du détendeur.

De plus, attendu que l'intensité absorbée par le moteur sera plus importante, le compresseur aura tendance à chauffer davantage.

Puisque le moteur va chauffer davantage en étant moins bien refroidi, la température du carter du compresseur ***(repère 8)*** sera plus importante que la normale et la température des gaz de refoulement ***(repère 9)*** aura aussi tendance à augmenter.

Notons également que le $\Delta\theta$ total au condenseur sera anormalement grand, puisque la température de condensation lue au manomètre HP sera très élevée par rapport à la température de l'air extérieur.

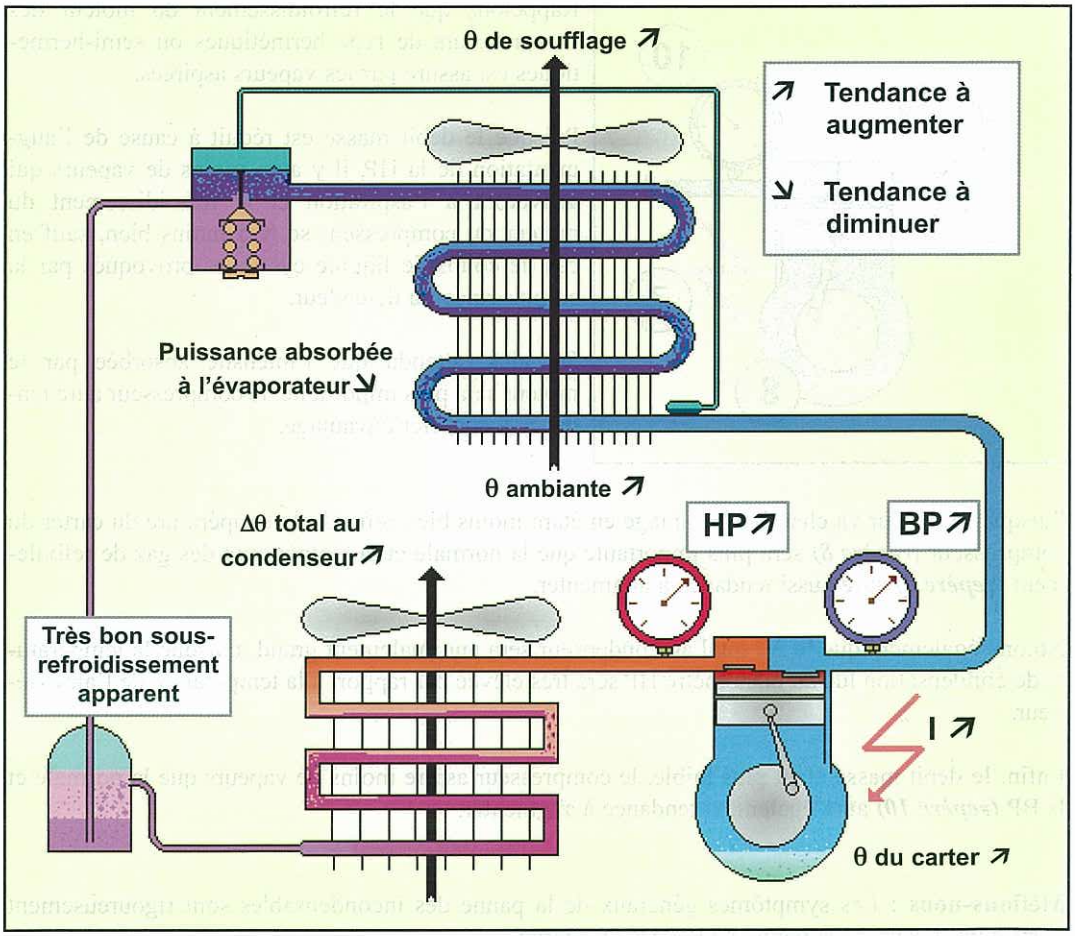
Enfin, le débit masse étant plus faible, le compresseur aspire moins de vapeurs que la normale et la BP ***(repère 10)*** aura également tendance à augmenter.

Méfions-nous : Les symptômes généraux de la panne des incondensables sont rigoureusement identiques à ceux de la panne de l'excès de charge.

Aussi, pour différencier ces 2 pannes avec une certitude absolue, il sera nécessaire d'effectuer un test des incondensables.

ATTENTION À NE PAS CONFONDRE LA PANNE DES INCONDENSABLES AVEC LA PANNE DE L'EXCÈS DE CHARGE (étudiée page 151).

PANNE DES INCONDENSABLES : SYNTHÈSE DES SYMPTÔMES

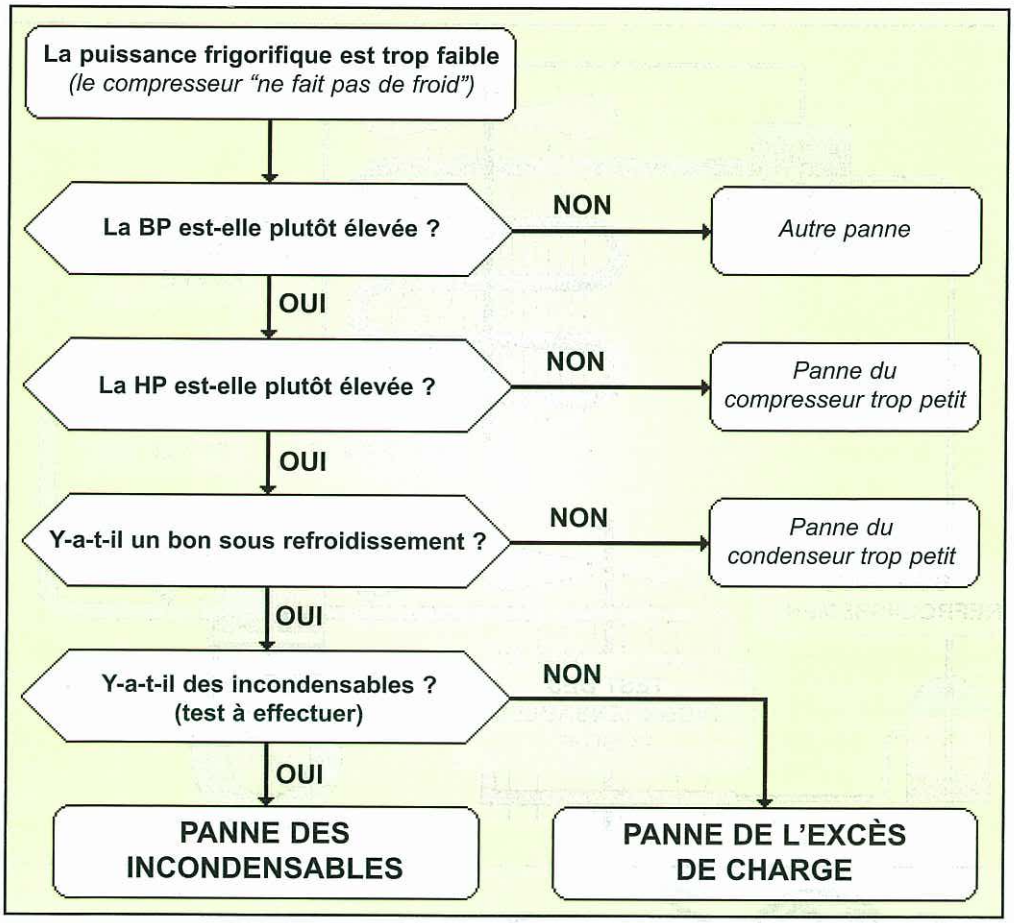


ATTENTION À NE PAS CONFONDRE LA PANNE DES INCONDENSABLES AVEC LA PANNE DE L'EXCÈS DE CHARGE (étudiée page 151).

Mesure du sous refroidissement :

Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 414.
Avec le R407C voir page 807.
Avec le R410A voir page 809.

PANNE DES INCONDENSABLES : MÉTHODOLOGIE DU DIAGNOSTIC

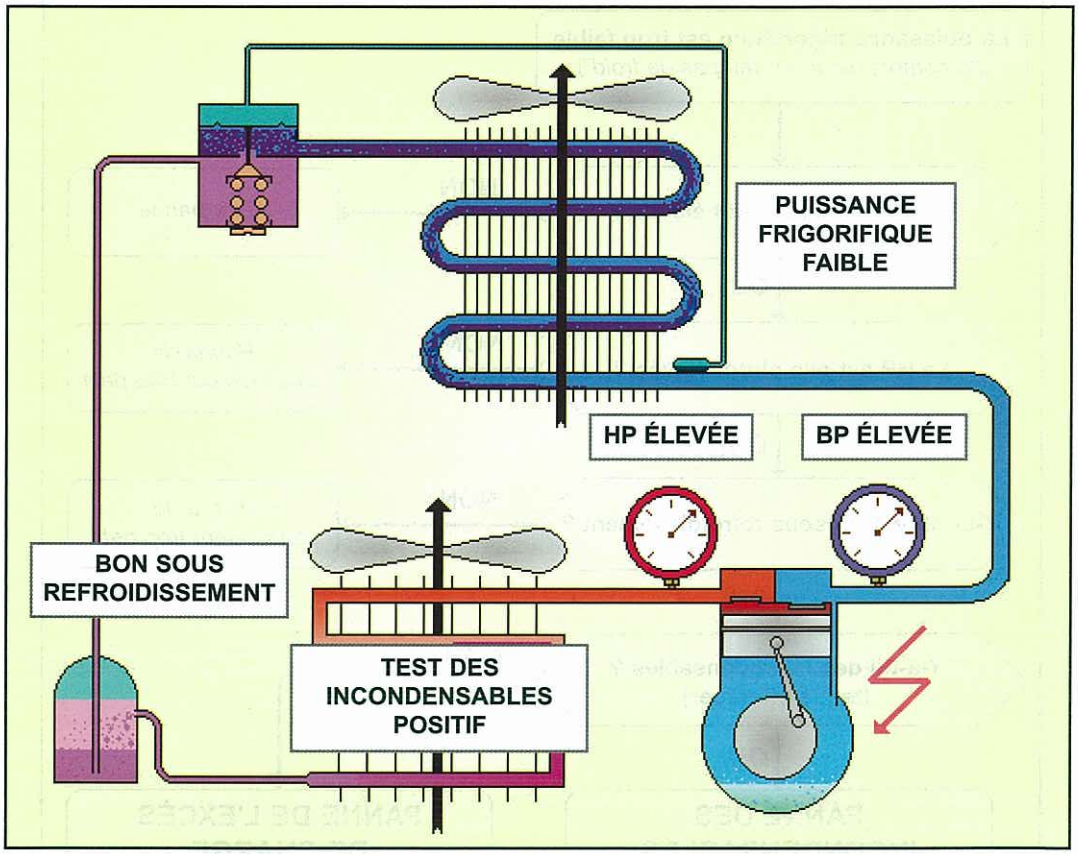


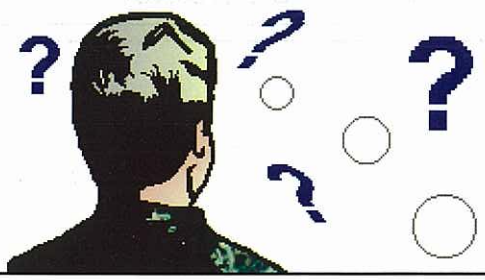
RAPPELONS UNE NOUVELLE FOIS QUE SI LA TEMPÉRATURE DE LA LIGNE LIQUIDE EST par exemple de 45°C :

- ***Le sous refroidissement EST TRÈS BON si on condense à 55°C.***
- ***Le sous refroidissement EST TRÈS MAUVAIS si on condense à 46°C.***

Avec un condenseur à eau : voir page 482.

PANNE DES INCONDENSABLES : RÉSUMÉ





Pourquoi ce compresseur **ne fait-il pas de froid ?...** Voyons voir...
Oh ! **la BP est bien haute !...** Peut être un clapet cassé ?...
Non, **la HP aussi est très élevée...** Serait-ce un condenseur trop petit ?
Impossible, **LE SOUS REFROIDISSEMENT EST TRÉS BON...**
Que dit le test des incondensables ?... Oh la la...Plus de 3 bars d'écart !...
Ça ne peut donc être que ...
LA PANNE DES INCONDENSABLES !

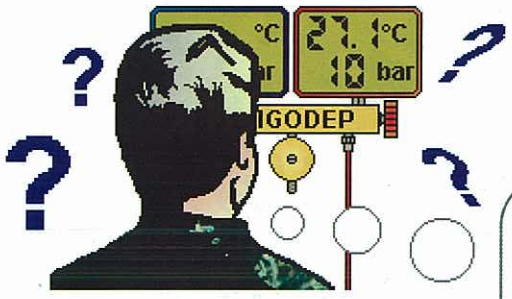
PANNE DES INCONDENSABLES : ASPECT PRATIQUE

Les réponses à de nombreuses questions concernant les incondensables ont déjà été apportées dans le chapitre précédent *(voir page 159)*.

Toutefois, nous citerons un « truc » pratique qui peut permettre bien souvent de gagner du temps en dépannage.

Test rapide des incondensables :

Quand vous arrivez *en dépannage* sur une installation frigorifique à l'arrêt depuis un moment, la température du fluide frigorigène liquide a eu très largement le temps de s'équilibrer avec la température de l'air qui environne le condenseur.



L'installation est à l'arrêt depuis un bon moment, et le mano HP indique 10 bar ... Ça fait...Heu...27°C avec du R22...

Mais au fait, quelle est la température au condenseur ?

La première chose que vous devez toujours faire est de monter vos manomètres.

Ensuite, et avant d'essayer de faire tourner le compresseur, ayez toujours le bon réflexe de comparer la température indiquée par le manomètre HP à la température ambiante du condenseur.

De cette façon, vous saurez instantanément s'il y a des traces d'incondensables dans l'installation, sans avoir à pratiquer le test.

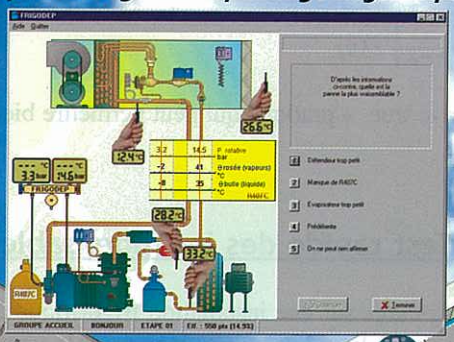
Ces quelques secondes de réflexion peuvent vous faire gagner beaucoup de temps et vous épargner bien des soucis (et des fausses pistes) lors de votre dépannage !

UNE GAMME COMPLÈTE DE LOGICIELS DE DÉPANNAGE FROID ET "CLIM"

du niveau *débutant* au niveau *confirmé*

FRIGODEP

L'apprentissage du dépannage frigorifique



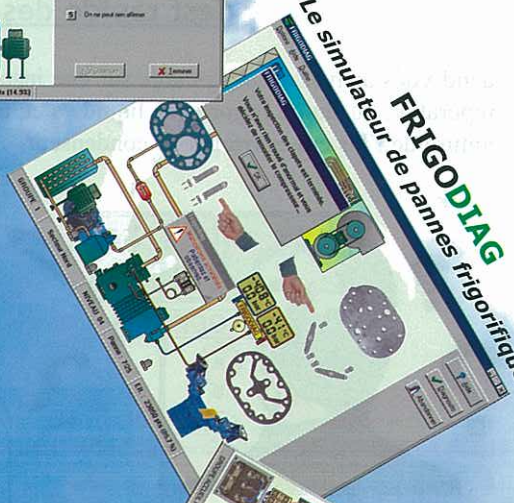
Kotza International

FRIGOBASE

L'initiation au froid et à la "clim"

FRIGODIAG

Le simulateur de pannes frigorifiques

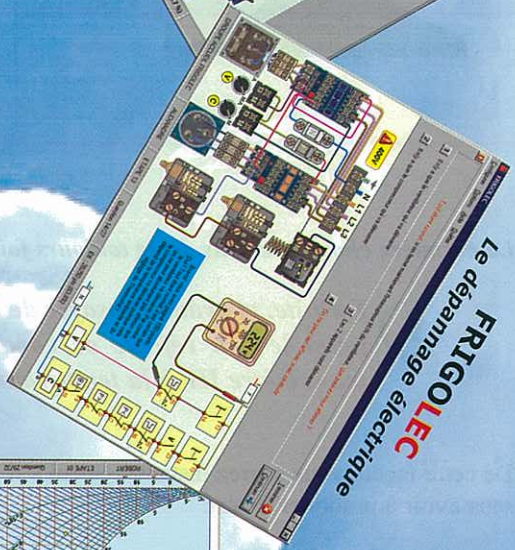


HYDRAUDEP

Le dépannage des circuits hydrauliques

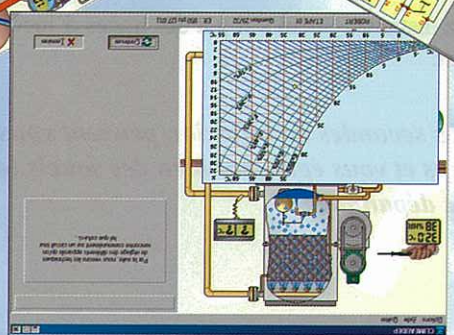
FRIGOLEC

Le dépannage électrique



CLIMEAUDEP

Le dépannage des refroidisseurs de liquide



www.kotza.com

PANNE DU CONDENSEUR TROP PETIT : ANALYSE DES SYMPTÔMES

Afin de nous mettre bien d'accord sur le titre de ce chapitre, convenons d'appeler *panne du condenseur trop petit* toutes les anomalies susceptibles de provoquer une réduction anormale de la puissance du condenseur.

Pour analyser les répercussions provoquées par cette famille de pannes sur les différentes parties du circuit frigorifique, ***nous prendrons comme exemple un condenseur dont les ailettes sont très encrassées.***

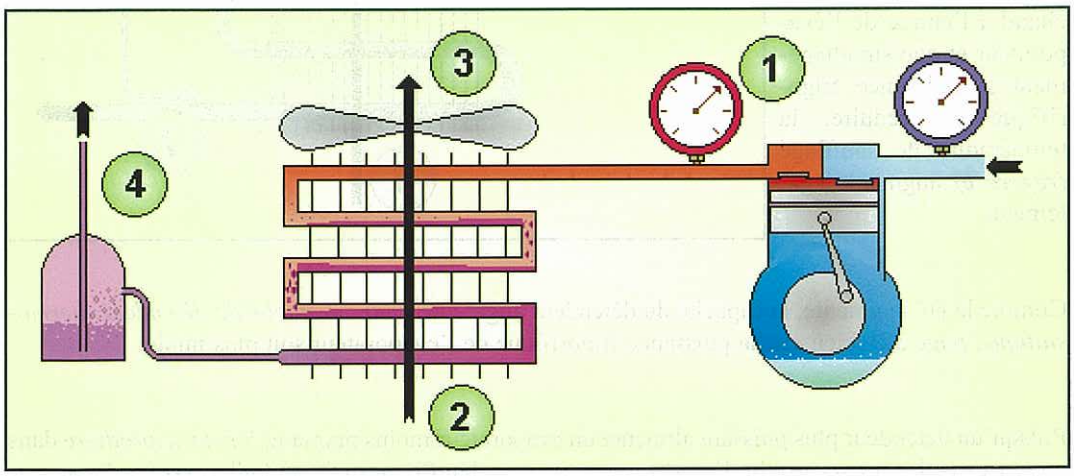
A) Répercussions sur l'ensemble compresseur / condenseur :

Puisque les ailettes du condenseur sont très encrassées, l'échange de chaleur entre le fluide frigorigène et l'air qui ventile le condenseur se fait très mal.

Cette réduction de l'échange thermique provoque un manque de puissance important du condenseur et un mauvais refroidissement des vapeurs de frigorigène. En conséquence, la température de condensation s'élève.

Puisque la température de condensation augmente, le manomètre HP indique une pression anormalement élevée ***(repère 1)***. Le $\Delta\theta$ total est donc trop important par rapport à la température extérieure ***(repère 2)***

Notons qu'un léger encrassement du condenseur peut faire chuter sa puissance de 10 à 30 %, uniquement à cause de la réduction de son coefficient d'échange, sans aucune influence notable sur le débit d'air.



L'échange de chaleur entre le frigorigène et l'air étant gêné par l'encrassage des ailettes, l'air se réchauffe moins en traversant le condenseur et sa température à la sortie ***(repère 3)*** va diminuer, ce qui entraîne une réduction du $\Delta\theta$ sur l'air.

Du fait du manque de puissance du condenseur, la condensation des gaz se fait très mal.

C'est dire que *le sous refroidissement du liquide* mesuré à la sortie du condenseur ***(repère 4 page précédente)*** *va fortement diminuer* et risque même de devenir inexistant

Dans certains cas extrêmes, le voyant liquide peut même buller, bien que la charge en frigorigène soit absolument normale.

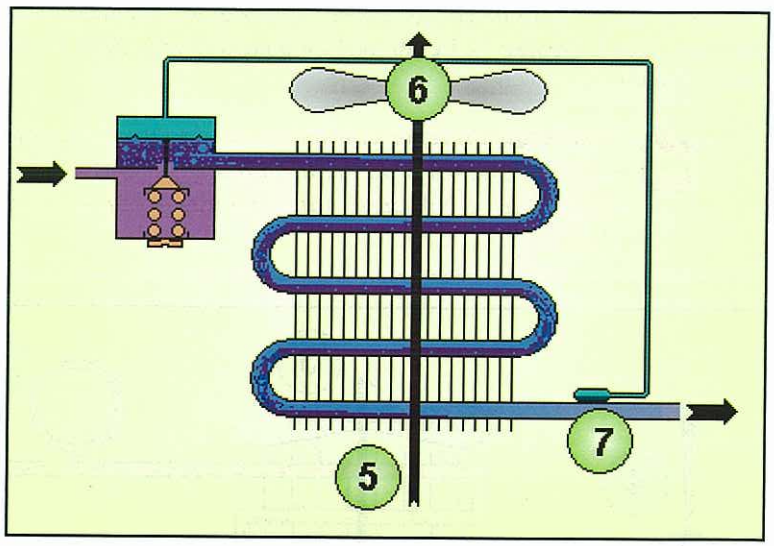
B) Répercussions sur l'ensemble détendeur / évaporateur :

Puisque la HP augmente, les gaz prisonniers de l'espace nuisible au point mort haut sont à une pression plus importante que la normale, ce qui entraîne une réduction du débit masse de fluide aspiré par le compresseur et donc une réduction de la puissance frigorifique *(voir : Influence des pressions sur le débit masse et la puissance frigorifique, page 39)*.

Puisque la puissance frigorifique est plus faible, la température ambiante du local augmente, principalement dès les premières chaleurs. Le client appelle alors pour un dépannage, car "il fait trop chaud" (à la limite, l'installation peut même couper en sécurité HP).

Puisque la température s'élève en ambiance, la température de l'air qui arrive à l'entrée de l'évaporateur ***(repère 5)*** va également augmenter.

Puisque l'air arrive plus chaud à l'entrée de l'évaporateur et que simultanément la puissance frigorifique est réduite, la température de soufflage ***(repère 6)*** augmente également.



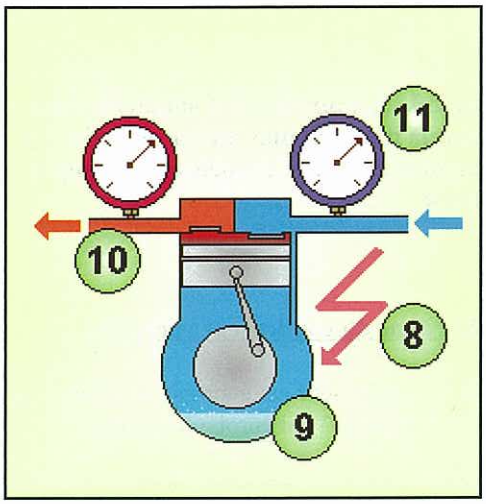
Comme la HP augmente, la capacité du détendeur augmente *(voir : capacité du détendeur thermostatique, page 32)*, bien que la puissance frigorifique de l'évaporateur soit plus faible.

Puisqu'un détendeur plus puissant alimente un évaporateur moins puissant, *il peut se produire* dans certains cas des pompages du détendeur avec une surchauffe mesurée au bulbe ***(repère 7)*** normale, voire plutôt faible.

C) Répercussions sur le compresseur :

L'énergie que le moteur électrique tire sur le réseau EDF pour entraîner le compresseur dépend pour beaucoup de la valeur de la HP qui s'oppose à la montée des pistons pendant la phase de compression des gaz dans les cylindres *(voir : Influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43)*.

Puisque la panne du condenseur trop petit provoque une augmentation de la HP, le moteur doit fournir plus d'énergie au compresseur et il tire sur le réseau une intensité plus importante ***(repère 8)***.



Or, le refroidissement des compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques est assuré par les vapeurs aspirées.

Attendu que le débit masse est réduit à cause de l'augmentation de la HP, il y aura moins de vapeurs qui arrivent à l'aspiration et le refroidissement du compresseur se fera moins bien.

Comme simultanément l'intensité absorbée par le moteur devient plus importante, il aura tendance à chauffer davantage. Puisque le moteur va chauffer plus en étant moins bien refroidi, la température du carter du compresseur ***(repère 9)*** sera plus importante que la normale et la température des gaz de refoulement ***(repère 10)*** aura elle aussi tendance à augmenter.

Enfin, le débit masse étant plus faible, le compresseur aspire moins de fluide que la normale et la BP ***(repère 11)*** augmente également.

D) Condenseur trop petit, 2 familles distinctes de pannes :

La panne du "condenseur trop petit" comprend 2 catégories principales d'anomalies qui se distinguent essentiellement par la valeur du $\Delta\theta$ sur l'air.

Une 3ème catégorie de pannes peut donner les mêmes symptômes généraux. Ces pannes provoquées par une température de l'air trop élevée à l'entrée du condenseur seront traitées dans le chapitre suivant " Condenseur trop petit : aspect pratique ".

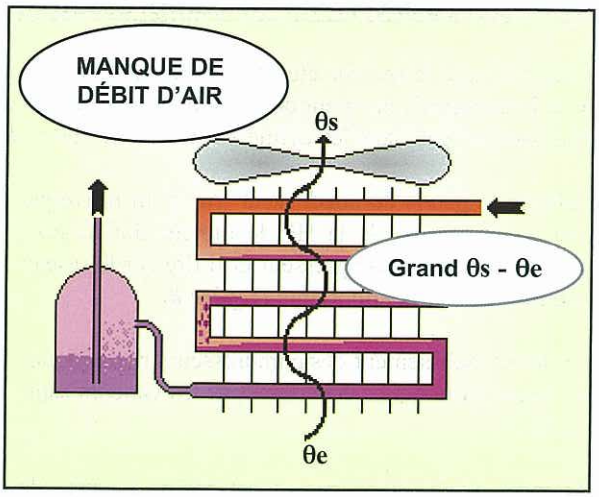
1) Panne du manque de débit d'air sur le condenseur :

S'il y a un manque de débit d'air sur le condenseur, la vitesse des molécules d'air qui le traverse est réduite.

Simultanément, la température des tubes et des ailettes augmente, puisque la température de condensation est plus élevée.

Mais, puisque sa vitesse est plus faible, l'air qui traverse le condenseur reste *plus longtemps* en contact avec une surface d'échange *plus chaude* que la normale.

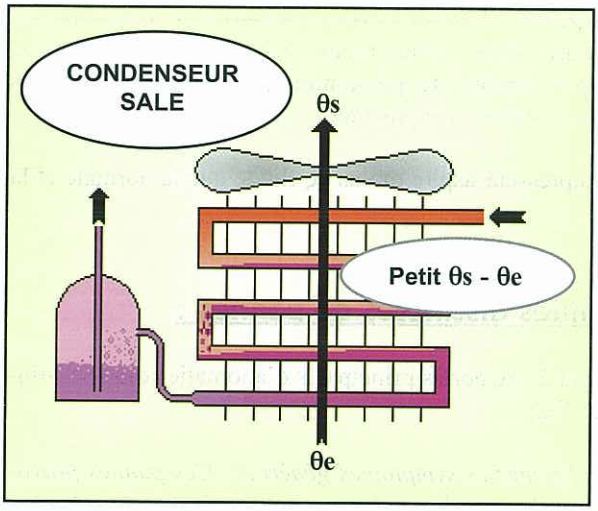
En conséquence, l'air se réchauffe davantage et sa température à la sortie du condenseur (θs) a tendance à augmenter.



Le Δθ sur l'air (θs - θe) augmente donc, et cela d'autant plus que la réduction du débit d'air sur le condenseur est importante.

2) <u>Panne du condenseur encrassé :</u>

Si le condenseur est encrassé, l'échange de chaleur entre le fluide frigorigène et l'air se fait mal, car la "crasse" qui enrobe les tubes et les ailettes constitue un isolant thermique.



Du fait de cette réduction de l'échange de chaleur, l'air qui traverse le condenseur se réchauffe moins que la normale et sa température mesurée à la sortie du condenseur (θs) diminue.

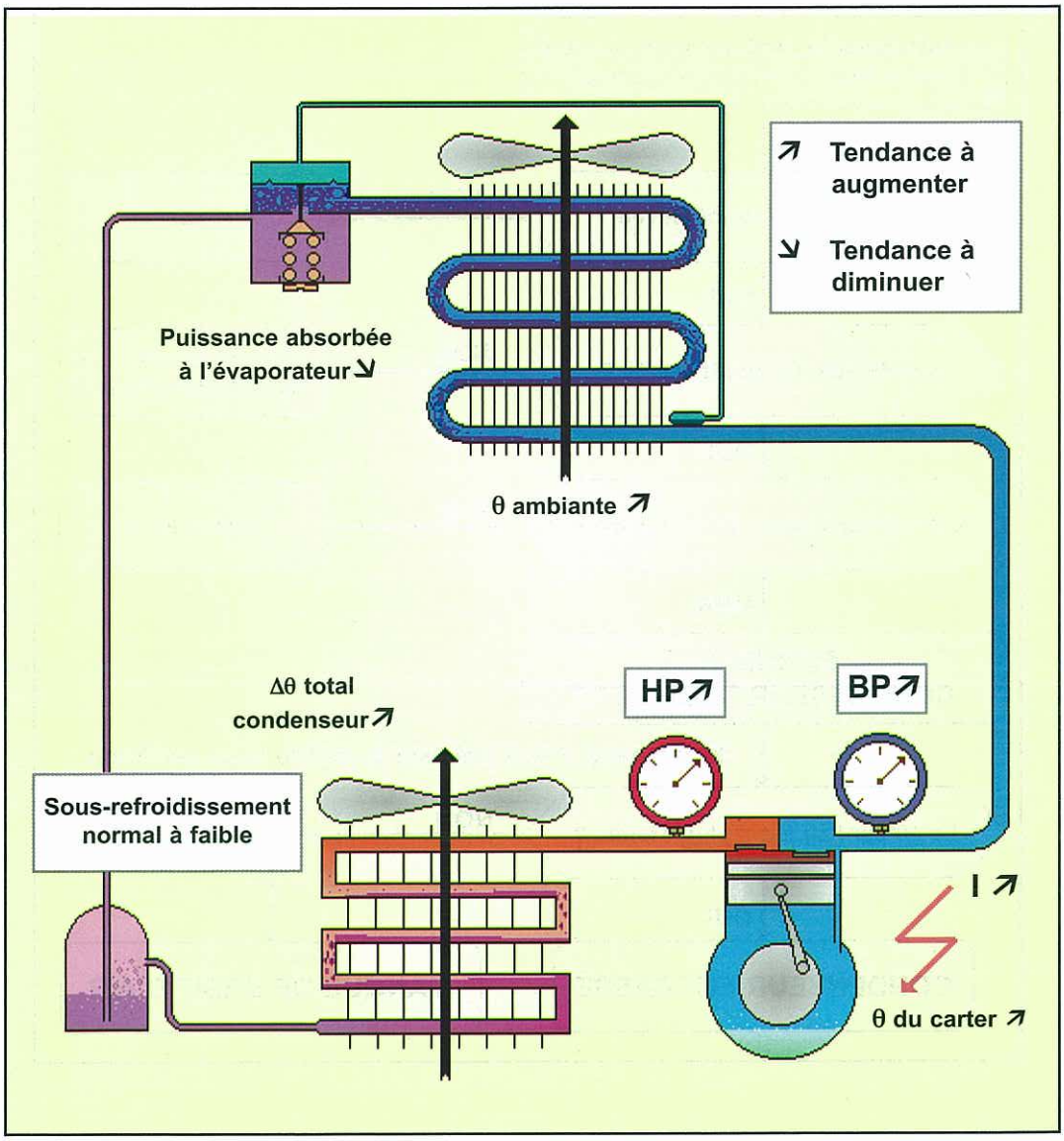
Le réchauffement de l'air étant plus faible que la normale, l'encrassement du condenseur provoque donc une réduction du Δθ sur l'air (θs - θe), à l'inverse de la panne du manque de débit d'air.

Nota : Ces considérations théoriques concernant le Δθ sur l'air n'ont sûrement pas un intérêt pratique essentiel pour un condenseur à air car la mesure de température est souvent difficile au soufflage (sauf s'il y a un réseau de gaines) et le dépanneur peut la plupart du temps ***voir*** l'état de propreté des ailettes.

Cependant, cette notion de Δθ peut rendre d'énormes services dans le cas où l'installation est équipée d'un condenseur à eau, afin de déterminer avec une absolue certitude s'il est entartré ou s'il y a un manque de débit d'eau.

Condenseur à eau : manque de débit d'eau, voir page 479
Condenseur entartré, voir page 484.

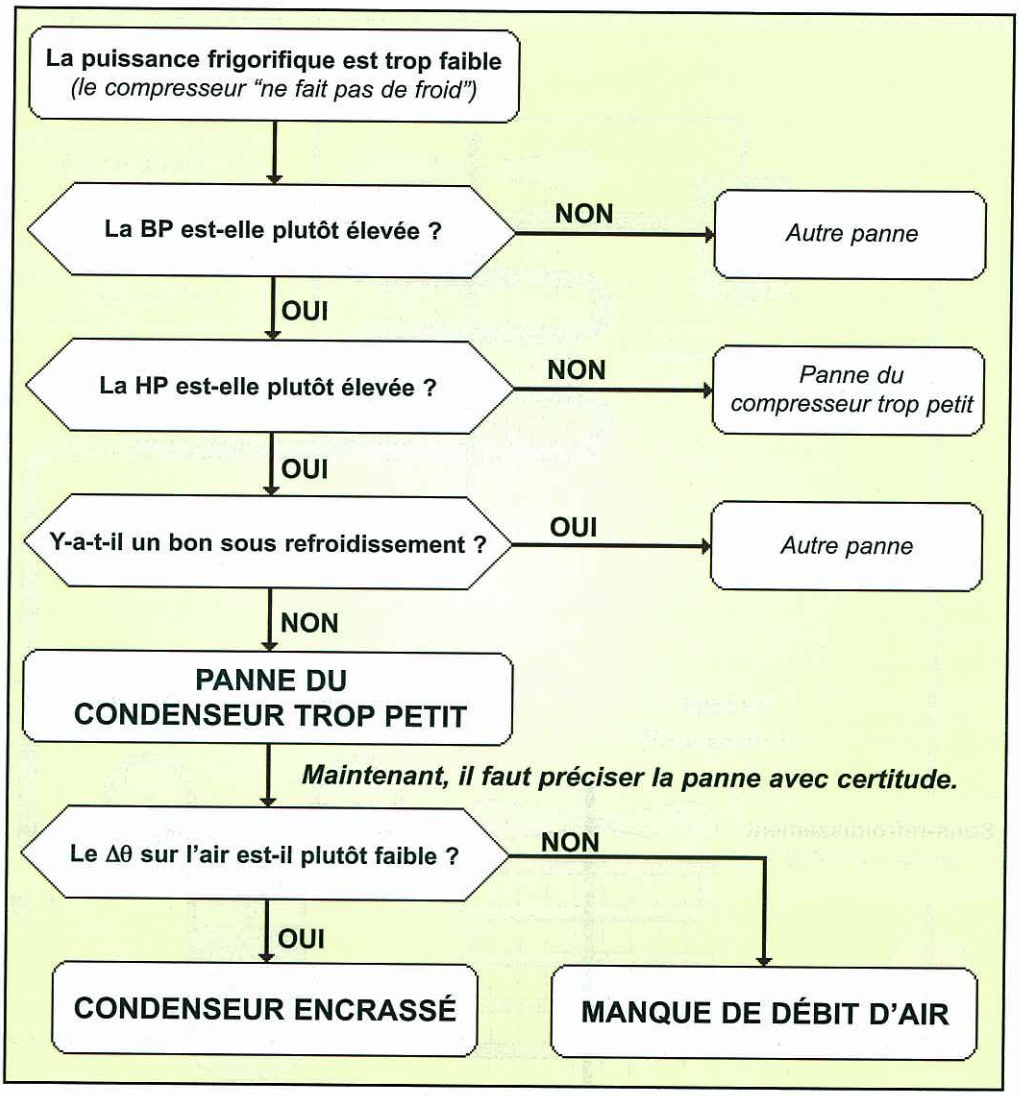
PANNE DU CONDENSEUR TROP PETIT : SYNTHÈSE DES SYMPTÔMES



Mesure du sous refroidissement :

Avec les mélanges HCFC à fort glissement, voir page 414.
Avec le R407C voir page 807.
Avec le R410A voir page 809.

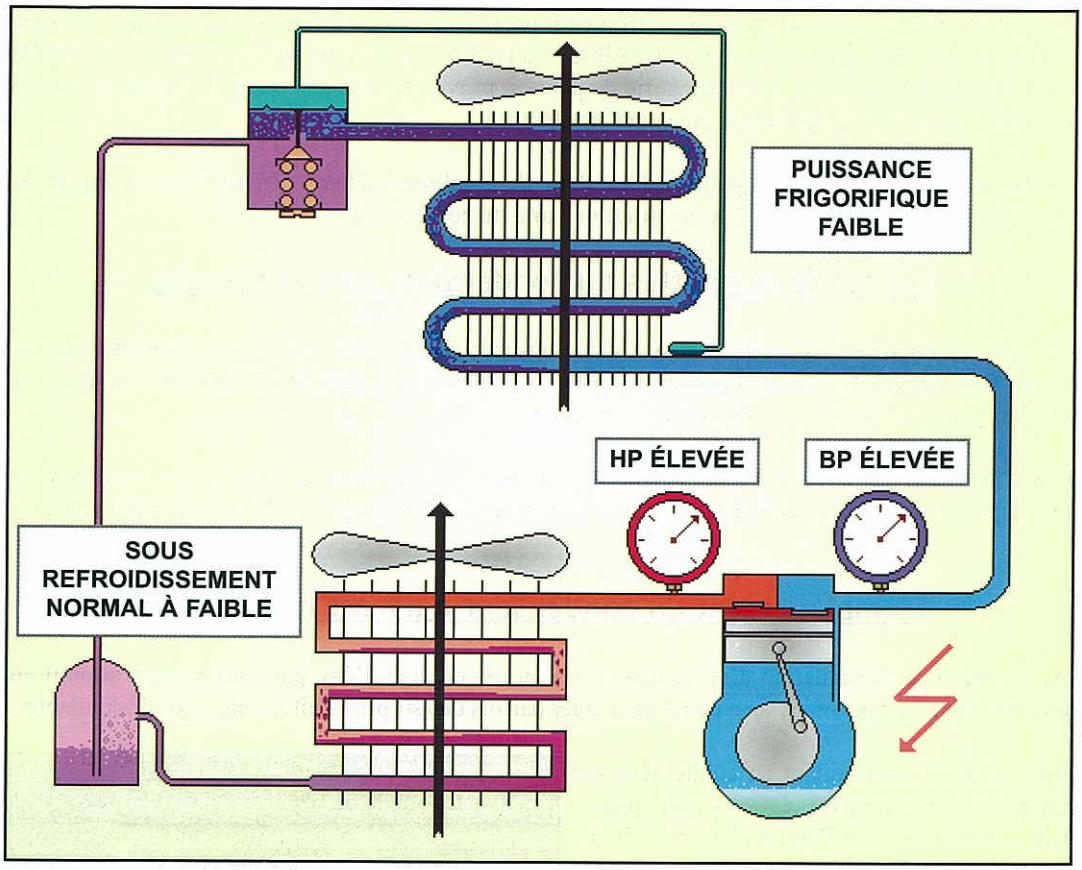
PANNE DU CONDENSEUR TROP PETIT : MÉTHODOLOGIE DU DIAGNOSTIC

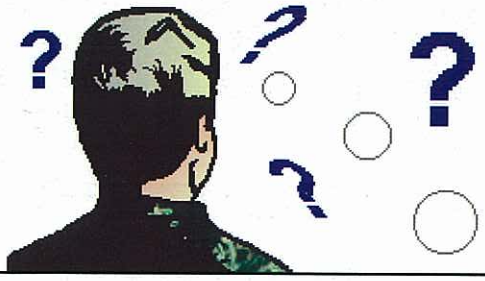


La panne du condenseur trop petit est relativement simple à diagnostiquer : C'est la seule panne donnant simultanément une HP trop élevée et un sous refroidissement plutôt faible.

Cas d'un condenseur à eau entartré : voir page 484

PANNE DU CONDENSEUR TROP PETIT : RÉSUMÉ





Pourquoi ce compresseur **ne fait-il pas de froid ?...** Voyons voir...
Oh ! **la BP est bien haute !...** Peut être un clapet cassé ?...
Non, **la HP aussi est très élevée...**
Serait-ce un excès de charge ou des incondensables ?
Non impossible, **LE SOUS REFROIDISSEMENT EST PLUTÔT FAIBLE ...**
Ça ne peut donc être que ...
LA PANNE DU CONDENSEUR TROP PETIT !

PANNE DU CONDENSEUR TROP PETIT : ASPECT PRATIQUE

Rappelons que la panne du condenseur trop petit peut se diviser en 2 familles principales qui sont *le manque de débit d'air* (avec un grand $\Delta\theta$ sur l'air) et *le condenseur encrassé* (avec un petit $\Delta\theta$ sur l'air). Cependant, une 3ème catégorie de pannes, provoquée par *de l'air trop chaud à l'entrée du condenseur,* sera également traitée dans ce chapitre.

La panne du condenseur trop petit englobe donc de nombreux défauts différents qui donnent les mêmes symptômes généraux. **Citons quelques uns de ces défauts :**

Les tubes et ailettes du condenseur sont encrassés.

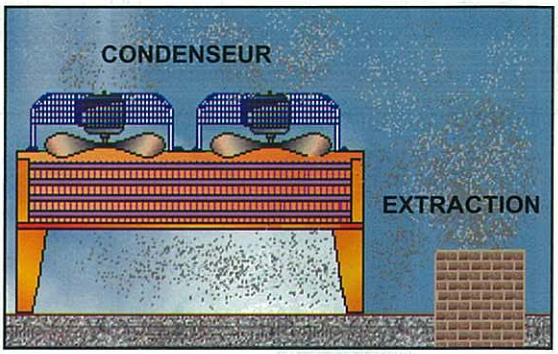
Puisque les condenseurs à air utilisent l'air atmosphérique comme médium de condensation du fluide frigorigène, ils sont le plus souvent installés en dehors du bâtiment et sont alors balayés par de l'air extérieur (chargé de poussières, d'insectes...)

Ces conditions difficiles de fonctionnement expliquent la fréquence de cette panne (bien connue des dépanneurs), principalement lorsque les condenseurs ne sont pas régulièrement entretenus.

L'emplacement du condenseur à air est mal choisi.

Au moment de l'installation d'un condenseur à air, il convient d'être particulièrement attentif au choix de son emplacement sous peine de risquer parfois des surprises ultérieures très désagréables.

Par exemple, en installant un condenseur sur un toit ou une terrasse, évitons qu'il puisse (directement ou sous l'action des vents dominants) aspirer de l'air provenant d'une extraction voisine, surtout s'il s'agit de fumées plutôt grasses (extraction de la cuisine d'un restaurant...) ou très chaudes (cheminée de chaudières...)

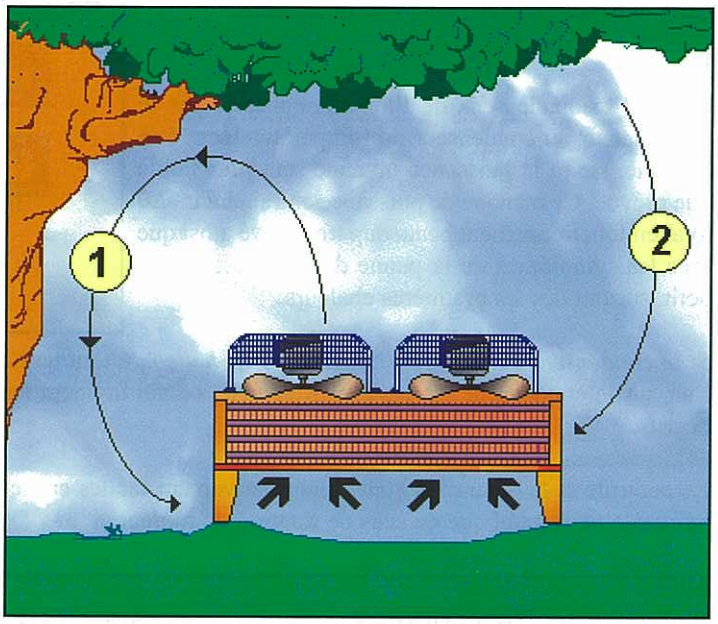


Pour ce qui les concerne, les vapeurs grasses de cuisine se collent sur toutes les surfaces des ailettes du condenseur, aussi bien en surface qu'en profondeur, ce qui fait adhérer les poussières et accélère l'encrassement. Le nettoyage du condenseur sera alors très difficile et nécessitera souvent l'utilisation de matériels et de produits spécialisés.

Attention : Il ne faut jamais utiliser un produit nettoyant à une température trop élevée. En effet, la pression pourrait monter dangereusement dans le condenseur et provoquer, selon l'importance de l'installation, soit l'action de la soupape de sécurité soit la rupture du bouchon fusible.

Si les fumées grasses accélèrent l'encrassement, les fumées chaudes, en augmentant la température de l'air à l'entrée du condenseur, risquent de provoquer une élévation anormale de la HP (notons que les fumées de chaudières sont à une température supérieure à 200°C et qu'en plus, elles risquent de corroder les métaux constituant le condenseur).

Un autre exemple d'installation qui peut engendrer des problèmes est celui d'un condenseur à air placé à proximité d'arbres dont l'ombre protège le condenseur des rayons du soleil aux heures chaudes des journées d'été.



Cette disposition peut donner entière satisfaction en été si l'on prend bien garde que l'air chaud refoulé par le ventilateur ne puisse, en heurtant le feuillage, être recyclé vers l'aspiration du condenseur ***(trajet 1)***, auquel cas l'élévation de température à l'entrée du condenseur provoquerait rapidement une élévation importante de la HP, voire des coupures au pressostat de sécurité.

De plus, quand l'installation doit fonctionner en demi-saison, les feuilles qui chutent des arbres en automne ne doivent en aucun cas risquer d'être aspirées par le condenseur ***(trajet 2)*** car elles réduiraient alors fortement aussi bien la surface d'échange que le débit d'air, avec pour conséquence une augmentation importante de la HP.

Notons également que c'est au moment du choix de l'emplacement d'un condenseur à air qu'il vaut mieux penser aux problèmes d'environnement (en particulier, attention aux bruits provoqués par les condenseurs placés à proximité immédiate d'une zone d'habitation...).

Il faut également tenir compte des conditions climatiques locales, surtout lorsque l'installation doit fonctionner toute l'année.

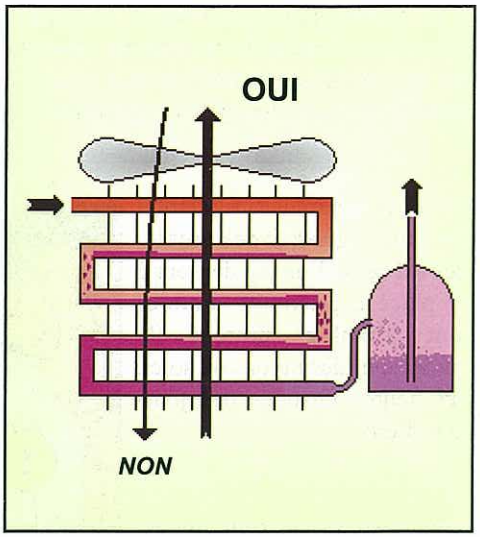
Par exemple, les grosses chutes de neige des régions montagneuses peuvent obstruer complètement l'aspiration d'un condenseur, la crue d'une rivière située à proximité peut le noyer complètement...

Le ventilo-condenseur tourne à l'envers.

Quelle que soit la technologie du condenseur à air (ventilateur hélicoïde ou centrifuge), le constructeur prévoit toujours un sens de rotation bien déterminé pour le ventilateur.

Il est impératif de respecter cette indication de sorte à obtenir réellement *toutes les performances* annoncées sur les tables de sélection...

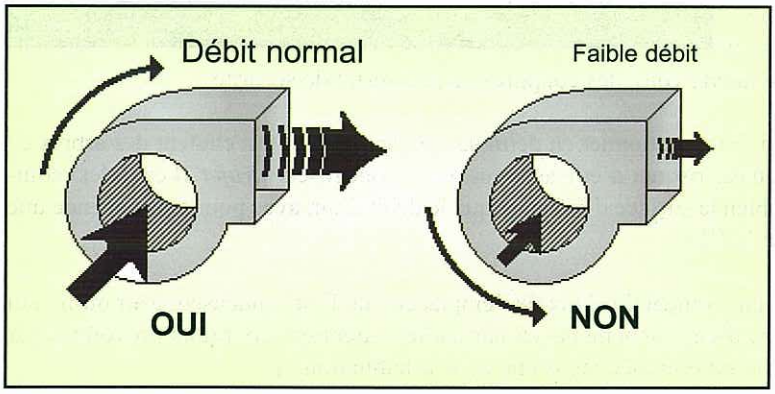
Par exemple, le sens de passage de l'air qui traverse le condenseur peut être imposé par le constructeur pour optimiser le sous refroidissement (en faisant passer d'abord l'air le plus frais sur le liquide qui se trouve dans la partie basse du condenseur) ou (et) pour améliorer le coefficient d'échange en faisant circuler le frigorigène et l'air à contre courant.



En conclusion, le sens de l'air recommandé par le constructeur du condenseur doit impérativement être respecté, sinon la puissance obtenue sera plus faible que prévue. Ce manque de puissance entraînera un $\Delta\theta$ total en fonctionnement beaucoup trop élevé ainsi que tous les symptômes de la panne du condenseur trop petit, surtout dès les premières chaleurs.

Si le condenseur est équipé d'un ventilateur hélicoïde tournant à l'envers, le sens de passage de l'air sur le condenseur est également inversé, ce qui donnera les symptômes qui viennent d'être décrits.

Le contrôle et la réparation sont alors relativement faciles car le sens de l'air avec un ventilateur hélicoïde ne dépend que du sens de rotation du moteur.



Par contre, si le condenseur est équipé d'un ventilateur de type centrifuge, **le sens de circulation de l'air ne dépend absolument pas du sens de rotation du moteur :** l'aspiration se fait toujours par le centre de la volute, quelque soit le sens de rotation.

En conséquence, le contrôle du sens de rotation devra être effectué visuellement et ne pourra pas se faire, comme avec un ventilateur hélicoïde, en se fiant uniquement au sens de l'air.

Si le sens de rotation d'un ventilo-condenseur centrifuge est inversé, le débit d'air brassé est très fortement réduit, ce qui entraîne la panne du condenseur trop petit par manque de débit d'air.

Enfin, il convient de signaler un phénomène qui peut arriver lorsqu'un condenseur équipé d'un ventilateur hélicoïde risque d'être exposé à des vents parfois violents (par exemple le mistral dans la vallée du Rhône...)...

Le condenseur étant à l'arrêt, il peut arriver que des rafales de vent entraînent les pales d'un ventilateur hélicoïde et les fassent tourner à grande vitesse *en sens inverse de leur sens normal de rotation.*

Si le moteur est mis sous tension alors que le ventilateur tourne rapidement en sens inverse, 2 cas peuvent se produire :

1) Si le moteur du ventilateur est du type triphasé.

Son sens de rotation est alors impérativement déterminé par le câblage de ses 3 phases sur le réseau électrique.

Dans ce cas, la rotation en sens inverse provoquée par le vent entraîne une augmentation du couple résistant du ventilateur au moment du démarrage. Cette augmentation est d'autant plus importante que la vitesse de rotation en sens inverse est élevée et la durée du démarrage s'en trouve augmentée d'autant.

La plupart du temps, le moteur triphasé parvient à freiner la rotation inverse puis à démarrer le ventilateur hélicoïde dans le bon sens sans avoir le temps, malgré la surintensité, de couper aux sécurités thermiques (notons cependant que la répétition de démarrages effectués dans ces conditions difficiles n'est sûrement pas faite pour améliorer la longévité du matériel).

2) Si le moteur du ventilateur est du type monophasé.

Le moteur possède alors généralement un faible couple de démarrage (surtout pour un ventilateur hélicoïde) et il risque au moment de la mise sous tension de continuer à tourner dans le sens dans lequel il est lancé, *c'est à dire dans le mauvais sens.*

Il est donc prudent, au moment du choix de l'emplacement d'un condenseur à air (principalement avec un ventilateur hélicoïde à moteur monophasé), de tenir compte des vents dominants de sorte à éviter ce type de problème *(les problèmes spécifiques aux moteurs monophasés sont étudiés page 339).*

En cas de risque, il est toujours préférable d'utiliser des moteurs triphasés (dont le sens de rotation est sûr) et des ventilateurs centrifuges (que le vent ne peut pas faire tourner hors tension à cause de leur couple résistant plus élevé).

La courroie du ventilateur patine ou est cassée.

Si la courroie patine, le ventilo-condenseur tourne à une vitesse plus faible que la normale ce qui occasionne un manque de débit d'air (à la limite, si la courroie était cassée, le moteur tournerait à vide, il n'y aurait plus du tout de débit d'air sur le condenseur et le pressostat de sécurité HP couperait alors le compresseur très rapidement).

Avant de retendre la courroie, le dépanneur devra vérifier son degré d'usure et éventuellement la remplacer.

Il devra également procéder à une inspection complète (contrôle des alignements, propreté, jeux mécaniques, graissage, serrage...) aussi bien sur le moteur d'entraînement que sur le ventilateur lui même.

Prévu pour une fréquence de 60 Hz, le moteur du ventilo-condenseur est alimenté en 50 Hz.

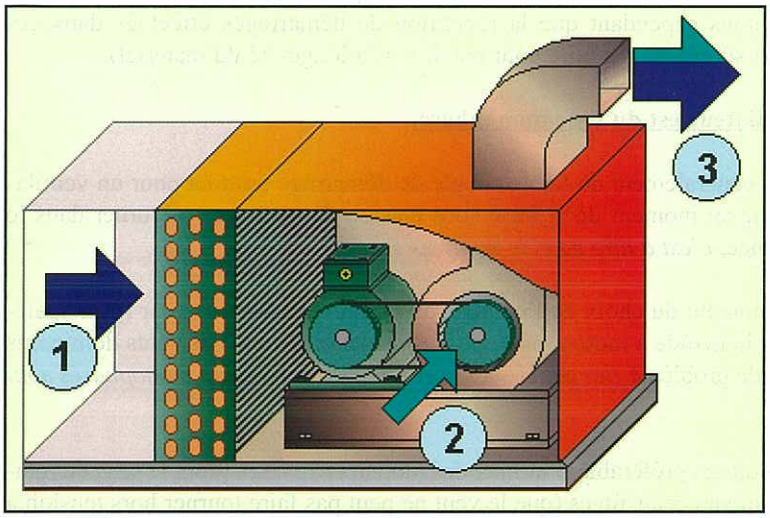
Rappelons une dernière fois que la vitesse de rotation d'un moteur électrique à courant alternatif dépend de la fréquence du courant d'alimentation.

Ainsi, un moteur d'origine US prévu pour tourner à 1720 tr/mn sous 60 Hz aura une vitesse de rotation réduite à environ 1440 tr/mn si on l'alimente en 50 Hz (soit une chute de 17 %).

La lecture de la plaque signalétique du moteur, dont les indications sont écrites en anglais et qui indiquera 60 cps (cycle per second) au lieu de 50 Hz, devrait alors permettre au dépanneur de comprendre rapidement l'origine du manque de débit d'air sur le condenseur.

Il y a une prise d'air entre le condenseur et le ventilateur.

Étant entendu que cette panne peut arriver avec n'importe quel type de ventilateur (hélicoïde ou centrifuge, aspirant ou soufflant), nous prendrons comme exemple un ventilateur centrifuge aspirant sur le condenseur.



En fonctionnement normal, la totalité de l'air qui sort du soufflage du ventilateur ***(point 3)*** est auparavant passée sur le condenseur ***(point 1)***.

Si une prise d'air existe entre ces 2 éléments (panneau mal fermé, joint d'étanchéité arraché...), une certaine quantité d'air est alors aspirée directement par le ventilateur ***(point 2)*** sans passer sur le condenseur.

Notons que le débit d'air mesuré au soufflage ***(point 3)*** peut sembler faussement normal puisque dans tous les cas il est égal au débit en 1 *(qui passe réellement sur le condenseur)* plus le débit en 2 *(débit de fuite)*.

Selon l'importance de ce débit de fuite, la réduction du débit d'air qui ventile effectivement le condenseur peut devenir suffisante pour provoquer une élévation anormale de la HP accompagnée de tous les symptômes de la panne du condenseur trop petit.

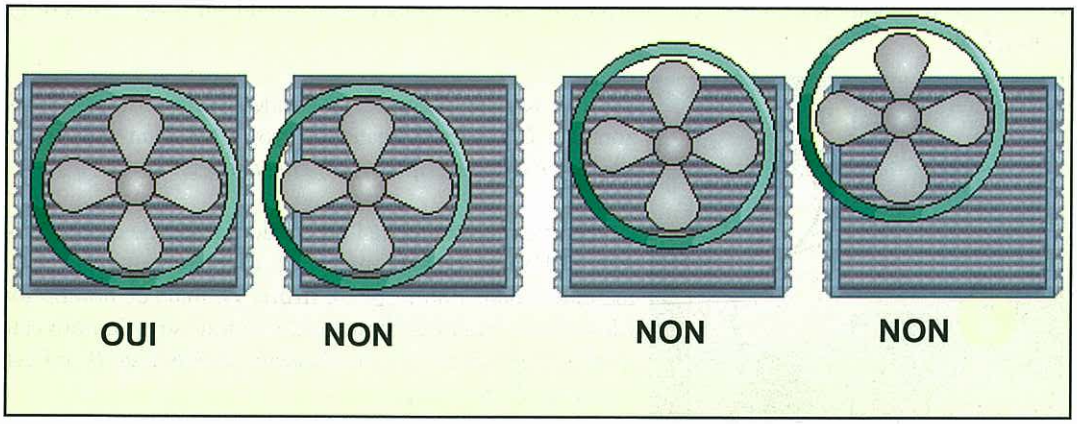
La turbine ou l'hélice du ventilateur patine sur son arbre.

Ce type de problème risque surtout d'arriver sur des petits ventilateurs, lorsque la fixation de l'hélice est réalisée par une simple vis de serrage.

Un rapide contrôle visuel permet de vérifier rapidement l'hypothèse, d'autant plus que l'alerte est alors souvent donnée par les bruits anormaux provoqués par l'hélice du ventilateur qui se "balade" sur l'arbre du moteur.

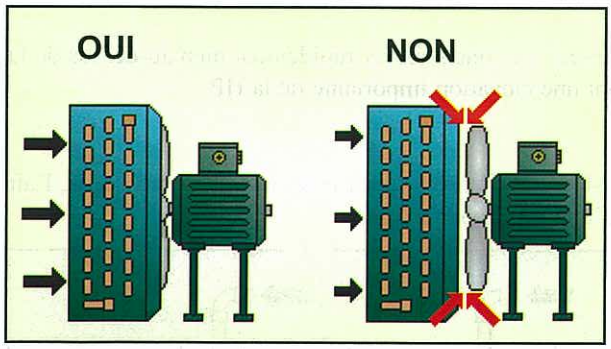
L'hélice est mal positionnée par rapport au condenseur.

Quand la circulation de l'air est assurée par un ventilateur de type hélicoïde, la position exacte de l'hélice par rapport au condenseur doit être rigoureusement respectée de sorte à conserver le débit d'air et les performances d'origine du ventilateur.



A la suite d'une intervention, si l'hélice est remontée en étant désaxée par rapport au condenseur (aussi bien horizontalement que verticalement), une partie importante de la surface d'échange risque de ne plus être ventilée suffisamment par le flux d'air ***(par exemple, attention en utilisant une courroie trop longue ou trop courte)***.

Cette réduction de la surface d'échange réelle du condenseur peut alors provoquer un manque de puissance ne permettant plus d'assurer une condensation normale.



Un autre problème peut arriver lorsque l'hélice est entourée d'une calandre destinée à guider les filets d'air de façon à optimiser le rendement du ventilateur et donc son débit.

A la suite d'une intervention, si l'hélice n'est pas remontée en respectant rigoureusement l'emplacement initial par rapport à la calandre, une partie importante de l'air aspiré par le ventilateur risque de ne plus passer sur le condenseur.

Ce mauvais montage de l'hélice peut aussi provoquer un important manque de débit d'air sur le condenseur, et donc être à l'origine d'une montée intempestive de la HP.

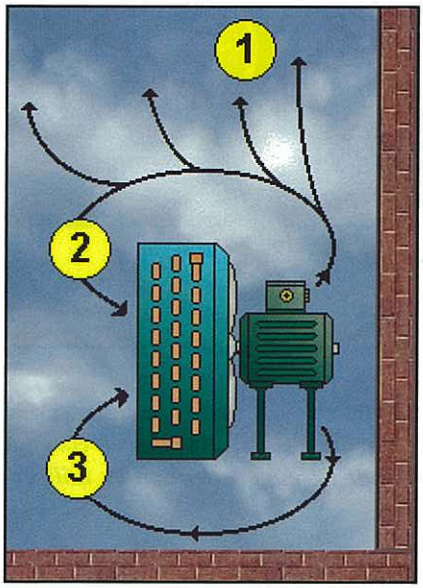
Nous en tirerons la conclusion qu'au fur et à mesure du démontage d'un matériel, surtout lorsqu'il ne le connaît pas bien, le dépanneur *devrait toujours* prendre des points de repère très précis, (et ne jamais hésiter à les noter et à faire des schémas).

Cette précaution élémentaire permettrait souvent d'éviter bien des ennuis au moment du remontage, quelque soit le type de matériel.

Il y a un recyclage d'air chaud sur le condenseur.

Ce problème a déjà été évoqué au début de ce chapitre à propos d'un condenseur à air placé sous un arbre dont le feuillage provoquait un recyclage d'air chaud.

Il existe de très nombreux autres exemples de recyclage parasite d'air chaud sur l'aspiration d'un ventilateur.



Dans l'exemple ci-contre, un condenseur à soufflage horizontal a été installé beaucoup trop près d'un mur, *sans respecter les prescriptions du constructeur.*

Une partie importante de l'air chaud qui sort de ce condenseur s'élève le long du mur et est évacuée tout à fait normalement dans l'atmosphère ***(trajet 1)***, mais de nombreux filets d'air chaud ricochant contre le mur sont de nouveau aspirés vers l'entrée du condenseur ***(trajets 2 et 3)*** qui est en légère dépression.

Cet air chaud étant ré-aspiré par le ventilateur, la température moyenne de l'air arrivant à l'entrée du condenseur est artificiellement augmentée.

L'air étant plus chaud à l'entrée, il est obligatoirement plus chaud à la sortie (de la valeur du $\Delta\theta$ sur l'air).

Mais une partie de cet air qui sort plus chaud est de nouveau recyclée sur l'entrée dont il élève la température (et ainsi de suite...)

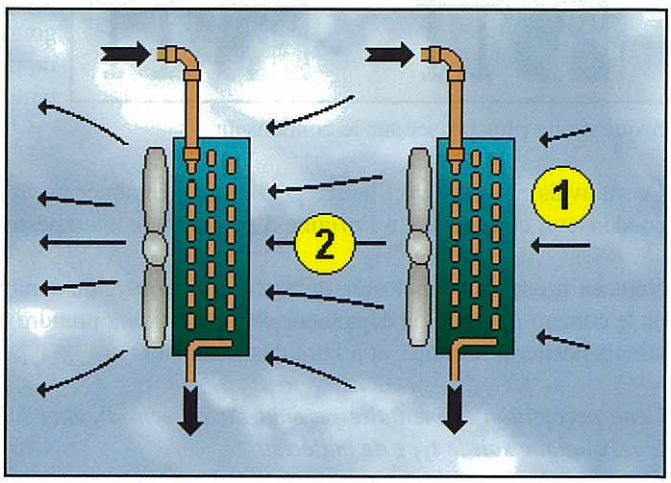
La température de l'air à l'entrée du condenseur va donc s'élever rapidement bien au-dessus de la température extérieure réelle, en provoquant une élévation importante de la HP.

Un autre problème peut arriver lorsque plusieurs condenseurs à air étant installés côte à côte, l'air chaud refoulé par l'un d'entre eux risque d'être aspiré par un autre.

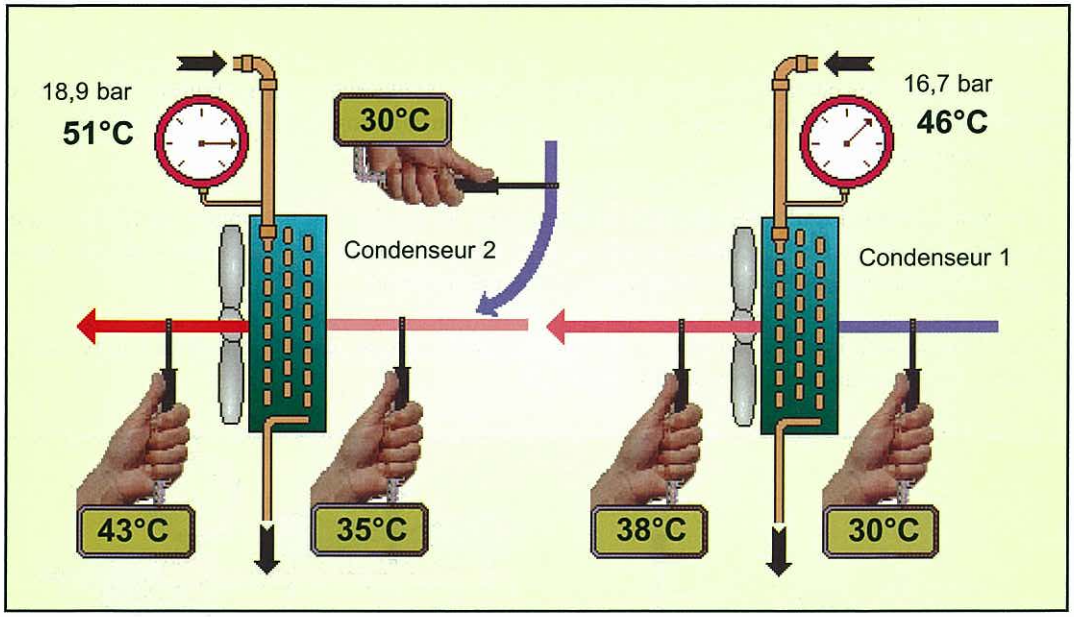
Ainsi, dans l'exemple ci-contre, le condenseur N°1 aspire de l'air ***(repère 1)*** à une température normale qui permet d'assurer une HP tout à fait correcte.

Par contre, le condenseur N° 2, installé trop près, aspire une partie de l'air chaud que le condenseur N°1 refoule ***(repère 2)***...

Essayons de bien préciser la situation...



Prenons l'exemple de 2 condenseurs identiques qui travaillent chacun avec un **Δθ** sur l'air de 8°C et un **Δθ** total de 16°C, et qui sont si mal installés qu'une grosse partie de l'air chaud soufflé par le condenseur N° 1 est aspirée par le condenseur N° 2.



La température de l'air à l'entrée du condenseur N° 1 étant de 30°C, l'air sort de ce condenseur à 30 + 8 = 38°C et la température de condensation obtenue sera de 30 + 16 = 46°C (soit une HP de 16,7 bar avec du R22, 20 bar avec du R404A et 27 bar avec du R410A).

Imaginons qu'une partie de l'air à 38°C sortant du condenseur N° 1 se mélange avec l'air extérieur à 30°C pour donner une température moyenne de 35°C sur l'entrée du condenseur N° 2.

La température de l'air sortant de ce condenseur sera donc de 35 + 8 = 43°C et la température de condensation obtenue sera de 35 + 16 = 51°C (soit une HP de 18,9 bar avec du R22 au lieu des 16,7 bar prévus).

Constatant sur le circuit N° 2 une HP anormalement élevée avec un sous refroidissement plutôt médiocre, un bon dépanneur va rapidement diagnostiquer la panne du condenseur trop petit.

La température extérieure étant de 30°C, s'il mesure 43°C à la sortie du condenseur N° 2 sans s'apercevoir qu'il y a un problème de recyclage, il risque de conclure **à tort**, le **Δθ** sur l'air étant en apparence très grand (13°C), qu'il y a un manque important de débit d'air.

Il convient donc d'être très prudent car une température anormalement élevée à l'entrée d'un condenseur, quelle qu'en soit la raison, peut également provoquer les symptômes d'un condenseur trop petit.

Notons que pour condenser à 46°C avec de l'air à 35°C à l'entrée du condenseur N° 2, il faudrait que le **Δθ** total soit seulement de 11°C, ce qui nécessiterait un débit d'air beaucoup plus élevé ainsi qu'une importante augmentation de la surface d'échange (c'est à dire un condenseur beaucoup plus gros).

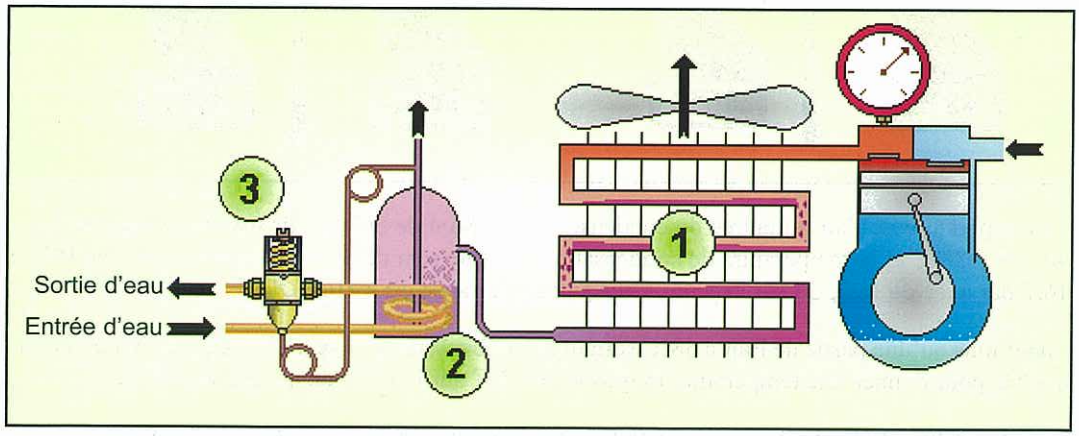
Le condenseur d'appoint est mal réglé ou n'est pas en service.

L'eau devenant de plus en plus chère et l'air atmosphérique étant jusqu'à présent gratuit, l'utilisation des condenseurs à eau à tendance à reculer au profit des condenseurs à air, même sur les installations de forte puissance.

Sans entrer dans les détails, disons que la sélection d'un condenseur à air se fait de sorte qu'aux températures extérieures usuelles en été dans la région d'installation, la HP obtenue reste dans des limites raisonnables.

Cependant, certains installateurs hésitent à sélectionner un condenseur à air pour une température extérieure élevée *(qui ne régnera souvent que quelques heures par an),* sachant que ce gros condenseur sera *très largement surpuissant* le restant de l'année.

Une technique parfois utilisée consiste à monter 2 condenseurs en série, l'un à air et l'autre à eau, comme sur le schéma de principe ci-dessous.



La majeure partie de l'année, le condenseur à air ***(repère 1)*** permet d'assurer à lui tout seul une HP tout à fait normale.

Pendant ce temps, le condenseur à eau ***(repère 2)*** *sert uniquement de bouteille liquide* car la circulation de l'eau est interrompue par la vanne à eau pressostatique ***(repère 3)*** qui reste fermée (le fonctionnement de la vanne est expliqué *page 471*).

En plein été, pendant les quelques heures où la température extérieure devient trop importante, le condenseur à air manque de puissance ce qui provoque une augmentation de la HP.

La vanne à eau pressostatique, réglée pour limiter la montée de la haute pression à une valeur maximum, s'ouvre alors progressivement afin de limiter la montée de la pression à une valeur raisonnable (voir : réglage de la vanne à eau, *page 472*).

Ce système présente donc l'avantage, pendant la majorité des temps de fonctionnement de l'installation, de nécessiter un condenseur à air plus petit et donc plus facilement régulable quand la température extérieure diminue...

Ainsi, par des températures extérieures exceptionnellement élevées, le condenseur à eau se met en service automatiquement (par le simple réglage adéquat de la vanne pressostatique) et permet, par l'appoint de puissance qu'il procure, de conserver une HP raisonnable et même d'optimiser le sous refroidissement au moment où les besoins en froid sont les plus importants.

Si le condenseur d'appoint ne peut pas fournir sa puissance nominale (vanne pressostatique réglée trop haut, prise de pression de la vanne pressostatique isolée ou mal raccordée, robinet d'arrêt fermé sur le circuit d'eau, manque de débit d'eau, condenseur à eau entartré...), une installation de ce type donnera alors tous les symptômes de la panne du condenseur trop petit.

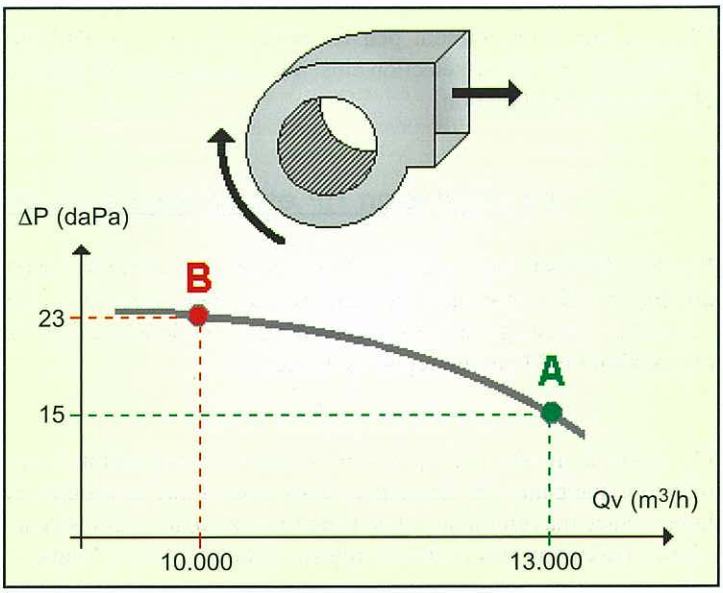
Attention : Une consommation excessive d'eau pourrait être provoquée soit par un réglage de la vanne à eau pressostatique à une valeur trop faible, soit (même si la vanne à eau est bien réglée) par une montée anormale de la HP consécutive à une autre panne (problème sur le ventilateur du condenseur, excès de charge, excès d'incondensables...)

Notez que sur un condenseur à eau, l'entrée d'eau se fait toujours par le bas du condenseur. De cette manière, l'eau la plus froide est d'abord en contact avec le liquide qui de trouve dans le bas du condenseur, ce qui permet d'optimiser au maximum le sous refroidissement du liquide (voir page 473).

La perte de charge du circuit aéraulique du condenseur est trop importante.

Quand un condenseur à air est situé à l'intérieur d'un bâtiment, un circuit aéraulique est parfois utilisé pour aspirer de l'air à l'extérieur ou encore pour évacuer au-dehors la chaleur de condensation.

Dans ce cas, le réseau aéraulique présente une perte de charge parfois élevée (long réseau de gaine, pièges à son, volets ou registres...) qui nécessite l'utilisation d'un ventilateur centrifuge (les ventilateurs hélicoïdes sont moins utilisés car ils sont en général moins performants pour vaincre des pertes de charge importantes).



Sur la courbe du ventilateur centrifuge ci-contre, prenons l'exemple du réseau aéraulique d'un condenseur à air dont la perte de charge a été estimée à l'origine à 15 daPa pour un débit d'air nécessaire de 13.000 m3/h ***(point A)***.

Quelle qu'en soit la raison, si la perte de charge réelle est plus élevée que celle prévue et atteint 23 daPa par exemple, le débit va chuter à 10.000 m3/h ***(point B)*** en donnant les symptômes d'un condenseur trop petit par manque de débit d'air.

Si le ventilateur est équipé d'une poulie variable permettant de régler le débit d'air, le dépannage peut se faire rapidement, sinon la panne peut être très délicate à solutionner *(une situation semblable a été analysée en détail dans le chapitre "Évaporateur trop petit : aspect pratique", page 116).*

De nombreuses ailettes du condenseur sont très écrasées.

Si de nombreuses ailettes sont écrasées la circulation de l'air se fait beaucoup moins bien, ce qui entraîne une réduction du débit d'air et donc une baisse de la puissance du condenseur.

De plus, l'écrasement des ailettes réduit la surface d'échange du condenseur, ce qui renforce la chute de sa puissance calorifique. Le cumul de ces 2 phénomènes a pour conséquence l'apparition de tous les symptômes généraux de la panne du condenseur trop petit.

Le dépanneur doit alors contrôler *visuellement* l'état des ailettes (aussi bien devant que derrière la batterie) et éventuellement repeigner soigneusement les parties écrasées à l'aide d'un peigne correspondant bien au pas (écartement) exact des ailettes.

Attention car les ailettes sont la plupart du temps coupantes comme des lames de rasoir.

Le condenseur a été mal sélectionné et sa puissance est trop faible.

Cette panne, heureusement peu fréquente, est toujours délicate à diagnostiquer et nécessite le contrôle des calculs de sélection ainsi que l'analyse des tables de puissance détaillées des différents éléments de l'installation.

La régulation HP est en panne ou est mal réglée.

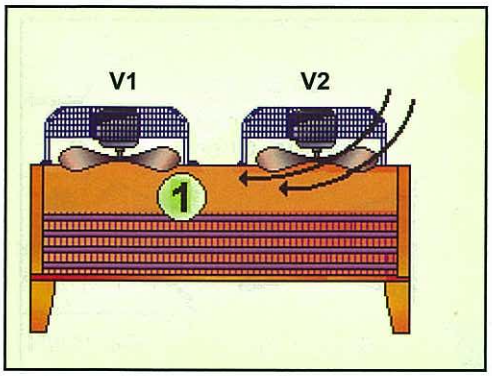
Il existe de très nombreuses techniques pour réguler la HP sur une installation à condensation par air, *soit* en agissant sur le fluide frigorigène *(voir : Régulation par vanne HP, analyse des pannes, page 241) soit* en agissant sur le débit d'air (que l'action se fasse directement sur le(s) ventilateur(s) ou par l'intermédiaire de registres de réglage)

De façon à mettre à coup sûr le système de régulation hors de cause, le dépanneur devant résoudre une panne HP devra toujours s'assurer que le système de régulation utilisé demande bien la puissance maximum du condenseur (par exemple, tous les ventilateurs doivent fonctionner à leur vitesse maximum, les éventuels registres étant ouverts à fond).

Il devra également contrôler que la température d'entrée d'air sur le condenseur est normale (nous avons vu dans ce chapitre, page 184, qu'une température d'entrée d'air anormalement élevée provoque aussi les symptômes d'un condenseur trop petit).

L'un des ventilateurs du condenseur ne fonctionne plus.

Lorsque la puissance du condenseur augmente ses dimensions augmentent également. Il devient alors souvent nécessaire d'utiliser plusieurs ventilateurs afin d'obtenir un débit d'air satisfaisant.



Dans l'exemple ci-contre, le condenseur est équipé de 2 ventilateurs hélicoïdes **V1** et **V2** *qui doivent fonctionner en même temps lorsque la température extérieure est élevée.*

A ce moment, si le ventilateur **V2** par exemple tombe en panne (coupure d'un enroulement, mauvais contact électrique, coupure par une sécurité...) alors que **V1** fonctionne normalement, il se produit une importante réduction du débit d'air qui balaye effectivement la surface d'échange du condenseur.

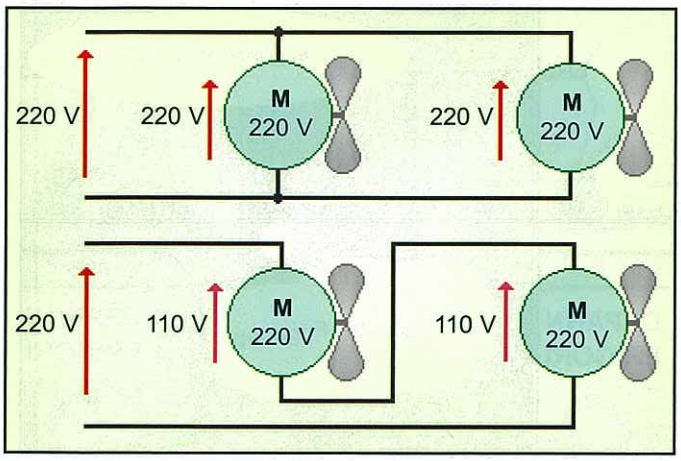
Notons que la zone d'aspiration du ventilateur **V1** étant en légère dépression ***(repère 1)***, une importante quantité d'air peut alors passer par les pales du ventilateur **V2** à l'arrêt *au lieu* de traverser normalement la batterie du condenseur.

Ce débit de fuite est loin d'être négligeable puisqu'il peut même provoquer la rotation de V2 en sens inverse de son sens de rotation normal.

Un dépanneur inexpérimenté qui se fierait trop rapidement à un simple contrôle visuel des ventilateurs (au lieu de mesurer les intensités absorbées) pourrait avoir l'illusion que **V2** fonctionne tout à fait normalement.

Cette panne peut donc entraîner une réduction du débit d'air suffisamment importante pour provoquer tous les symptômes généraux de la panne du condenseur trop petit.

Les 2 ventilateurs sont branchés en série.

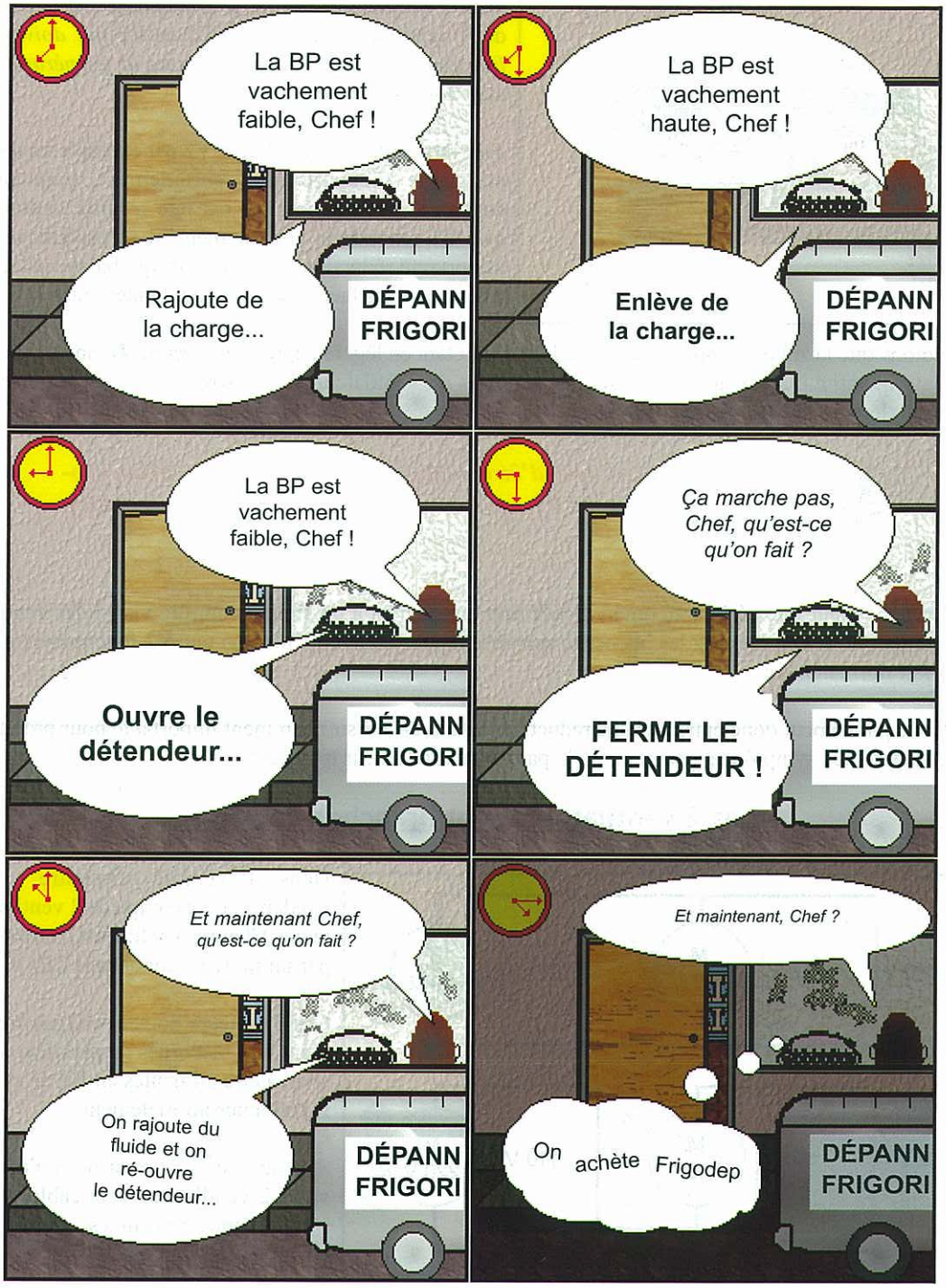


Dans l'exemple ci-contre, le condenseur est équipé de 2 ventilateurs. Chaque ventilo est entraîné par un moteur monophasé 220 V.

Ces 2 moteurs doivent obligatoirement être raccordés en parallèle de sorte à être alimentés en 220 V et à fonctionner normalement.

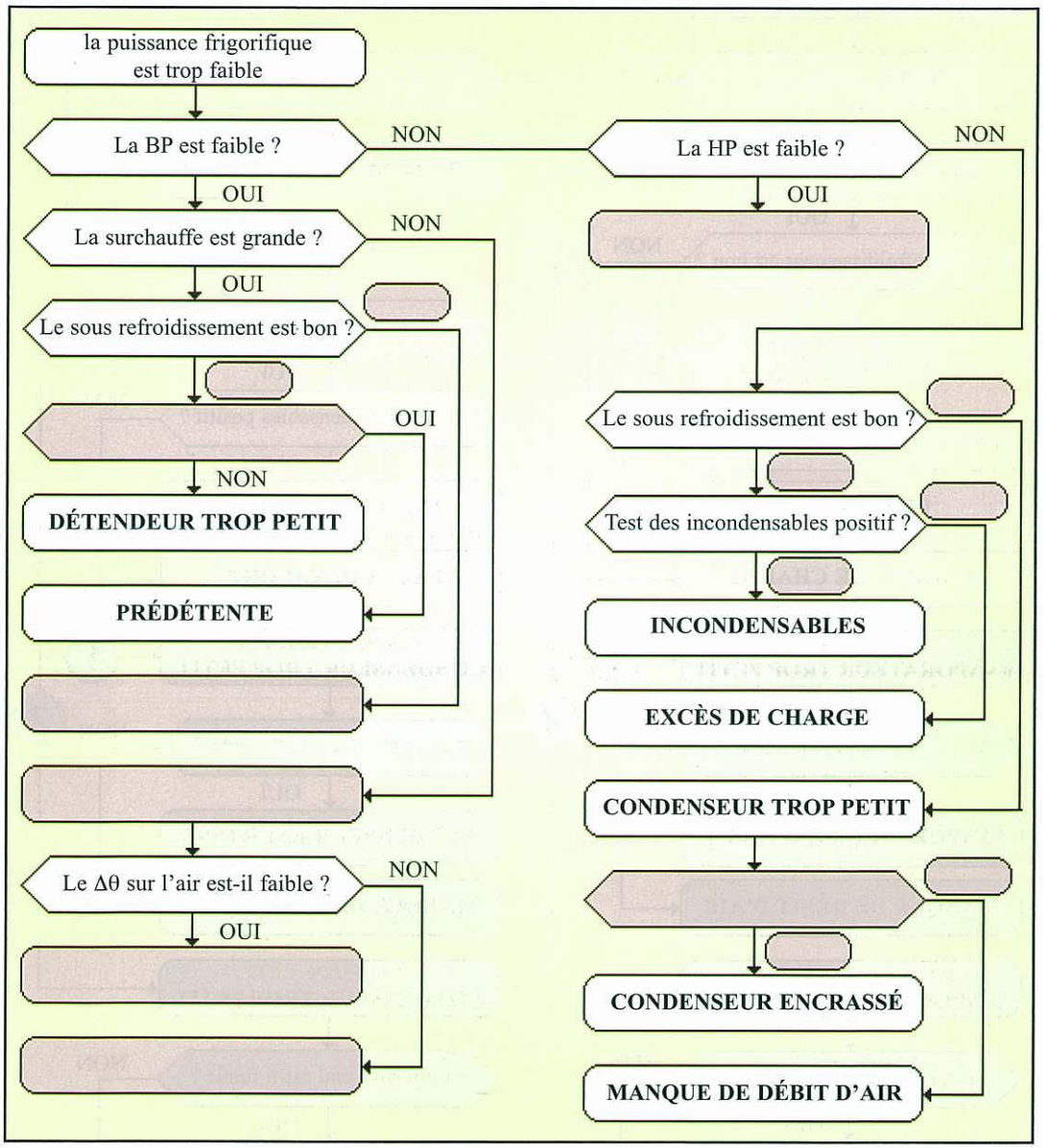
A la suite d'une erreur de câblage, si les 2 ventilateurs sont câblés en série, chaque moteur est alimenté en 110 V (au lieu de 220 V).

Cette réduction de la tension d'alimentation provoque une très forte diminution de la vitesse de rotation du ventilateur et donc une réduction importante du débit d'air, en entraînant tous les symptômes de la panne du condenseur trop petit.



PANNES PRINCIPALES : EXERCICE

Dans l'organigramme ci-dessous, complétez toutes les zones colorées en rose de façon à retrouver la démarche logique permettant de diagnostiquer les pannes principales que nous venons d'étudier (refroidisseur d'air et condenseur à air).



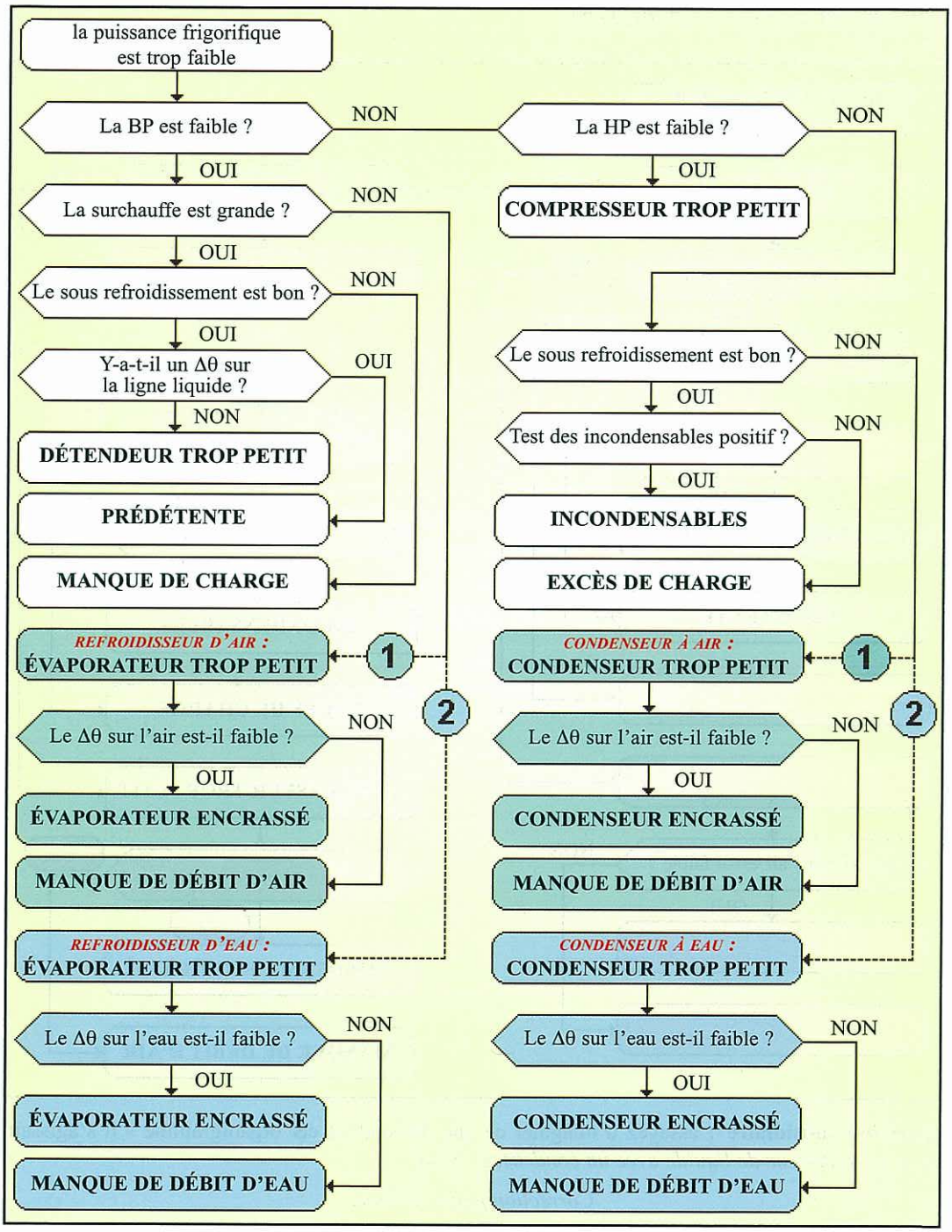
Question subsidiaire : essayez d'imaginer ce que deviendrait cet organigramme s'il s'agissait d'un *refroidisseur de liquide avec un condenseur à eau.*

Correction page suivante.

Correction de l'exercice

Pour l'évaporateur trop petit : suivez le chemin ① s'il s'agit d'un évaporateur à détente directe et le chemin ② s'il s'agit d'un refroidisseur de liquide.

Pour le condenseur trop petit : suivez le chemin ① s'il s'agit d'un condenseur à air et le chemin ② s'il s'agit d'un condenseur à eau.

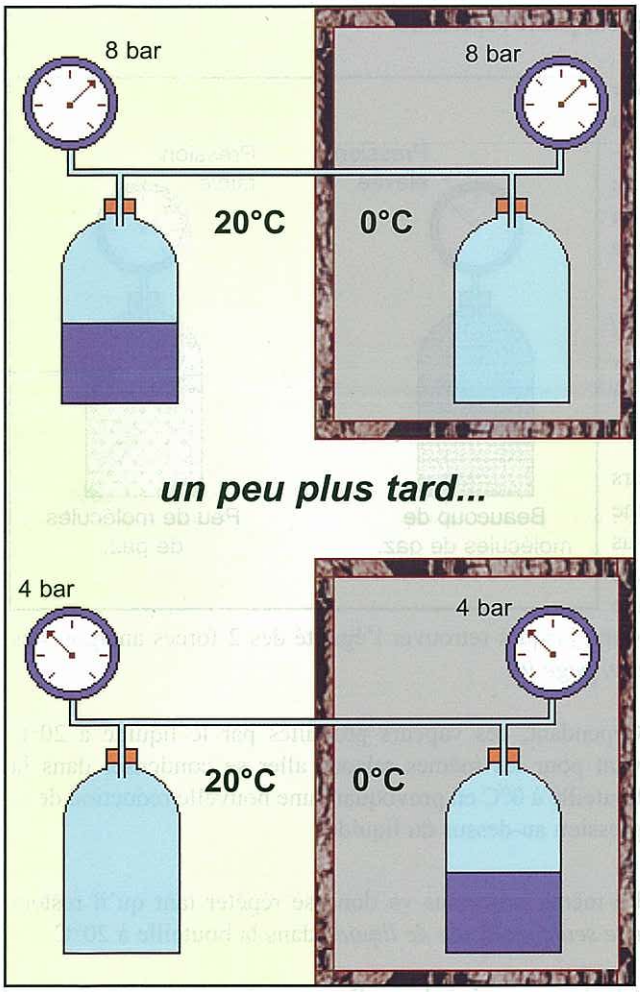


PROBLÉME DES MIGRATIONS DE FLUIDE FRIGORIGÈNE

Nous avons déjà tous constaté le phénomène de condensation de la vapeur d'eau sur l'extérieur d'un verre d'eau fraîche, ou encore la buée qui se dépose à l'intérieur du pare-brise d'une voiture par temps froid (vous trouverez une explication sur la température de rosée page 502).

Ce phénomène de condensation en présence d'une paroi froide, est à l'origine de nombreux problèmes rencontrés sur les installations frigorifiques, aussi allons-nous l'expliciter.

A) Expérience de la paroi froide de Watt :



On place une bouteille de fluide frigorigène vide dans une chambre froide maintenue par exemple à 0°C.

Ensuite, on raccorde sur cette première bouteille un second récipient placé à l'extérieur de la chambre et contenant du R22 liquide (par exemple) dont la température est de 20°C.

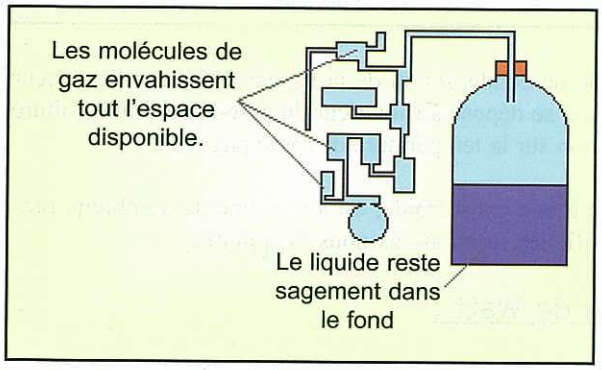
Les 2 bouteilles étant raccordées par leur partie supérieure, *tout écoulement de liquide par gravité est impossible.*

Les manomètres installés sur chaque bouteille indiquent une pression de 8 bar, conformément à la relation pression/température des vapeurs saturantes du R22 à 20°C.

Au bout d'un certain temps, qui dépend principalement de la quantité de liquide, de l'écart de température et du diamètre de la liaison entre les 2 bouteilles, ***on constate que tout le liquide a migré dans la bouteille froide et que les 2 manomètres indiquent la même pression de 4 bar, correspondant à la relation pression/température du R22 pour une température de 0°C !***

Que s'est-il donc passé ? *(Vous pouvez essayer de trouver une explication avant de tourner la page...)*

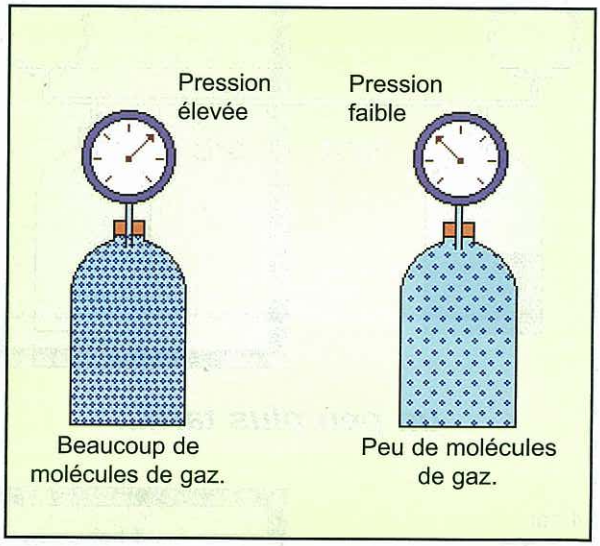
Explication du phénomène : Tout d'abord, il faut savoir que les liquides ont une structure moléculaire très disciplinée, les molécules de liquide glissant sagement les unes contre les autres, en restant *dans le fond du récipient* qui les contient.



A l'inverse, les molécules de gaz sont en perpétuel mouvement et envahissent *tout l'espace disponible*. Elles s'entrechoquent et rebondissent sans cesse dans tous les sens de façon extrêmement désordonnée, leurs trajectoires n'étant limitées que par les parois du récipient qui les contient.

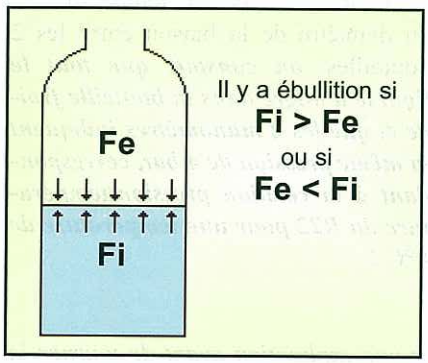
C'est pourquoi, dans l'expérience de Watt que nous venons de décrire, des molécules de gaz R22 passent *sans aucune difficulté* du récipient à 20°C dans celui à 0°C, bien que ces 2 récipients soient raccordés par leur partie supérieure.

A ce moment, au même titre que de la buée apparaît sur le pare-brise d'une voiture en hiver, les molécules de gaz à 20°C qui arrivent de la bouteille chaude se désurchauffent puis se condensent au contact de la bouteille froide, *et du liquide à 0°C apparaît bientôt dans celle-ci.*



Mais puisque des vapeurs se condensent, *il en reste obligatoirement beaucoup moins* dans l'espace libre au-dessus du liquide à 20°C.

En conséquence, la pression des vapeurs restantes diminue ce qui provoque une réduction de la force externe Fe au-dessus de ce liquide à 20°C. L'équilibre des forces Fe et Fi étant rompu, une partie du liquide à 20°C se vaporise en générant des vapeurs, jusqu'à retrouver l'égalité des 2 forces antagonistes *(voir aussi : relation Pression/température, page 9)*.



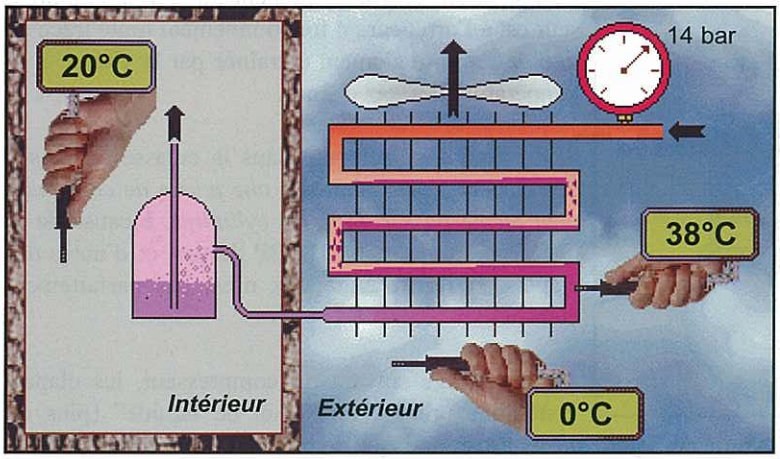
Cependant, ces vapeurs produites par le liquide à 20°C vont pour les mêmes raisons aller se condenser dans la bouteille à 0°C en provoquant une nouvelle réduction de la pression au-dessus du liquide.

Le même processus va donc se répéter tant qu'il restera *une seule molécule de liquide* dans la bouteille à 20°C.

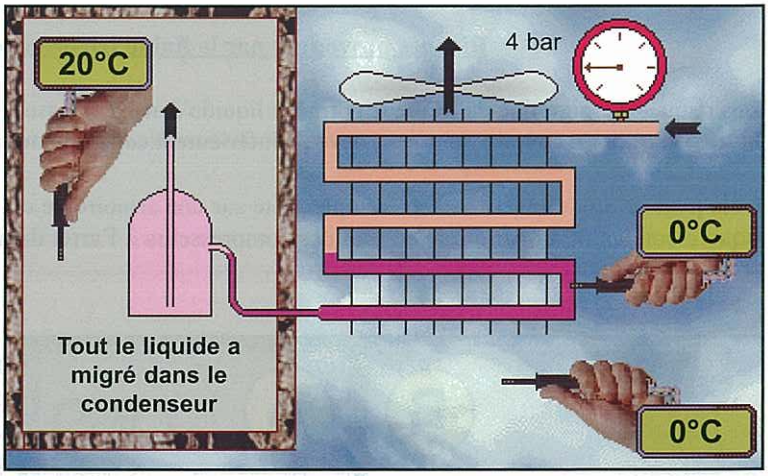
C'est pourquoi au bout d'un certain temps, on retrouve l'intégralité du liquide dans la bouteille froide à une pression correspondant à la relation pression/température du fluide liquide (dans l'exemple 4 bar et 0°C pour le R22).

B) Problème des migrations de liquide dans le condenseur :

Ce phénomène, provoqué par le principe de la paroi froide de Watt, peut se produire dans tous les cas où un condenseur (placé *à l'extérieur* d'un bâtiment) risque de se trouver à une température inférieure à celle de la bouteille liquide (placée *à l'intérieur* du bâtiment) surtout lorsque l'installation frigorifique doit fonctionner même par des faibles températures extérieures (par exemple climatiseurs de salles informatiques ou chambres froides).



Au moment où le thermostat de régulation coupe le compresseur, le fluide frigorigène liquide qui se trouve dans le condenseur et dans la bouteille est à une température correspondant (au sous refroidissement près) à la pression de condensation de l'installation (par exemple 38°C et 14 bar avec du R22).



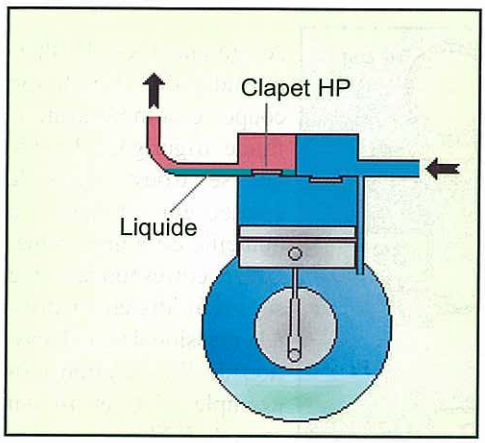
Le compresseur étant à l'arrêt, il n'y a plus de chaleur qui arrive au condenseur et la température du liquide va donc redescendre et s'équilibrer avec la température environnante, soit 20°C dans la bouteille et 0°C dans le condenseur. A partir de ce moment, en vertu du principe de la paroi froide de Watt, le liquide à 20°C contenu dans la bouteille va commencer à migrer dans le condenseur dont la température est de 0°C (avec du R22, la pression indiquée par le manomètre HP va donc descendre lentement de 14 bar vers 4 bar).

Mais, quand le thermostat de régulation voudra redémarrer l'installation, que va-t-il se passer ? Attendu d'une part que *la bouteille liquide ne contiendra plus de liquide* et d'autre part *que la HP sera très faible,* le détendeur et l'évaporateur ne pourront absolument pas être alimentés correctement et le compresseur coupera très rapidement au pressostat de sécurité BP.

En conséquence, si le condenseur risque à un moment quelconque d'être plus froid que la bouteille, il est absolument nécessaire de prévoir l'installation d'un clapet de retenue entre la sortie du condenseur et la bouteille, de sorte à interdire radicalement toute possibilité de migration du fluide de la bouteille vers le condenseur.

C) Problème des migrations de liquide dans la culasse de refoulement du compresseur pendant les arrêts :

Tout d'abord, il convient de bien comprendre la situation lorsqu'une accumulation de liquide (fluide frigorigène ou huile) se produit, *quelle qu'en soit la raison*, dans la culasse de refoulement.



Ce risque existe principalement lorsque le compresseur est à l'arrêt car en fonctionnement toute trace de liquide est normalement entraînée par la vitesse et la température des gaz chauds.

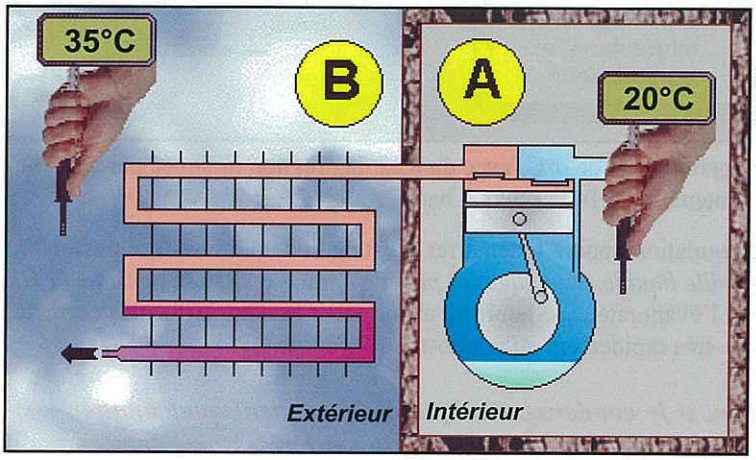
Si du liquide s'accumule dans la culasse au-dessus des clapets de refoulement, *une partie de ce liquide peut même passer dans les cylindres*, à cause de la différence de pression HP/BP de part et d'autre des clapets, si l'un d'entre eux n'est pas parfaitement étanche.

Au démarrage suivant du compresseur, les clapets vont donc prendre un "coup de liquide" (plus ou moins important selon la quantité de liquide présente), et le risque de bris ou de détérioration n'est absolument pas négligeable.

Risques provoqués par le fluide frigorigène :

Les risques de migration de fluide frigorigène liquide dans la culasse HP existent à chaque fois que la température du compresseur peut devenir inférieure à celle du condenseur.

Cela peut se produire par exemple en plein été sur une armoire de climatisation de salle informatique à condensation par air, avec l'un des compresseurs à l'arrêt depuis longtemps, quelle qu'en soit la raison.



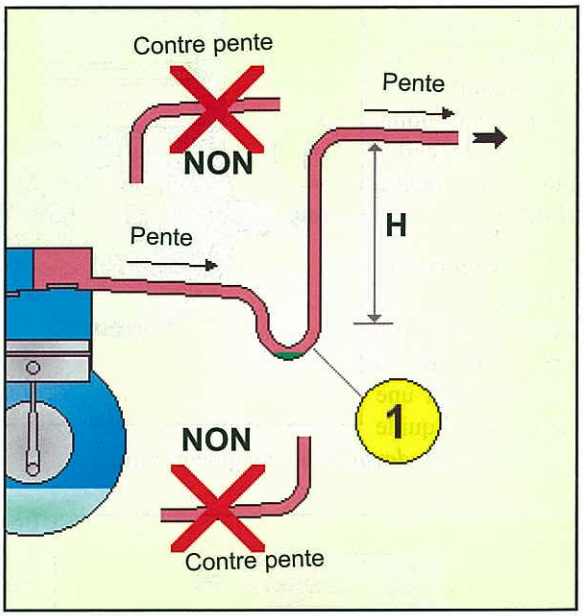
Le liquide peut alors migrer dans la culasse ***(de B vers A)*** en vertu du principe de la paroi froide de Watt.

Si le risque existe de façon importante, il convient d'installer soit un clapet de retenue entre le compresseur et le condenseur (le plus loin possible du compresseur pour limiter les battements de ce clapet dus aux pulsations des pistons), soit un piège à liquide (par exemple une simple lyre bien dimensionnée) sur la ligne de refoulement, à proximité immédiate du compresseur.

Notons qu'une résistance de carter ne peut pas vraiment empêcher cette migration *dans les culasses de refoulement*, puisqu'elle réchauffe uniquement le bas du carter dans lequel se trouve l'huile, et en aucun cas les culasses.

Risques provoqués par l'huile :

À cause de la très grande affinité de l'huile pour les fluides frigorigènes classiques, *chaque mètre de tuyauterie* contient en fonctionnement normal une certaine quantité d'huile en mouvement qui retombe par gravité dès que le compresseur s'arrête.



Sur un tube vertical, la quantité d'huile qui retombe à l'arrêt du compresseur est donc d'autant plus importante que le dénivelé est grand.

Lorsque le condenseur est situé au-dessus du compresseur avec un dénivelé (cote H) supérieur à 3 mètres, l'expérience a montré que la quantité d'huile qui peut retomber à l'arrêt dans la culasse de refoulement risque d'être suffisamment importante pour provoquer un "coup d'huile" dont les effets destructeurs sur les clapets sont analogues à ceux d'un classique coup de liquide, dès le redémarrage du compresseur.

Ce risque est encore aggravé si du fluide frigorigène se condense dans le tube de refoulement pendant l'arrêt du compresseur et retombe dans la culasse.

Aussi, pour empêcher un éventuel retour de liquide (fluide ou huile) vers le compresseur à l'arrêt, il faut installer un piège à huile (repère 1) en bas de la colonne montante dès que le dénivelé dépasse 3 mètres, et bien respecter les pentes (au minimum 12 mm/m).

D) Problème des migrations de fluide frigorigène liquide dans le carter du compresseur pendant les arrêts :

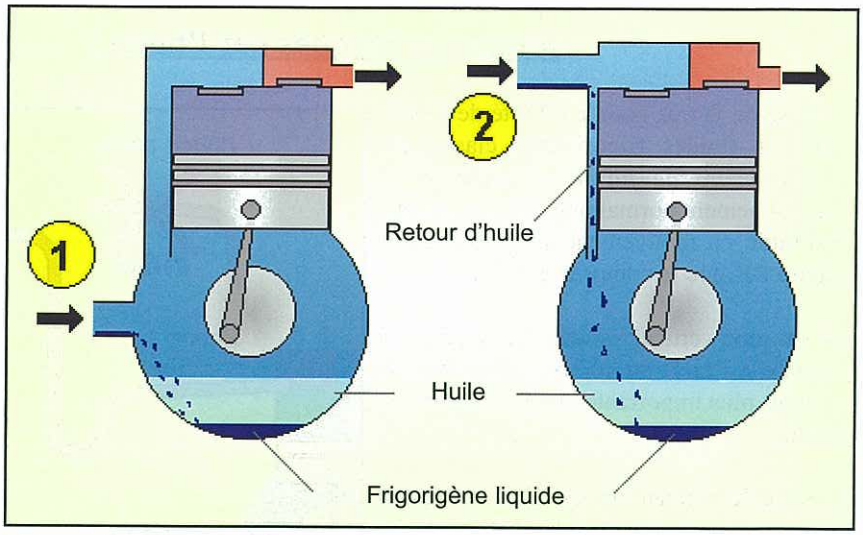
Ce problème est à l'origine de très nombreuses avaries. Il convient donc de bien comprendre les risques mécaniques qu'une accumulation de fluide frigorigène liquide dans le carter fait peser sur le compresseur, quelles que soient les raisons de la présence de ce liquide.

Tout d'abord, du fait de sa très forte affinité pour le fluide frigorigène, l'huile a tendance à se diluer excessivement pendant les arrêts.

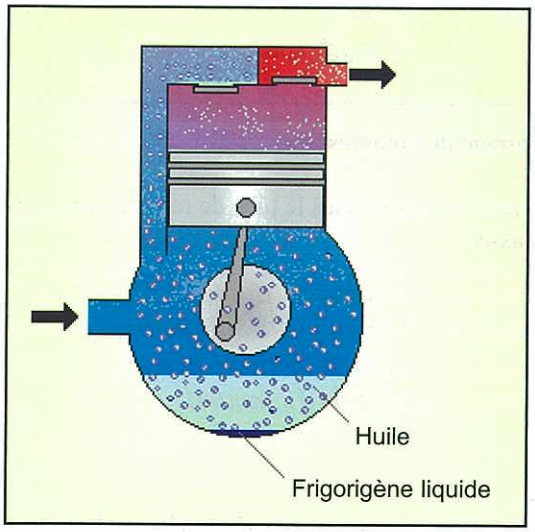
Notons que cette dilution fait perdre à l'huile une bonne partie de ses qualités de lubrification car les fluides frigorigènes usuels sont en général d'excellents dégraissants.

De plus, si la quantité de liquide frigorigène à l'intérieur du carter est trop importante, le mélange huile/frigorigène peut se saturer en provoquant la séparation des 2 fluides.

Que le compresseur possède une aspiration par le carter ***(repère 1)*** ou par les culasses ***(repère 2)***, une accumulation de frigorigène liquide dans le carter aura le même résultat :



Le frigorigène liquide étant plus dense que l'huile, on retrouvera dans le carter une nappe de liquide frigorigène ***en dessous*** de la nappe d'huile.



Lorsque la régulation va provoquer le démarrage du compresseur, *la brutale chute de pression dans le carter* va provoquer une évaporation *très violente* du fluide frigorigène liquide.

Les bulles de vapeurs créées par cette vaporisation brutale vont remonter et crever la surface de l'huile *en se saturant complètement et en entraînant avec elles de très nombreuses gouttelettes d'huile en suspension.*

Ce phénomène, appelé familièrement "effet mayonnaise ", est facilement reconnaissable au travers du voyant de niveau d'huile.

Du fait de la dépression dans le carter provoquée par le démarrage, cette émulsion de vapeurs de frigorigène saturées d'huile va être aspirée dans les culasses *en provoquant un très important départ d'huile* (en franchissant les clapets, l'huile peut même parfois provoquer de très violents coups d'huile).

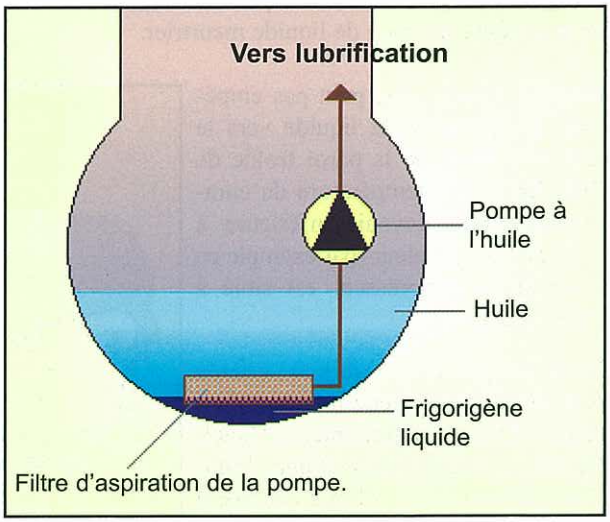
Si la quantité de frigorigène liquide dans le carter est vraiment importante, ces entraînements d'huile peuvent devenir suffisamment massifs pour qu'un observateur puisse voir le voyant d'huile " se vider " complètement au moment du démarrage.

Malheureusement, la présence à l'arrêt de frigorigène liquide dans le carter ne pose pas seulement le problème des entraînements d'huile.

En effet, la lubrification des compresseurs à pistons étant généralement assurée en aspirant de l'huile dans le carter, la présence de frigorigène liquide va encore compliquer la situation...

Quand la lubrification du compresseur est assurée par une pompe, l'huile est puisée dans le fond du carter par l'intermédiaire d'un filtre avant d'être refoulée vers les canaux de lubrification.

Au démarrage du compresseur, s'il y a du liquide dans le carter, *au lieu de n'aspirer que de l'huile*, la pompe à huile risque d'aspirer aussi du fluide frigorigène liquide.

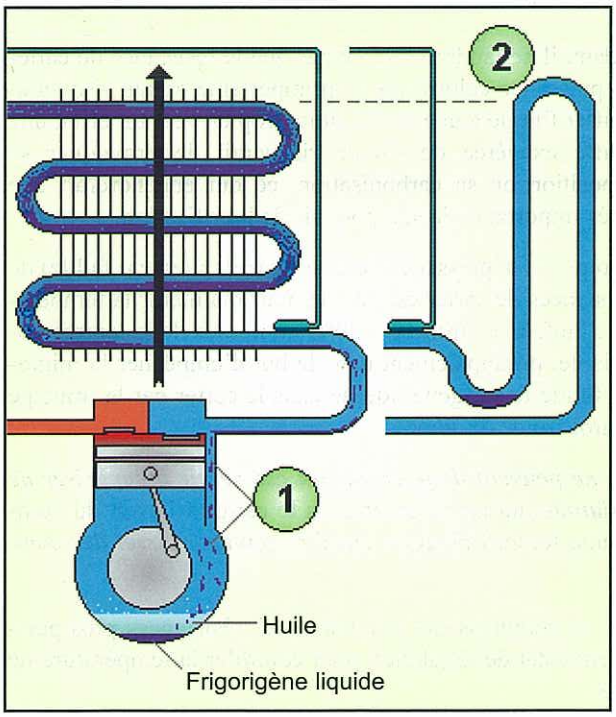


A ce moment, 2 situations peuvent se présenter :

1) La dépression à l'aspiration de la pompe à huile provoquée par son démarrage entraîne la vaporisation du frigorigène liquide. Dans ce cas, la pompe n'aspirant que des vapeurs, elle cavite et se désamorce, *ce qui élimine complètement la lubrification et risque en plus de détruire la pompe.*

2) La pompe ne se désamorce pas et envoie du frigorigène liquide *(qui est un excellent solvant)* dans les circuits de graissage. Dans ce cas, *non seulement la lubrification ne se fait plus, mais en plus le frigorigène provoque* ***un lavage*** *qui élimine l'huile des parties mobiles du compresseur.*

Dans les deux cas, le compresseur fonctionne sans aucune lubrification tant que le frigorigène liquide n'est pas complètement évacué.



On comprend facilement que la répétition de démarrages dans des conditions aussi catastrophiques soit à l'origine de nombreuses avaries mécaniques sur les compresseurs (au niveau des manetons et des tourillons des vilebrequins, des paliers, des bielles, des clapets...).

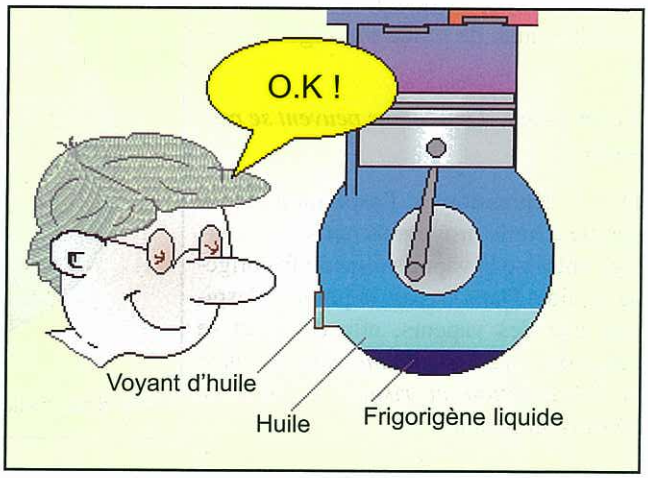
Pourquoi du frigorigène liquide vient-il dans le carter ?

Pour favoriser les retours d'huile vers le carter, il est nécessaire que le tube d'aspiration présente une pente continue vers le compresseur. Mais, lorsque le compresseur s'arrête, le frigorigène liquide se trouvant dans l'évaporateur peut s'écouler en même temps que l'huile vers le carter du compresseur ***(repère 1)*** *(Voir aussi Raccordement des évaporateurs, page 281).*

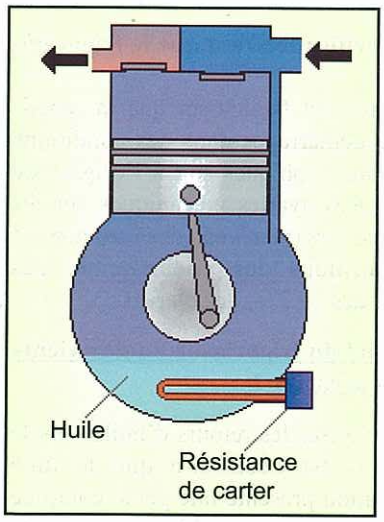
Une technique parfois utilisée pour éviter l'écoulement par gravité du liquide vers le carter du compresseur, *quand l'évaporateur n'est pas alimenté par le bas,* consiste à installer une lyre sur l'aspiration ***(repère 2)***, qui passe au-dessus du niveau supérieur de l'évaporateur.

Cependant, si une lyre passant au-dessus du niveau supérieur de l'évaporateur peut empêcher le liquide de s'écouler par gravité dans le carter à l'arrêt du compresseur, elle peut parfois être à l'origine d'un gros afflux de liquide dans l'aspiration au moment du démarrage, ce qui risque alors de provoquer un coup de liquide meurtrier.

De plus, une lyre ne peut pas empêcher la migration du liquide vers le carter en vertu de la paroi froide de Watt lorsque la température du compresseur peut devenir inférieure à celle de l'évaporateur (par exemple en hiver si le compresseur est situé à l'extérieur).



Notons également qu'une grande quantité de frigorigène liquide à l'intérieur du carter fait monter artificiellement le niveau *et peut donner l'illusion* que le niveau d'huile observé à l'arrêt au travers du voyant est correct.



La meilleure solution semble donc logiquement d'installer une résistance sur le carter du compresseur de sorte à réchauffer l'huile pendant les arrêts, et ainsi empêcher toute présence de frigorigène liquide dans le carter.

Cependant, il ne faudrait surtout pas que la résistance de carter ait une puissance calorifique trop importante ce qui risquerait de chauffer l'huile à une température trop élevée. En effet, une surchauffe exagérée de l'huile risquerait de provoquer sa décomposition ou sa carbonisation, ce qui engendrerait une perte très importante de son pouvoir de lubrification.

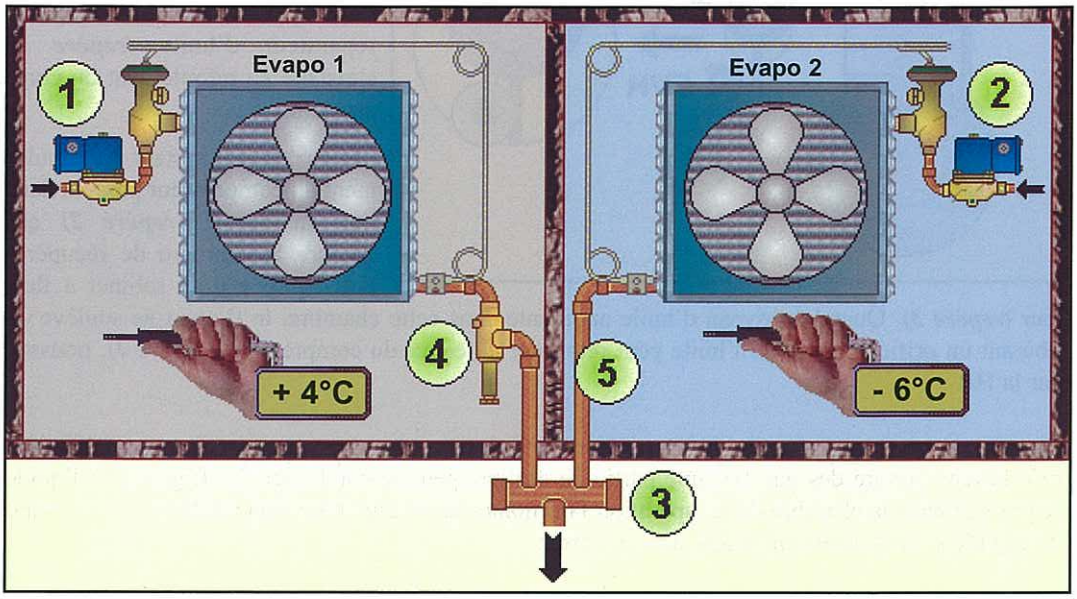
C'est pourquoi la puissance de chauffe (relativement faible) de ces résistances de carter est prévue pour maintenir la température de l'huile à environ 10 à 20°C au-dessus de la température ambiante, principalement dans le but d'empêcher la migration de fluide frigorigène liquide dans le carter par le principe de la paroi froide de Watt.

Par manque de puissance, ***ces résistances ne peuvent donc en aucun cas servir à vaporiser de grandes quantités de fluide frigorigène liquide*** qui arriveraient dans le carter à l'arrêt du compresseur (les solutions à ce type de problème feront l'objet du chapitre suivant : *Arrêt des compresseurs frigorifiques*).

Notons également que si les constructeurs de compresseurs montaient des résistances plus puissantes, ils devraient en plus installer un thermostat de régulation pour contrôler la température de l'huile dans le carter et éviter sa surchauffe.

Pour des considérations purement économiques, cette technique de contrôle de la température de l'huile ne se rencontre que sur des très gros compresseurs.

Un autre type de problème peut se rencontrer lorsqu'une installation possède 2 évaporateurs raccordés en parallèle sur le même compresseur, mais fonctionnant à des températures d'évaporation différentes. Prenons l'exemple de 2 chambres froides, l'une à +4°C et l'autre à -6°C, raccordées sur le même compresseur par l'intermédiaire d'un collecteur d'aspiration ***(repère 3)***.



Chaque évaporateur est alimenté par l'intermédiaire d'une vanne électromagnétique commandée par un thermostat d'ambiance (repères 1 et 2). Une vanne à pression constante (repère 4) est montée sur l'aspiration du poste *le plus chaud* (ici la chambre à +4°C) afin de conserver une température d'évaporation satisfaisante sur ce poste quelles que soient les conditions de fonctionnement.

Mais, si le poste 1 est en service tandis que le poste 2 est à l'arrêt, que risque-t-il de se passer ?

Une partie des vapeurs "chaudes" sortant de la vanne à pression constante risque d'aller se condenser à l'intérieur de l'évaporateur du poste 2 dont la température est beaucoup plus fraîche.

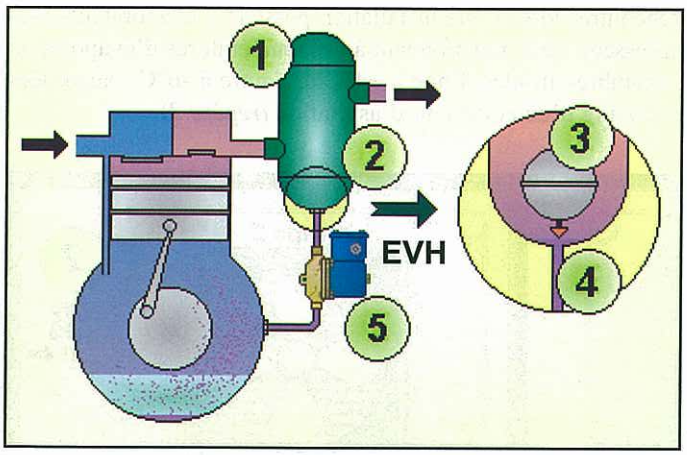
Cette forte accumulation de liquide dans l'évaporateur 2 risque, à la remise en service de ce poste, de provoquer un gros afflux de liquide dans l'aspiration et donc un violent de coup de liquide au compresseur.

Pour éviter ce risque, il faut toujours installer un clapet de retenue ***(repère 5)*** *sur la sortie de(s) l'évaporateur(s) le(s) plus froid(s).*

A noter : le fonctionnement de la vanne à pression constante (ainsi qu'une application avec 2 postes à la même température mais avec une hygrométrie différente) est développé *page 440*.

E) Problème particulier des séparateurs d'huile.

L'utilisation d'un séparateur d'huile n'est pas très fréquente sur les circuits frigorifiques utilisés en climatisation traditionnelle. Cependant, le séparateur d'huile se rencontre beaucoup plus souvent en froid commercial et industriel, principalement lorsque les températures d'évaporation sont très basses.



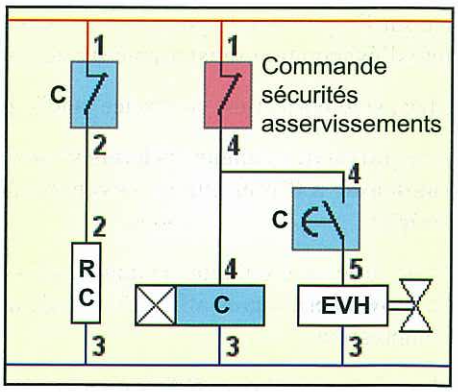
L'objet de ce manuel n'étant pas de faire de la technologie pure (de nombreux ouvrages expliquent le fonctionnement, les avantages et les inconvénients d'un tel appareil), rappelons simplement que le séparateur d'huile ***(repère 1)*** s'installe au refoulement du compresseur.

Les gaz chauds sortant du refoulement du compresseur passent dans une enveloppe ***(repère 2)*** qui entoure la chambre de récupération équipée d'un robinet à flotteur ***(repère 3)***. Quand le niveau d'huile augmente dans cette chambre, le flotteur se soulève en libérant un orifice par lequel l'huile peut retourner au carter du compresseur ***(repère 4)***, poussée par la HP.

Quand le compresseur s'arrête, la température de l'air régnant autour du séparateur étant inférieure à la température des gaz HP, une partie de ces gaz peut se condenser. Le frigorigène liquide retombant dans la chambre de récupération fait monter le niveau et le robinet à flotteur s'ouvrant, du liquide peut alors être introduit dans le carter.

Si cette quantité de liquide est importante (température ambiante basse, grande longueur de tuyauterie...), au démarrage du compresseur nous retrouvons tous les problèmes décrits page 198.

Parmi les solutions utilisées pour éviter ces problèmes (séparateur calorifugé, chauffage du séparateur à l'arrêt du compresseur...), citons celle utilisant une électrovanne montée sur la tubulure de retour d'huile au carter (repère 5).



Le schéma de principe de la commande de l'électrovanne de retour d'huile **EVH** est représenté ci-contre.

Dès l'arrêt du compresseur **C (4-3)**, la résistance de carter **RC (2-3)** est alimentée par le contact **C (1-2)** et l'électrovanne **EVH (5-3)** est coupée par le contact **C (4-5)**. Ainsi, un éventuel retour de liquide par le séparateur est impossible et l'huile du compresseur est maintenue à température par la résistance de carter.

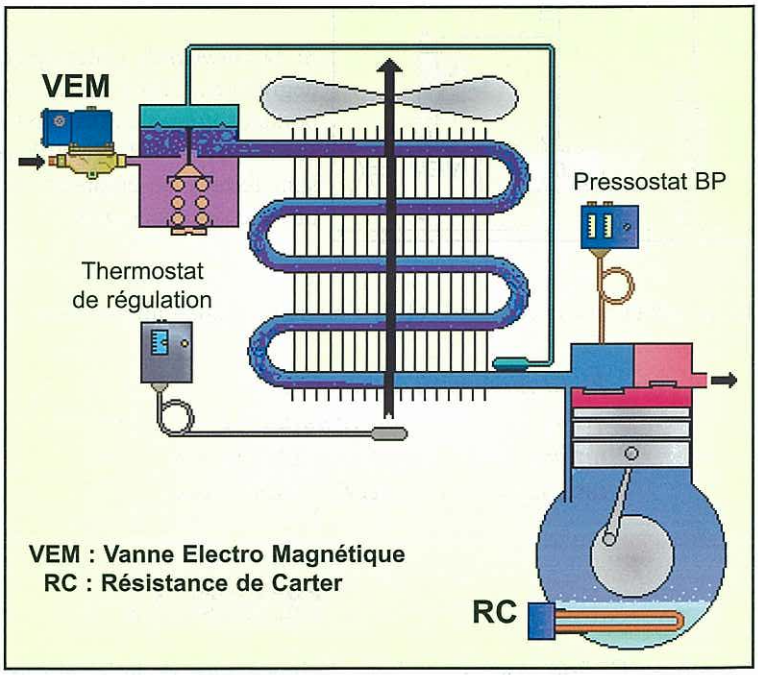
Quand le compresseur redémarre, la résistance de carter est éliminée mais **EVH**, commandée par le contact temporisé du compresseur **C (4-5)** ne peut pas coller.

Pendant ce temps, les gaz chauds qui traversent l'enveloppe (repère 2 ci-dessus) réchauffent le séparateur et provoquent la vaporisation du frigorigène liquide susceptible de s'y trouver. Ainsi, lorsque **C (4-5)** se ferme (après 1 à 2 minutes environ), tout risque de retour massif de frigorigène liquide dans le carter est pratiquement éliminé.

ARRÊT DES COMPRESSEURS FRIGORIFIQUES

Dans le chapitre précédent, nous venons de voir qu'une accumulation de fluide frigorigène liquide dans le carter d'un compresseur à l'arrêt risquait non seulement de provoquer de très importants départs d'huile, mais pouvait également être à l'origine d'avaries mécaniques catastrophiques lors du redémarrage.

Pour limiter un éventuel écoulement de liquide vers le carter du compresseur à l'arrêt, on installe une vanne électromagnétique (**VEM**) sur la ligne liquide, *le plus près possible du détendeur.*



Attendu que cette **VEM** sera fermée hermétiquement à chaque arrêt du compresseur, la quantité de liquide pouvant s'écouler vers le carter est limitée à la contenance de l'évaporateur au moment de l'arrêt, plus le liquide contenu à partir du pointeau de la **VEM**.

A l'arrêt, cela permet d'empêcher de façon radicale, *même si le détendeur est ouvert*, un écoulement de liquide vers l'évaporateur et donc vers le carter du compresseur.

De plus, une résistance de carter (**RC**) assure le chauffage de l'huile à l'arrêt du compresseur.

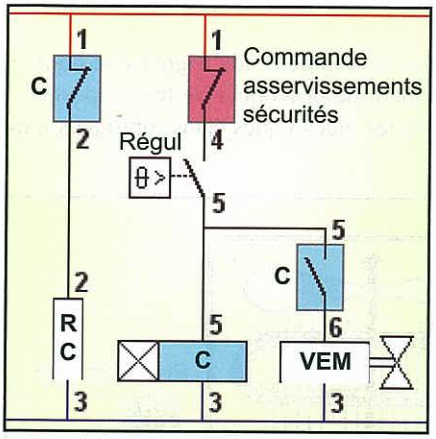
Cette résistance a pour but de vaporiser un éventuel écoulement de frigorigène liquide dans le carter. En chauffant l'huile, elle prévient en plus toute possibilité de migration de liquide dans le carter provoquée par le phénomène de la paroi froide de Watt (étudié page 193).

L'arrêt du compresseur et de la vanne électromagnétique peuvent être réalisés électriquement de plusieurs façons différentes :

A) Arrêt du compresseur en protection minimum :

Le schéma de principe de ce procédé, appelé *"minimum protection"* par les Anglo-saxons, est représenté page suivante.

Lorsque la température de consigne du thermostat de régulation est atteinte en ambiance, il ouvre son contact (**4-5**), ce qui coupe l'alimentation de la bobine du contacteur du compresseur **C** (**5-3**) ainsi que la **VEM** (**6-3**) installée sur la ligne liquide.



Le compresseur étant à l'arrêt, le contact à ouverture **C** (**1-2**) se ferme et la résistance de carter **RC** (**2-3**) est mise sous tension.

Quand la température remonte en ambiance, le thermostat de régulation referme son contact (**4-5**).

Si *la commande* (interrupteur Marche/Arrêt, horloge de dégivrage...), *les asservissements* (contact du ventilo-évaporateur, contrôleur de débit d'air...) *et les sécurités* (pressostats HP et BP, relais thermique, protection interne...) sont fermés, le compresseur **C** démarre et la **VEM** est ouverte simultanément.

En même temps, le contact **C** (**1-2**) s'ouvre et coupe l'alimentation de la résistance de carter **RC.**

Il est important de noter qu'à chaque arrêt du compresseur, quelle qu'en soit la raison (commande, asservissements, sécurités ou régulation), la VEM est obligatoirement coupée de sorte à garantir dans tous les cas la protection minimum.

EXERCICE 1 :

Le contact **C** (**5-6**) placé sur la ligne d'alimentation de la VEM est-il bien utile ? Pourquoi ? *(la réponse est juste en dessous, mais ne la lisez pas trop vite, réfléchissez un peu...)*

Corrigé de l'exercice 1 :

Si la bobine **C** (**5-3**) se coupait, ou si un mauvais contact électrique se produisait sur son alimentation, elle ne collerait plus et le compresseur resterait à l'arrêt.

Mais, bien que le compresseur reste à l'arrêt, la VEM resterait quand même alimentée. Le contact **C** (**5-6**) maintient donc la protection minimum, même en cas d'ennui électrique sur la bobine.

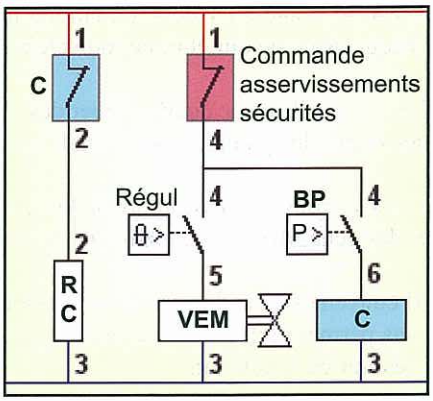
B) Arrêt du compresseur par tirage au vide automatique :

Le schéma de principe de ce procédé, appelé *"automatic pump down control"* par les anglo-saxons, est représenté page suivante.

Le compresseur étant en service, lorsque le thermostat de régulation ouvre son contact (**4-5**), il coupe *uniquement* la **VEM** (**5-3**), ce qui interrompt l'alimentation en liquide de l'évaporateur.

Le compresseur **C** (**6-3**) continuant à tourner, il aspire le fluide contenu dans l'évaporateur au moment de la fermeture de la **VEM** et la BP diminue.

C'est donc le pressostat de régulation **BP** (**4-6**) qui arrête le compresseur **C** après tirage au vide de l'évaporateur.



Quand la température remonte en ambiance, le thermostat de régulation (**4-5**) referme son contact. Cela alimente la **VEM** et provoque donc un afflux de liquide dans l'évaporateur en faisant remonter la BP.

C'est donc la fermeture du contact (**4-6**) du pressostat BP de régulation *(appelé souvent pressostat BP de mise à vide)* qui enclenche le compresseur **C**.

Avec ce procédé, *l'évaporateur est vidé de tout son liquide à chaque arrêt du compresseur*, ce qui interdit toute migration de liquide vers le carter. De plus, le tirage au vide favorise le retour dans le carter de l'huile qui se trouvait dans l'évaporateur au moment de la coupure de la VEM.

EXERCICE 2 :

Bien que le tirage au vide automatique semble *a priori* très intéressant, il peut parfois présenter un gros inconvénient. Lequel ? *(Vous avez tout à fait le droit d'essayer de trouver la solution par vous même avant de lire la réponse ci-dessous !).*

Corrigé de l'exercice 2 :

Après l'arrêt du compresseur en régulation par un tirage au vide, *il arrive fréquemment que la BP remonte* (il suffit d'une légère fuite, par exemple à la VEM ou sur un clapet de refoulement).

Alors, le pressostat BP de régulation va réenclencher le compresseur, même si le contact (**4-5**) du thermostat de régulation est ouvert !

Le compresseur va tourner *quelques secondes* et recouper au pressostat. La fuite continuant, la BP va monter de nouveau, le compresseur va redémarrer puis recouper (...et ainsi de suite), *ces courts-cycles étant d'autant plus rapprochés que la fuite est importante.*

Notons que l'utilisation d'une résistance de carter est déconseillée avec ce montage, puisqu'en provoquant le dégazage de l'huile elle provoque simultanément une augmentation de la BP et donc des démarrages intempestifs pendant les périodes d'arrêts en régulation.

Ainsi, le tirage au vide automatique présente l'avantage de vider complètement l'évaporateur à chaque arrêt, ce qui élimine radicalement les risques d'écoulement de liquide vers le carter.

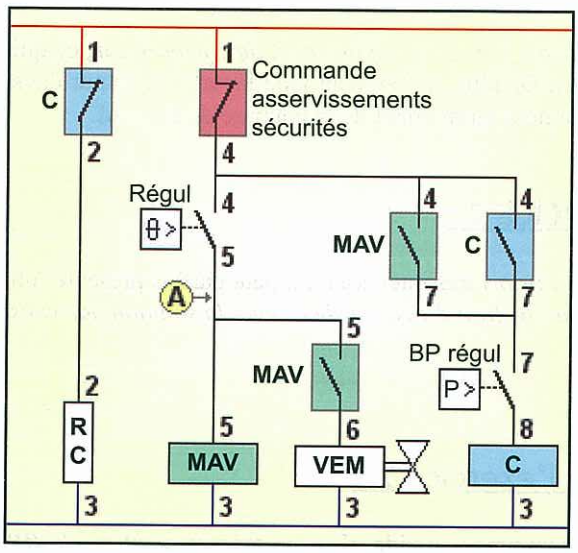
Par contre, il risque de provoquer des courts cycles intempestifs du compresseur pendant les périodes durant lesquelles il est normalement coupé en régulation.

Nous verrons qu'environ 80 % de l'usure d'un compresseur provient des contraintes mécaniques et des échauffements *au moment du démarrage.*

Il convenait donc de trouver un automatisme permettant de garder les avantages du tirage au vide, sans permettre des courts cycles en cas de remontée accidentelle de la BP pendant l'arrêt du compresseur en régulation.

C) Arrêt du compresseur par tirage au vide unique :

Le schéma de principe de ce procédé, appelé *"single pump down control"* par les anglo-saxons, est représenté ci dessous.



La température étant satisfaisante en ambiance, le contact (**4-5**) du thermostat de régulation est ouvert.

Le relais de Mise à Vide **MAV** (**5-3**) est coupé, ainsi que la **VEM** (**6-3**) et le compresseur **C** (**8-3**). La résistance de carter **RC** (**2-3**) est sous tension.

Quand la température ambiante remonte, le contact (**4-5**) du thermostat de régulation se ferme en collant le relais **MAV** (**5-3**) et la **VEM** (**6-3**), ce qui provoque l'alimentation en liquide de l'évaporateur et donc une remontée rapide de la BP.

Le contact **MAV** (**4-7**) est donc fermé mais le compresseur **C** ne pourra démarrer *que lorsque la BP aura atteint le point d'enclenchement du pressostat de régulation* (**7-8**).

A ce moment, le compresseur démarre en fermant son contact d'auto-maintien **C** (**4-7**) et en coupant la résistance de carter par l'ouverture de son contact **C** (**1-2**).

Plus tard, la température diminuant en ambiance, le thermostat de régulation ouvre de nouveau son contact, ce qui coupe le relais **MAV** et la **VEM**. Le contact **MAV** (**4-7**) s'ouvre alors mais le compresseur **C** *continue à tourner*, auto-alimenté par son propre contact **C** (**4-7**).

Le compresseur vide donc l'évaporateur de son liquide et la BP diminue jusqu'à l'arrêt par l'ouverture du pressostat BP de régulation (**7-8**).

Si la BP remonte (à cause d'une fuite aux clapets par exemple), le contact (**7-8**) du pressostat de régulation se referme mais cette fois ci, le compresseur ne peut pas démarrer tant que le contact **MAV** (**4-7**) reste ouvert, c'est à dire tant que le thermostat de régulation n'aura pas refermé son contact.

Les risques de courts-cycles provoqués par une remontée intempestive de la BP à l'arrêt (explicités précédemment avec le tirage au vide automatique) sont donc complètement éliminés.

Notons que le câblage est conçu de sorte qu'une coupure anormale (en sécurité ou par un asservissement) stoppe immédiatement le compresseur et la VEM afin de conserver au moins la protection minimum.

Notons également que l'interrupteur Marche/Arrêt du compresseur s'installe fréquemment sous le thermostat de régulation (repère **A** sur le schéma) de façon à conserver les avantages de la mise à vide de l'évaporateur même en cas d'arrêt manuel.

Le système de régulation par tirage au vide unique est très fortement recommandé sur toutes les installations susceptibles de connaître des difficultés de retour d'huile (évaporateur installé en dessous du compresseur, nombreux étages de régulation de puissance du compresseur, grande longueur de tuyauterie...).

EXERCICE 3 :

Le schéma précédent présente un inconvénient dans le cas d'un abaissement accidentel de la BP. Par exemple, imaginons qu'un raccord se desserre en provoquant une fuite de fluide frigorigène alors que le compresseur est en service normal.

Du fait du manque de fluide, la BP va diminuer et le pressostat BP va couper le compresseur **C** en ouvrant son contact (**7-8**).

Mais, attendu qu'on reste en demande de froid, le thermostat de régulation (**4-5**) reste fermé et le relais **MAV** ainsi que la **VEM** restent donc excités (bien que **C** soit coupé), *ce qui provoque une remontée très rapide de la BP !*

Le compresseur va donc redémarrer, puis recouper en BP (et ainsi de suite...), en provoquant des courts-cycles inacceptables.

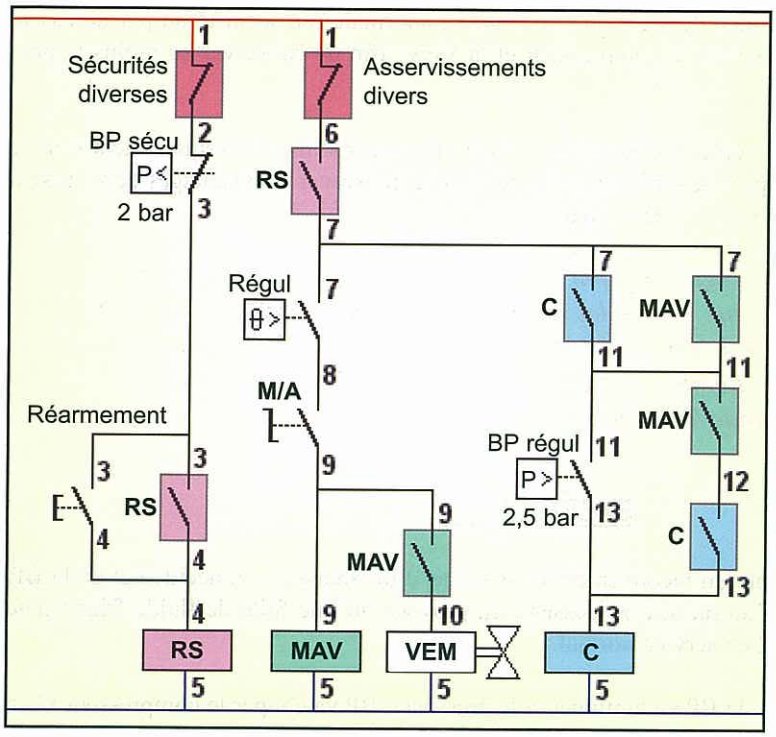
Thème de l'exercice : Trouvez une amélioration du schéma précédent en rajoutant *un pressostat de sécurité BP* qui coupe le compresseur en cas de chute anormale de la BP pendant le fonctionnement, *en gardant tous les avantages du tirage au vide unique* (en particulier les démarrages et les arrêts du compresseur doivent rester tributaires d'un *pressostat BP de régulation*).

Bien sûr, afin d'éliminer radicalement tous risques de courts-cycles, l'installation ne pourra repartir, *après coupure par n'importe quel défaut (sécurité BP ou autre)*, qu'après l'appui manuel sur un bouton poussoir de réarmement.

Alors, à vos crayons, avant de consulter le corrigé page suivante.

Corrigé de l'exercice 3 :

1) Ligne du Relais de Sécurité RS (4-5) : Toutes les sécurités du compresseur (pressostat HP, relais thermique, protection interne...) sont raccordées en série (contact **1-2**) avec le pressostat BP de sécurité (**2-3**) sur la ligne du relais de sécurité **RS**. Ainsi, une coupure quelconque par une sécurité, y compris le pressostat BP de sécurité (**2-3**), provoque la coupure du relais **RS** et l'arrêt instantané du relais **MAV**, de la **VEM** et du compresseur **C** par le contact **RS** (**6-7**).



Le relais **RS** ne pourra recoller que si la sécurité incriminée a refermé son contact, *et seulement après un appui manuel* sur le bouton poussoir de réarmement (**3-4**), qui permettra à **RS** de s'auto-maintenir par son contact (**3-4**).

2) Ligne du relais de mise à vide MAV et de la VEM : La coupure d'un contact d'asservissement quelconque (contact du ventilo-évaporateur, contrôleur de débit d'air...) provoque l'arrêt instantané du compresseur **C** et de la **VEM** par l'ouverture du contact (**1-6**).

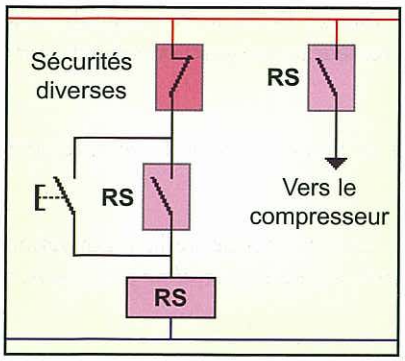
Observons que l'interrupteur marche/arrêt du compresseur (**8-9**) est câblé se sorte à provoquer un arrêt manuel par tirage au vide.

3) Ligne du compresseur C : Le compresseur étant à l'arrêt, à la fermeture du thermostat de régulation (**7-8**) le relais **MAV** se colle ainsi que la **VEM**. Le contact **MAV** (**11-12**) se ferme donc, mais le contact **C** (**12-13**) étant ouvert, *c'est le pressostat BP de régulation* (**11-13**) qui colle **C** *après* le remplissage de l'évaporateur et la remontée de la BP.

Quand le thermostat de régulation ouvre son contact, la **VEM** et la bobine **MAV** se coupent. Le contact **MAV** (**11-12**) s'ouvre et c'est encore le pressostat de régulation BP qui coupe le compresseur.

En fonctionnement normal, **MAV** (**11-12**) et **C** (**12-13**) étant fermés, le pressostat BP de régulation est shunté de sorte qu'en cas de chute anormale de la BP (provoquée par exemple par une fuite), le pressostat BP de régulation ouvre son contact à 2,5 bar (dans l'exemple) mais **C** continue de tourner ! La BP va donc continuer à diminuer et c'est le pressostat BP de sécurité (**2-3**) qui va couper **RS** (par exemple à 2 bar), ce qui nécessitera un réarmement manuel.

EXERCICE 4 :



Le schéma que nous venons de voir présente encore un inconvénient. En effet, en cas de coupure de courant (coupure réseau EDF ou micro-coupure), le relais **RS** décolle. Quand le courant revient, il est alors nécessaire qu'un intervenant vienne appuyer sur le poussoir de réarmement pour permettre à l'installation de redémarrer !

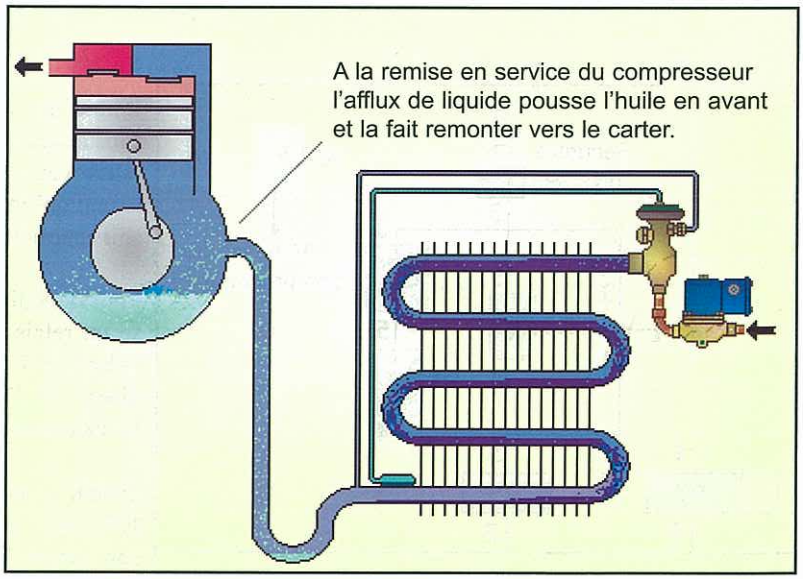
Trouvez une solution permettant un *réarmement automatique* de **RS** après une coupure de courant *(un peu d'imagination et un relais temporisé seront nécessaires).*

Corrigé page suivante.

D) Pourquoi le tirage au vide favorise-t-il les retours d'huile ?

A chaque arrêt du compresseur, il reste du fluide frigorigène et de l'huile à l'intérieur de l'évaporateur.

Dans les installations où le retour d'huile ne peut pas se faire par gravité naturelle (par exemple si l'évaporateur est situé en dessous du compresseur) ou lorsque des variations du débit masse de réfrigérant piègent de l'huile dans le circuit (par exemple si le compresseur est équipé d'un système de réduction de puissance), il devient indispensable de ramener cette huile dans le carter à chaque arrêt.



Pour ramener l'huile dans le carter, attendu sa grande miscibilité avec le réfrigérant, il faut ramener un maximum de fluide frigorigène et donc tirer au vide l'évaporateur avant chaque arrêt.

L'autre avantage se produit à la remise en service quand, dès l'ouverture de la VEM, un grand afflux de liquide arrive dans l'évaporateur. L'huile piégée est alors poussée en avant par ce liquide. Cela permet de ramener un maximum d'huile dès le ré-enclenchement du compresseur par le pressostat BP de régulation.

C'est pourquoi un tirage au vide est indispensable sur les installations où des difficultés de retour d'huile sont à prévoir.

E) Faut-il faire une mise à vide si un asservissement coupe ?

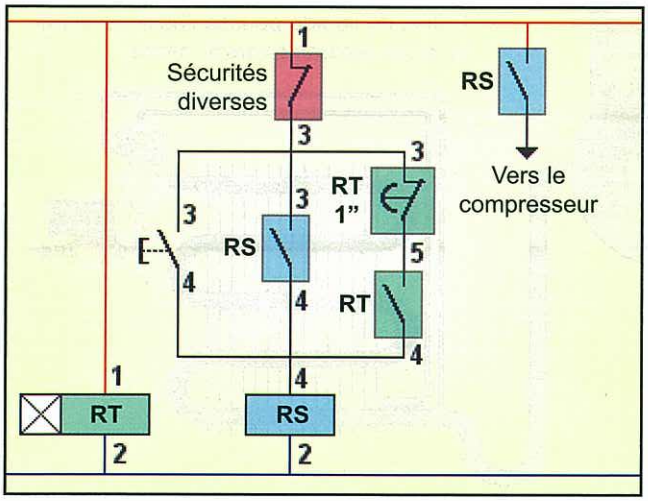
Prenons l'exemple d'une centrale de traitement d'air à détente directe. Si on arrête manuellement le ventilateur (ou s'il coupe par une sécurité) alors que le compresseur est en fonctionnement, *faut-il procéder à la mise à vide de l'évaporateur ?*

Au moment de l'arrêt du ventilateur, l'évaporateur est rempli de liquide puisque le compresseur fonctionnait...

Mais, puisque le ventilateur est stoppé, il n'y a plus de débit d'air pour permettre la vaporisation du liquide contenu dans l'évaporateur. Si le compresseur continue à fonctionner, *il ne peut aspirer que du liquide*, avec les risques qui en découlent.

C'est pourquoi il est sûrement préférable d'arrêter le compresseur (et de couper la VEM) *instantanément* dès l'ouverture d'un contact d'asservissement, ainsi que cela a été fait sur les schémas de principe proposés précédemment.

Corrigé de l'exercice 4 :



Lors d'une coupure de courant, toute l'installation s'arrête. Dès que le courant revient, la bobine **RS** reste décollé tant qu'on n'appuie pas sur le poussoir réarmement.

Pour remédier à ce problème, on utilise un relais temporisé travail dont la bobine **RT** (**1-2**) est raccordée en direct sur l'alimentation générale de la télécommande.

Quand le courant revient, la bobine **RT** colle instantanément, ainsi que son contact **RT** (**5-4**).

Comme le contact temporisé **RT** (**3-5**) reste encore fermé 1 seconde avant de s'ouvrir, la bobine **RS** est alimentée, ***si les sécurités sont fermées,*** et elle s'auto-alimente par son contact **RS** (**3-4**).

En fonctionnement normal, si une sécurité coupe, **RS** décolle ***et seul un appui sur le bouton réarmement*** pourra redémarrer l'installation, puisque **RT** (**3-5**) est ouvert.

Par exemple, si la bobine **RT** (**1-2**) venait à griller, le contact **RT** (**3-5**) resterait en permanence fermé en shuntant le contact **RS** (**3-4**). Le réarmement après un défaut se ferait donc automatiquement et ne nécessiterait plus une intervention manuelle. Ce risque est complètement éliminé par le contact **RT** (**5-4**) placé en série avec le contact temporisé.

PROBLÈME DES COURTS-CYCLES DES COMPRESSEURS

A) Pourquoi des courts-cycles se produisent-ils ?

Indépendamment des courts-cycles provoqués par l'action d'une sécurité à la suite d'un dysfonctionnement du circuit frigorifique (courts-cycles en BP ou en HP par exemple), une fréquence de démarrages/arrêts anormalement élevée peut également *être provoquée par la régulation* quand le compresseur *devient surpuissant* par rapport aux besoins en froid.

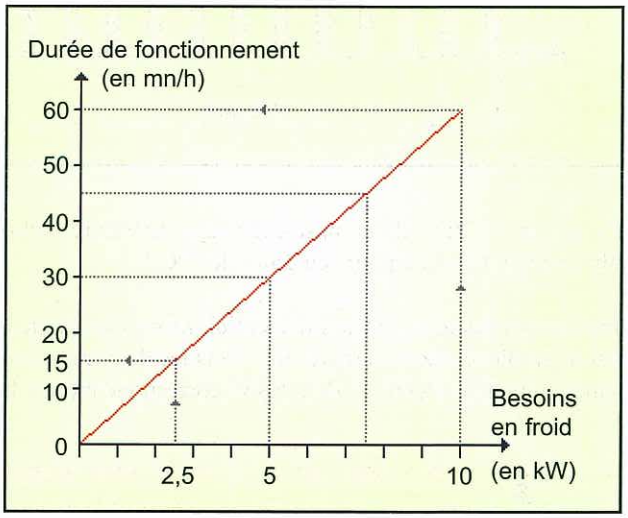
En effet, *tous* les compresseurs frigorifiques deviennent surpuissants au fur et à mesure de la diminution des besoins en froid, par exemple lorsque la température extérieure ou l'ensoleillement diminue.

Pour bien comprendre, prenons l'exemple d'une petite installation de climatisation dont les apports calorifiques sont de **10 kW** pour une température extérieure de 35°C, et sur laquelle a été installé un compresseur unique d'une puissance frigorifique correspondante, soit **10 kW**.

En plein été, par 35°C extérieur, les besoins en froid seront de *10 kW* et la régulation fera fonctionner le compresseur *60 mn par heure* afin de maintenir en ambiance la température désirée.

Par contre en hiver, les besoins en froid étant nuls, la régulation coupera le compresseur qui ne fonctionnera plus du tout (soit *0 mn/h*).

Bien sûr, si les besoins en froid sont à un moment donné de *5 kW*, le compresseur ne fonctionnera que *30 mn/h*, d'où le tracé ci-contre indiquant la durée totale de fonctionnement du compresseur (en mn/h) en fonction des besoins en froid à un moment donné (en kW).

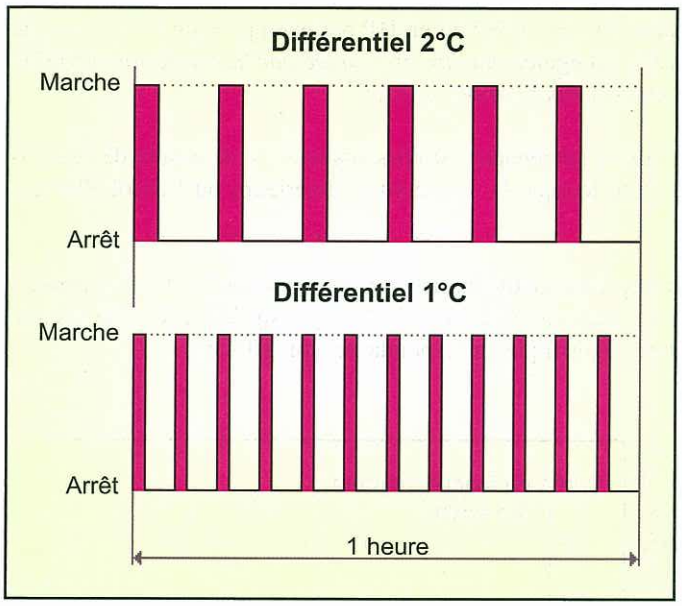


Ainsi, si les besoins en froid sont à un moment donné de *2,5 kW* (soit le 1/4 de la puissance installée) le thermostat de régulation ne fera fonctionner le compresseur que pendant *15 mn/h*.

Cependant, cela ne signifie pas que le compresseur va tourner 15 mn puis s'arrêter 45 mn mais seulement que la somme des temps de fonctionnement sera égale à 15 mn par heure

La durée des temps de fonctionnement et des temps d'arrêt dépend de très nombreux paramètres liés à la conception de l'installation (comme la puissance frigorifique installée, les déperditions ou les apports calorifiques à un moment donné...) sur lesquels le dépanneur ne peut pas intervenir.

Par contre, la fréquence des démarrages dépend pour une grande part du différentiel (écart de température entre l'enclenchement et la coupure) du thermostat de régulation commandant le compresseur.



Sur l'installation précédente, imaginons que le différentiel du thermostat étant réglé à 2°C et les besoins en froid étant de 2,5 kW, on obtienne 6 démarrages du compresseur par heure.

Avec les mêmes besoins en froid de 2,5 kW, si le différentiel avait été réglé à 1°C (*soit la moitié*), le compresseur aurait démarré 12 fois dans l'heure (*soit le double*).

En effet, pour descendre la température ambiante de 2°C, il faut approximativement deux fois plus de temps que pour la descendre de 1°C.

De même, à l'arrêt du compresseur, la température ambiante remontera de 1°C environ deux fois plus rapidement que pour remonter de 2°C !

Par contre, quelque soit le différentiel, *la somme des temps de fonctionnement* (surfaces colorées sur le graphe ci-dessus) représente dans les deux cas *un total de 15 mn*, ce qui équivaut à une puissance moyenne identique de 2,5 kW correspondant aux besoins en froid à ce moment.

Ainsi, plus on diminue le différentiel du thermostat de régulation plus on augmente la fréquence des démarrages du compresseur et plus on amplifie les courts-cycles en régulation aux faibles charges thermiques.

B) Pourquoi faut-il éviter les courts-cycles des compresseurs ?

A chaque arrêt, l'huile qui servait à la lubrification des organes mobiles du compresseur a tendance *à retomber par gravité* dans le carter.

De plus, Au moment du démarrage il se produit *un formidable à-coup mécanique* provoqué par le passage de la vitesse zéro à la vitesse de rotation nominale du moteur (par exemple 1450 ou 2800 tr/mn)...

La situation est encore aggravée car l'huile assurant la lubrification ne peut pas arriver *instantanément* à destination. En effet, il faut à la pompe à huile *un certain temps* pour s'amorcer et elle n'assure son plein débit qu'à la fin du démarrage, lorsque le compresseur a atteint sa vitesse de rotation nominale.

Rappelons également que la chute de pression au moment du démarrage provoque un violent dégazage de l'huile s'il y a la moindre trace de frigorigène liquide dans le carter du compresseur. Le mélange de frigorigène et d'huile se met alors à mousser excessivement en provoquant des départs d'huile massifs, ce qui ne favorise absolument pas l'amorçage de la pompe et prolonge d'autant la durée du fonctionnement *"à sec"* du compresseur.

C'est donc au moment du démarrage, alors que les contraintes mécaniques sont les plus importantes, que la lubrification se fait le moins bien.

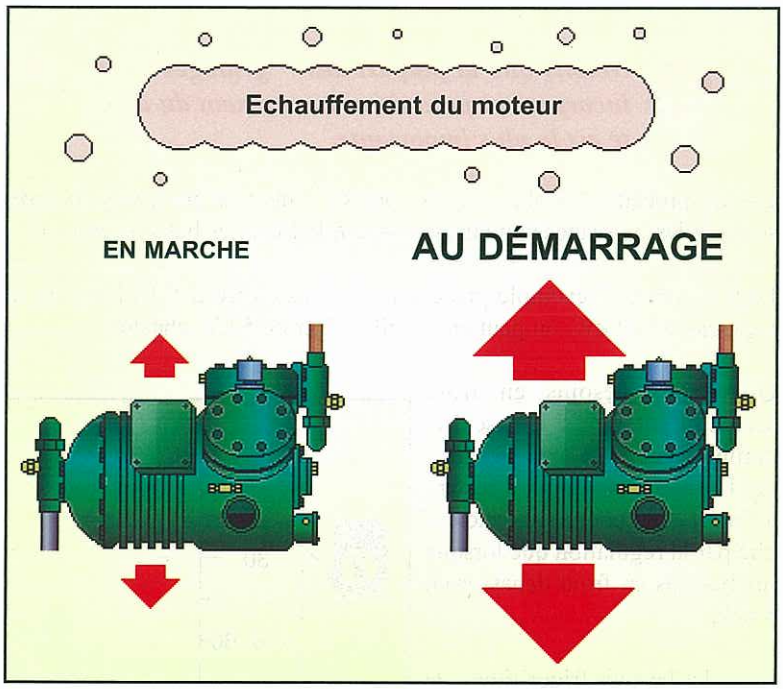
Toutes les conditions sont alors réunies pour provoquer une usure mécanique prématurée du compresseur *(on compte qu'environ 80 % de l'usure mécanique des compresseurs se produit au moment du démarrage).*

En plus des risques mécaniques que nous venons de voir, un problème électrique se pose avec les compresseurs à moteur incorporé. En effet, les moteurs électriques chauffent en application de la loi bien connue :

$$W = R\,I^2\,t$$

donc proportionnellement au carré de l'intensité qui les traverse.

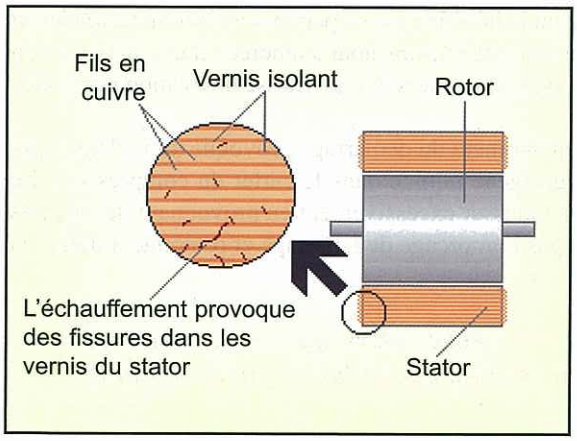
Mais l'intensité absorbée au démarrage par un moteur de compresseur peut atteindre jusqu'à environ *8 fois sa valeur nominale.*



Cela signifie que pendant toute la durée du démarrage, le moteur du compresseur peut chauffer jusqu'à 8 x 8 = 64 fois plus qu'en fonctionnement normal.

Lors d'un démarrage *"à froid"*, cet échauffement important ne pose pas de problème car il est absorbé par l'inertie calorifique du moteur. Par contre, en cas de courts-cycles, le moteur n'a pas le temps de se refroidir, la période d'arrêt étant trop courte. Il démarre donc *"à chaud"* et ses enroulements subissent à chaque fois un sur-échauffement non négligeable.

Lorsque cet échauffement devient vraiment critique, *il n'y a plus qu'à espérer* que les protections internes du compresseur pourront réagir et couper le moteur *avant qu'il ne soit trop tard.*



Ainsi, quand un compresseur à moteur incorporé fonctionne en courts-cycles, la répétition des surintensités absorbées *à chaque démarrage* provoque *un échauffement très important* des enroulements.

Ce sur-échauffement risque à la longue de provoquer *des fissures* dans les vernis qui isolent entre eux les fils de cuivre constituant le stator du moteur électrique.

Ces fissures peuvent engendrer un court circuit entre 2 spires jointives du stator et provoquer le "grillage" du moteur électrique, avec tous les ennuis que cela entraîne.

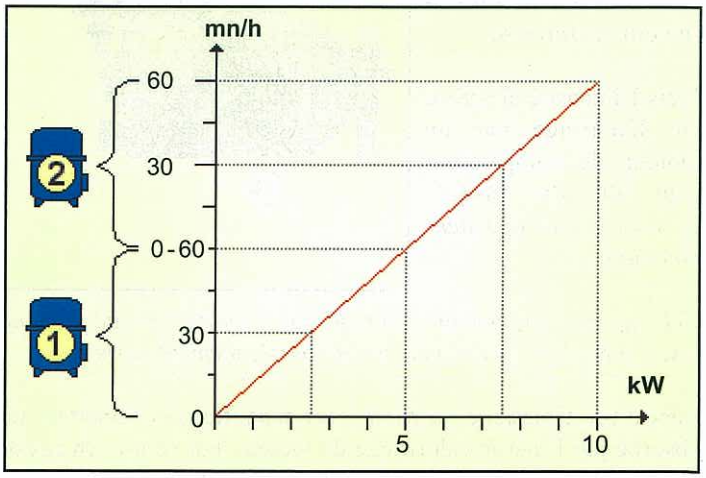
C) Comment éviter les démarrages trop fréquents ?

Notons que la plupart des " grillages " de compresseurs à moteur incorporé se produisent au moment du démarrage, lorsque l'intensité est la plus importante.

Un des procédés les plus utilisés consiste à installer *plusieurs compresseurs* au lieu d'un seul, la somme des puissances unitaires couvrant le total des besoins en froid.

Pour reprendre l'exemple précédent (besoins en froid = 10 kW), au lieu d'installer *un seul compresseur* de 10 kW, on peut en installer *deux* de 5 kW chacun.

Quand les besoins en froid seront inférieurs à 5 kW, seul le compresseur N° 1 sera en service. Le compresseur N° 2 restera à l'arrêt et ne pourra être enclenché par la régulation que lorsque les besoins en froid dépasseront 5 kW.



Pour des besoins frigorifiques de 2,5 kW le compresseur N° 1 tournera donc 30 mn/h et le compresseur N° 2 restera à l'arrêt (dans les mêmes conditions, un compresseur unique de 10 kW tournait seulement 15 mn/h).

De même, pour des besoins en froid de 5 kW, le compresseur No 1 tournera 60 mn/h (le second restant à l'arrêt) ce qui réduira notablement la fréquence des courts-cycles.

Toujours dans l'hypothèse où les besoins en froid sont de 2,5 kW, si on avait installé 4 compresseurs de 2,5 kW chacun, un seul compresseur serait en service 60 mn/h, les trois autres restant à l'arrêt. Ainsi, les courts-cycles seraient complètement éliminés mais le problème se reposerait pour des besoins en froid de 0,5 kW par exemple puisqu'on aurait alors 3 compresseurs à l'arrêt, le quatrième tournant 12 mn/h (ce qui serait toutefois préférable aux 3 mn/h de fonctionnement qu'on aurait obtenu avec un compresseur unique de 10 kW).

Ainsi on voit qu'à puissance frigorifique égale, plus le nombre de compresseurs installés est important *(en fait plus le nombre d'étages de puissance frigorifique est important)*, plus on réduit la fréquence des courts-cycles.

EXERCICE 1 :

Afin d'équilibrer les temps de fonctionnement des compresseurs, l'automatisme est souvent complété par une permutation (manuelle ou automatique) du compresseur pilote.

Trouvez le schéma électrique de principe permettant de réaliser une permutation manuelle du pilote sur 2 compresseurs régulés par un thermostat à 2 étages.(un simple interrupteur bipolaire à 2 contacts inverseurs suffit).

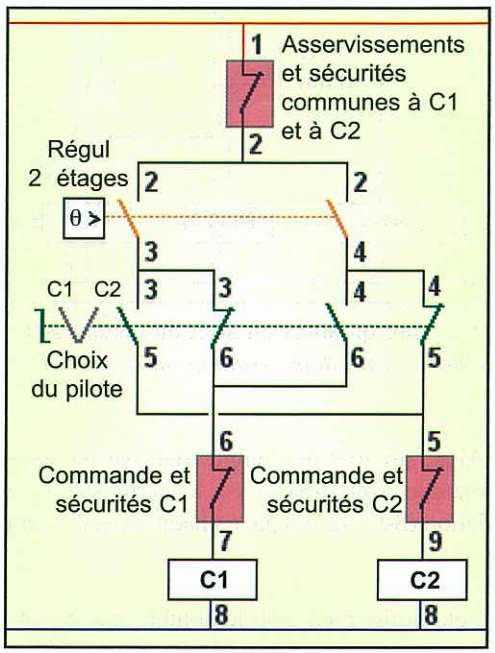
Corrigé de l'exercice 1 :

Les sécurités communes aux 2 compresseurs **C1** et **C2** et les asservissements sont câblés en série (contact **1-2**) en tête du schéma.

L'inter étant sur la position *C1 pilote*, le 1er étage du thermostat (**2-3**) enclenche **C1** par le contact (**3-6**) de l'inter. Si la température ambiante augmente, le 2ème étage du thermostat (**2-4**) se ferme et enclenche **C2** par le contact (**4-5**) de l'inter.

Quand l'inter est en position *C2 pilote*, le 1er étage enclenche **C2** par le contact (**3-5**) de l'inter et le 2ème étage enclenche **C1** par le contact (**4-6**) de l'inter.

Ainsi, le premier étage du thermostat enclenche toujours le compresseur pilote et un arrêt manuel ou par une sécurité ne stoppe que le compresseur concerné.

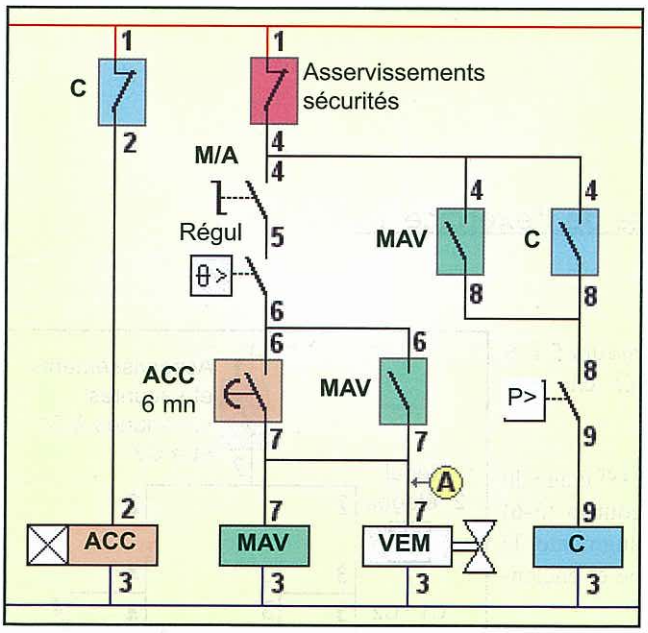


Nous venons de voir qu'en fractionnant la puissance frigorifique installée on augmente la durée de fonctionnement des compresseurs en service, ce qui réduit de façon importante le nombre de démarrages horaires et permet d'améliorer la longévité et la fiabilité du matériel.

Afin de *limiter encore* le nombre de démarrages horaires *un dispositif anti courts-cycles* (par horloge ou relais temporisé) est souvent prévu dans les schémas électriques.

Cet automatisme a pour objectif d'imposer *un délai d'attente minimum* entre deux démarrages afin de limiter les courts-cycles des compresseurs en service (principalement ceux à moteur incorporé).

Après l'arrêt d'un compresseur équipé d'un dispositif de ce type, aucun nouveau démarrage n'est possible avant qu'un certain laps de temps ne se soit écoulé (par exemple 6 minutes pour limiter le nombre de démarrages horaires à 10), de façon à laisser au moteur incorporé le temps de se refroidir.



Le schéma ci-contre montre le principe d'un dispositif anti courts-cycles par relais temporisé équipant la commande d'un compresseur régulé par tirage au vide unique *(étudié page 206)*.

Quand le thermostat de régulation ferme son contact (**5-6**), la **VEM** et le relais de mise à vide **MAV** (**7-3**) ne pourront coller que si le contact temporisé **ACC** (**6-7**) est fermé, c'est à dire uniquement si le relais **A**nti **C**ourts-**C**ycles **ACC** (**2-3**) est sous tension *depuis plus de 6 minutes*.

Comme le relais **ACC** est commandé par le contact du compresseur **C** (**1-2**), c'est dire qu'après un arrêt du compresseur **C**, ***quelle qu'en soit la raison***, *aucun démarrage ne pourra se produire avant qu'un délai minimum de 6 minutes se soit écoulé.*

Ainsi, un arrêt du compresseur par un asservissement ou une sécurité (**1-4**), ou par l'interrupteur marche/arrêt (**4-5**), ou par le thermostat de régulation (**5-6**) ou par le pressostat BP de sécurité/régulation (**8-9**), provoque à chaque fois la réinitialisation de la temporisation **ACC**.

Cela limite bien à 10 le nombre maximum de démarrage horaire du compresseur (avec une temporisation réglée à 6 mn).

Sur le schéma précédent, notez que dès que le compresseur démarre, le contact **C** (**1-2**) s'ouvre en coupant l'alimentation du relais **ACC** (**2-3**), ce qui provoque l'ouverture immédiate du contact **ACC** (**6-7**).

Le contact **MAV** (**6-7**) est donc indispensable de sorte à auto-maintenir le relais **MAV** et la **VEM** après l'ouverture de **ACC** (**6-7**), faute de quoi le compresseur procéderait à une mise à vide immédiate dès son démarrage, redémarrerait 6 mn plus tard pour tirer au vide de nouveau (et ainsi de suite...)

Un petit défaut subsiste toutefois sur le schéma *(vous pouvez essayer de le trouver avant de lire la suite, sachant qu'il se situe au niveau du repère **A**)...*

...Le compresseur étant à l'arrêt depuis plus de 6 mn le contact **ACC** (**6-7**) est fermé mais le compresseur ne pourra démarrer que si le thermostat de régulation (**5-6**) ferme son contact, ce qui est normal. Mais, imaginons qu'un problème se soit produit sur la bobine **MAV** (bobine coupée ou mauvaise connexion électrique).

Selon vous, que va-t-il se passer quand le thermostat va refermer son contact ?...

...Quand le contact (**5-6**) du thermostat va se fermer, le relais **MAV** ne pourra pas coller, mais la **VEM** restera sous tension en envoyant du liquide dans l'évaporateur alors que le compresseur **C** ne pourra jamais démarrer !

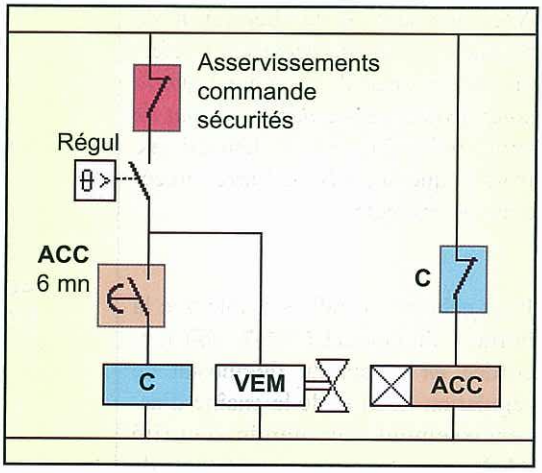
Pour éviter ce risque, il est donc conseillé (aux puristes) d'installer un contact à fermeture de **MAV** sur la ligne de cette VEM (***repère A***).

EXERCICE 2 :

Imaginez qu'on vous envoie procéder à la première mise en service d'une installation frigorifique dont les arrêts du compresseur sont prévus en protection minimum, et que l'installation soit câblée selon le schéma électrique de principe ci-contre.

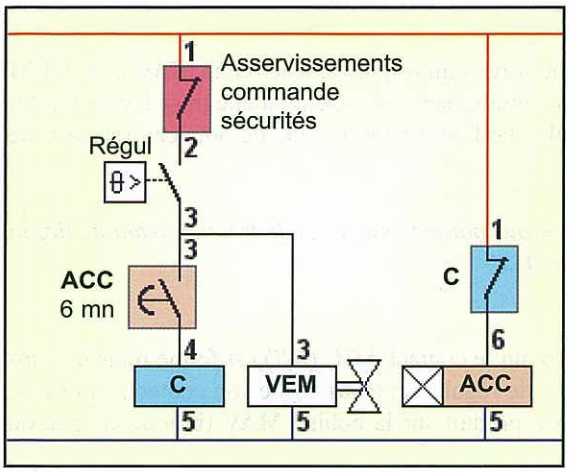
Analysez le fonctionnement de ce schéma. Qu'en pensez-vous ?

Quelles modifications devriez-vous apporter à ce schéma afin d'obtenir un fonctionnement sans problème et conforme aux principes de l'anti courts-cycles que nous venons de voir ?



Correction page suivante...

Correction de l'exercice 2 :



Admettons que le compresseur soit à l'arrêt depuis plus de 6 minutes, ce qui implique que le contact **ACC** (**3-4**) est fermé.

Quand le thermostat de régulation ferme son contact (**2-3**), le compresseur **C** démarre en ouvrant son contact **C** (**1-6**), ce qui coupe aussitôt l'alimentation du relais **ACC** (**6-5**).

Le relais **ACC** n'étant plus alimenté, il ouvre aussitôt son contact **ACC** (**3-4**) ce qui stoppe *immédiatement* le compresseur qui n'a donc reçu qu'une très brève impulsion électrique. *Notez que la VEM reste en permanence sous tension.*

Six minutes plus tard, **ACC** (**3-4**) referme et **C** *reçoit une nouvelle impulsion de démarrage pour stopper immédiatement* (et ainsi de suite...). Le compresseur ne peut donc jamais démarrer !

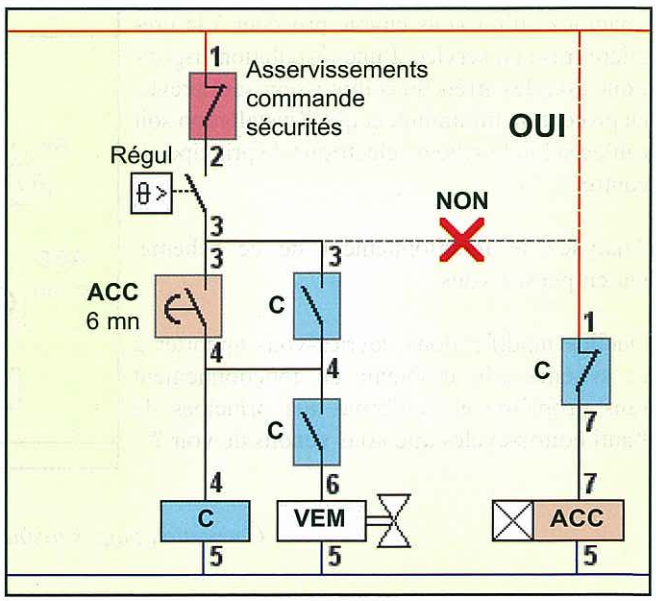
Pour éliminer ce premier problème, il est indispensable de rajouter un contact d'auto-maintien **C** (**3-4**) en parallèle sur le contact temporisé **ACC**, comme indiqué ci-dessous.

De plus, en cas de problème (bobine coupée...) sur la bobine **C** (**4-5**), la **VEM** resterait en permanence sous tension (le contact **ACC** (**3-4**) étant fermé), alors que le compresseur ne pourrait pas démarrer. Le contact **C** (**4-6**) permet d'éviter ce cas de figure.

Enfin, *imaginons que le compresseur soit à l'arrêt depuis plus de 6 mn.*

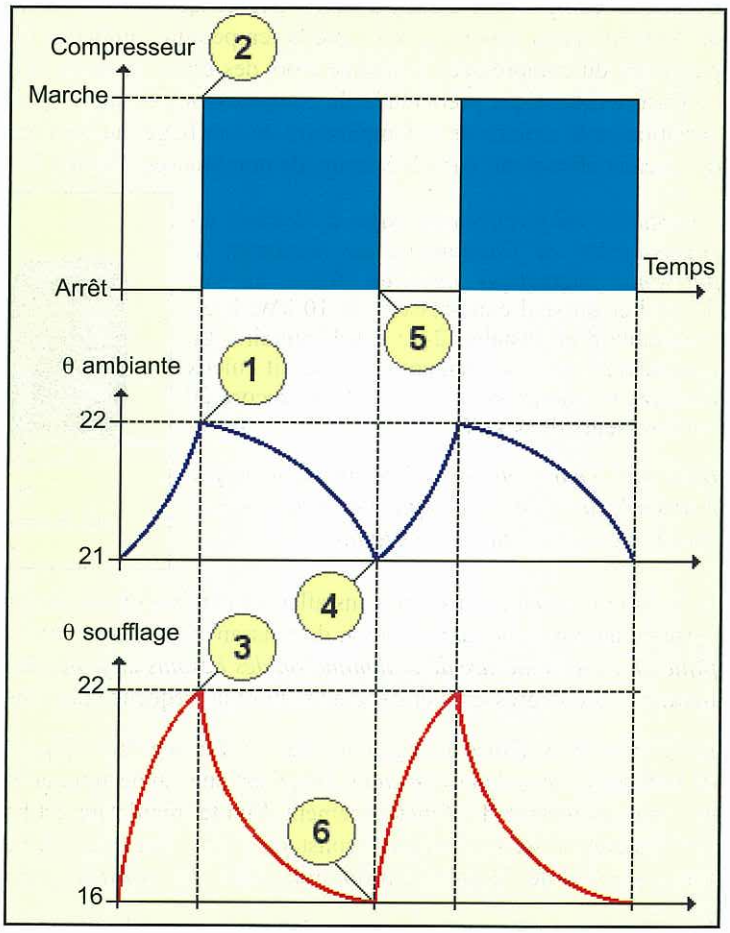
A ce moment, si le thermostat de régulation (ou une sécurité...) referme son contact, il est logique que *le compresseur puisse démarrer tout de suite*, puisqu'on est en demande de froid et que la durée de l'arrêt précédent est respectée.

Pour cela, il est indispensable que la borne **1** du contact **C** (**1-7**) soit raccordée *en amont* du thermostat de régulation (**2-3**) et de la chaîne d'asservissement-commande-sécurité (**1-2**), *et surtout pas en aval,* faute de quoi il faudrait attendre encore 6 mn supplémentaires avant chaque démarrage.



Les dispositifs électriques anti courts-cycles que nous venons de voir, s'ils permettent de prolonger la durée de vie des compresseurs, n'éliminent toutefois pas un autre problème surtout critique en conditionnement d'air, qui est celui des variations des températures contrôlées, *en particulier les variations de la température de soufflage lorsque le compresseur à tendance à court-cycler en régulation.*

Prenons l'exemple d'un compresseur unique commandé par un thermostat d'ambiance qui est réglé pour couper à 21°C et enclencher à 22°C.



Quand la température ambiante atteint 22°C ***(point 1)***, le thermostat d'ambiance ferme son contact en provoquant le démarrage du compresseur ***(point 2)***.

L'évaporateur commençant très rapidement à "faire du froid", la température de soufflage, qui était approximativement à 22°C ***(point 3)*** chute très rapidement.

Le compresseur étant surpuissant par rapport aux besoins en froid du moment, la température ambiante diminue rapidement et à 21°C **(point 4)** le thermostat stoppe le compresseur ***(point 5)***.

Comme l'évaporateur ne produit plus de froid, la température de soufflage qui était à 16°C ***(point 6)*** remonte rapidement (et ainsi de suite...).

La température de soufflage va donc passer de 22 à 16°C puis de 16 à 22°C en permanence (et cela d'autant plus rapidement que la surpuissance du compresseur sera importante), en provoquant une sensation d'inconfort très importante sur les occupants des locaux climatisés, et donc de nombreuses plaintes.

Pour résoudre ce problème, il faudrait réussir à adapter à chaque instant la puissance du compresseur aux besoins en froid du moment.

Ainsi, le compresseur fonctionnerait en permanence (ou du moins beaucoup plus longtemps) avec une puissance frigorifique variable, ce qui éliminerait les courts- cycles ainsi que les grandes et rapides variations de la température de soufflage.

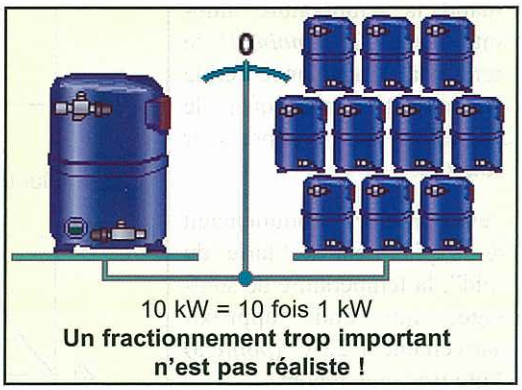
Le problème va maintenant être traité en détails...

RÉGULATEURS DE CAPACITÉ : MODE D'EMPLOI

Lorsqu'un compresseur a une puissance frigorifique très nettement supérieure aux besoins en froid du moment, nous venons de voir que la température ambiante diminue rapidement et que la surpuissance du compresseur provoque alors des mises en route et des arrêts très fréquents. En plus de l'usure mécanique prématurée du compresseur, ces courts-cycles en régulation provoquent des variations très rapides de la température de soufflage qui sont inacceptables, principalement dans des locaux climatisés, car générateurs de nombreuses plaintes de la part des occupants.

La solution au problème consiste à éliminer les courts-cycles en fractionnant au maximum la puissance frigorifique installée. Ainsi, au lieu d'installer un seul compresseur de 10 kW, il est préférable d'en installer 2 de 5 kW unitaire. En poursuivant le raisonnement, il vaudrait mieux installer 10 compresseurs de 1 kW ou encore 20 compresseurs de 0,5 kW !

Bien sûr, cette solution n'est absolument pas réalisable attendu la complexité et le coût de revient excessif d'une telle installation.

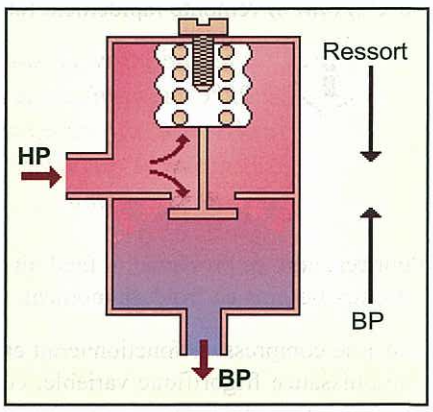


10 kW = 10 fois 1 kW
Un fractionnement trop important n'est pas réaliste !

La solution va donc consister à installer un nombre limité de compresseurs et à les équiper d'un système automatique de régulation de puissance qui permettra, *en réduisant la puissance frigorifique au fur et à mesure de la diminution des besoins en froid,* de prolonger les temps de fonctionnement des compresseurs et donc de réduire la fréquence des courts-cycles.

De nombreux systèmes de régulation de la puissance frigorifique existent, mais nous allons étudier de plus près *le régulateur de capacité* qui est une vanne automatique largement utilisée en petite et moyenne puissance. Le fonctionnement d'un tel régulateur est basé sur le fait que le $\Delta\theta$ total sur l'évaporateur reste sensiblement constant, c'est à dire que la BP diminue quand la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur diminue (*voir : Évaporateur, fonctionnement normal, page 23).*

La HP est raccordée sur l'entrée et la BP sur la sortie du régulateur. Par construction, la surface du soufflet et celle du clapet sont identiques. Ainsi, la HP poussant le soufflet vers le haut et le clapet vers le bas *avec la même force*, elle n'intervient pas dans le positionnement de la vanne, quelle que soit sa valeur.

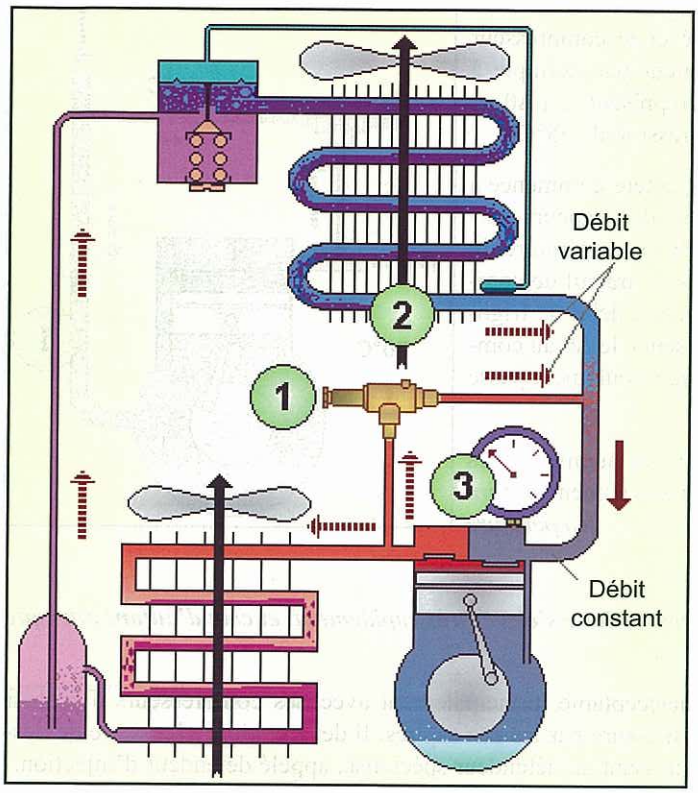


Il ne reste donc plus que 2 forces antagonistes en présence : La force du ressort qui lutte contre la force due à la BP. Si la BP diminue, cela indique que la température ambiante est en train de diminuer et donc que le compresseur devient surpuissant. A ce moment, la force du ressort devenant prépondérante, le régulateur de capacité ouvre en créant *un bipasse progressif* entre la HP et la BP, ce qui réduit le débit de fluide frigorigène en circulation.

Cette réduction du débit de frigorigène réduit la puissance frigorifique en ralentissant simultanément la descente de la température ambiante, ce qui est le but recherché.

Il est possible de raccorder un régulateur de capacité de 2 façons différentes. Nous allons étudier les avantages et les inconvénients de chacune de ces 2 possibilités.

A) Régulateur de capacité injectant sur l'aspiration.



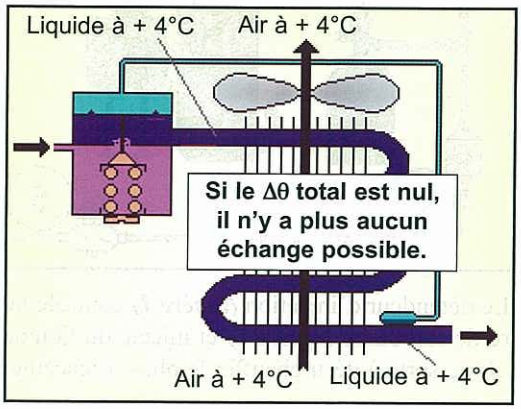
Dans ce montage, le régulateur de capacité ***(repère 1)*** est monté directement entre le refoulement et l'aspiration du compresseur. Lorsque la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur ***(repère 2)*** est importante, la BP ***(repère 3)*** est suffisamment élevée pour maintenir le régulateur fermé : Le compresseur travaille alors à pleine puissance.

Lorsque la température de l'air diminue à l'entrée de l'évaporateur, la BP veut diminuer également. En détectant cette baisse de la BP, le régulateur s'ouvre progressivement en injectant des vapeurs surchauffées du refoulement vers l'aspiration, ce qui limite aussitôt la baisse de la BP.

Remarquons que le débit de frigorigène qui traverse le compresseur reste sensiblement *constant,* quelle que soit la position du régulateur, mais que le débit dans le condenseur, la ligne liquide et l'évaporateur est *variable* en fonction de l'ouverture plus ou moins importante du régulateur.

Quand le régulateur ouvre, l'injection de gaz chauds provoque une diminution de la puissance frigorifique de l'évaporateur par la conjugaison de 2 facteurs principaux :

D'abord, *le débit de frigorigène qui traverse l'évaporateur* est diminué (une partie du frigorigène étant bipassée sur l'aspiration), ce qui réduit d'autant sa puissance frigorifique. Ensuite, en empêchant la température d'évaporation de descendre, *l'écart de température entre l'air et le frigorigène diminue sur l'évaporateur,* ce qui réduit également sa puissance frigorifique (à la limite, si le frigorigène était à la même température que l'air, il n'y aurait plus aucun échange possible et la puissance frigorifique serait nulle).

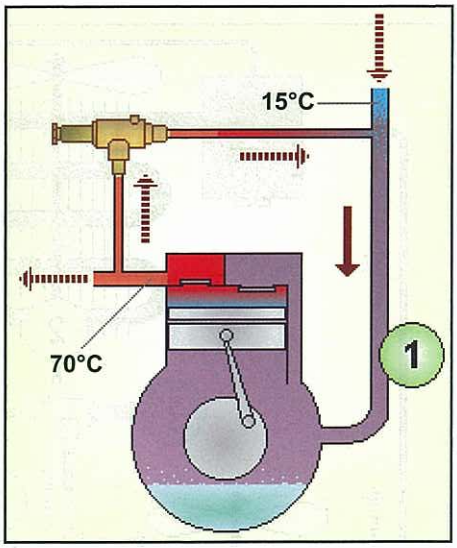


Quand les besoins en froid diminuent, le régulateur de capacité diminuant proportionnellement la puissance frigorifique de l'évaporateur, *le temps nécessaire pour atteindre la température de coupure du thermostat sera beaucoup plus long et le compresseur tournera plus longtemps, ce qui réduira d'autant les courts-cycles en régulation.*

B) Problèmes liés à l'injection sur l'aspiration.

Bien qu'il semble fonctionner parfaitement, le montage d'un régulateur de capacité injectant directement sur l'aspiration d'un compresseur présente quelques inconvénients.

Sur la figure ci-contre, si les besoins en froid sont importants, le régulateur est fermé et le compresseur aspire les gaz venant de l'évaporateur par exemple à 15°C et les refoule à 70°C (ce qui représente un $\Delta\theta$ au compresseur dû au travail de compression de 55°C).

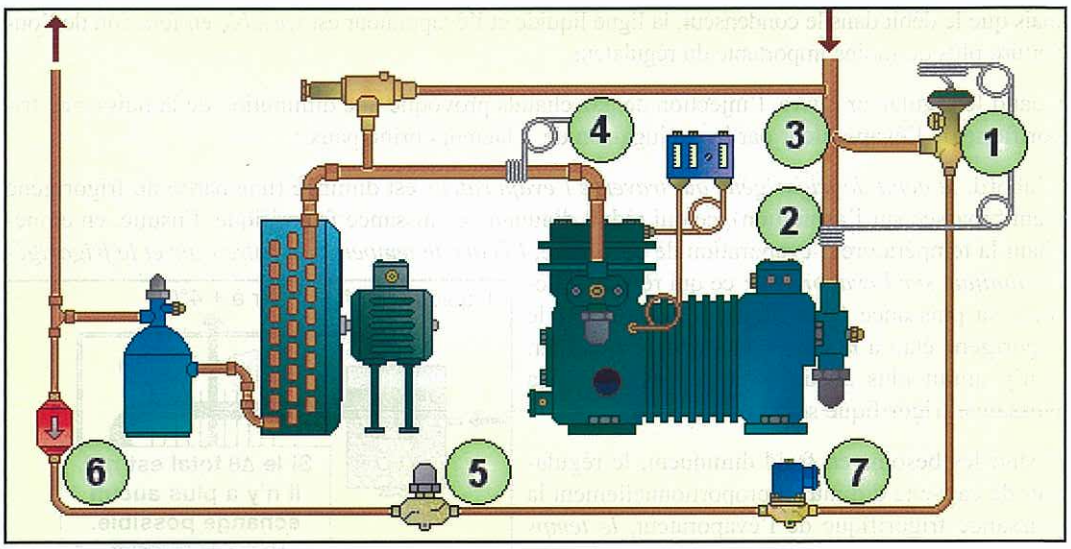


Dès que la BP veut diminuer, le régulateur commence à ouvrir et à injecter sur l'aspiration des vapeurs surchauffées à 70°C, ce qui fait monter la température du point 1 (par exemple à 25°C). Mais, le travail de compression n'ayant pas changé (puisque le débit de frigorigène est constant dans le compresseur), le $\Delta\theta$ au compresseur ne change pas non plus et le refoulement passe à 25 + 55 = 80°C.

Comme la température du refoulement augmente, les vapeurs injectées dans l'aspiration deviennent *encore plus chaudes* ce qui fait *encore monter la température du point 1* (et ainsi de suite...).

La température des vapeurs aspirées va donc s'élever très rapidement, et cela d'autant plus que le régulateur de capacité sera ouvert.

Ce procédé d'injection est donc inacceptable, principalement avec des compresseurs à moteur incorporé dont le refroidissement est assuré par les gaz aspirés. Il devient alors nécessaire de désurchauffer les vapeurs aspirées en utilisant un détendeur spécialisé, appelé détendeur d'injection.



Le détendeur d'injection ***(repère 1)*** contrôle la température des vapeurs aspirées par l'intermédiaire de son bulbe ***(repère 2)*** et injecte du liquide détendu à contre courant dans l'aspiration ***(repère 3)*** de sorte à désurchauffer le plus efficacement possible les gaz aspirés par le compresseur.

Ainsi, lorsque la BP diminue, ce qui entraîne une ouverture du régulateur de capacité, le bulbe du détendeur d'injection ressent l'élévation de température et injecte aussitôt du liquide de façon à maintenir la température des vapeurs aspirées à une valeur raisonnable *permettant le refroidissement normal du moteur du compresseur.*

Notons que selon les modèles, le bulbe du détendeur d'injection peut être prévu pour une installation sur l'aspiration ***(repère 2** page ci-contre)* ou sur le refoulement ***(repère 4)*** du compresseur. La vanne manuelle ***(repère 5)*** permet de régler le débit maximum de frigorigène liquide injecté dans l'aspiration *de sorte à éliminer toute possibilité de coup de liquide* au compresseur, même quand le détendeur d'injection est ouvert à fond. Un filtre ***(repère 6)*** est souvent installé sur la ligne du détendeur d'injection afin de protéger le montage d'éventuelles impuretés et une électrovanne ***(repère 7)*** permet d'éviter une injection parasite de liquide dans l'aspiration à l'arrêt du compresseur.

C) Régulateur de capacité injectant après le détendeur.

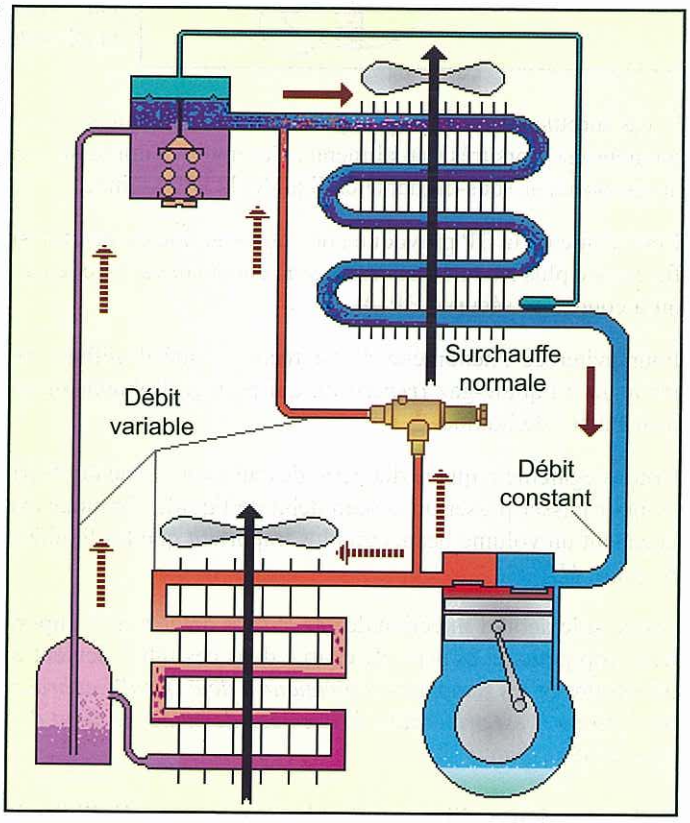
Dans ce montage, le régulateur de capacité n'est plus raccordé sur l'entrée du compresseur mais *à la sortie du détendeur thermostatique.* Le principe de fonctionnement avec ce mode de raccordement est rigoureusement identique au montage précédent mais cette fois ci, l'injection des vapeurs surchauffées venant du refoulement se fait à l'entrée de l'évaporateur.

L'énorme avantage de ce montage est que le détendeur thermostatique continue à réguler en fonction de la température de son bulbe et donc à *assurer une surchauffe constante aux vapeurs qui sortent de l'évaporateur.*

En conséquence, tous les gaz qui sortent de l'évaporateur ont une température absolument normale, ce qui permet d'assurer sans aucun problème le refroidissement du moteur du compresseur.

Avec ce procédé, contrairement au montage précédent injectant les gaz chauds dans l'aspiration du compresseur, *l'installation d'un détendeur d'injection devient donc absolument inutile.*

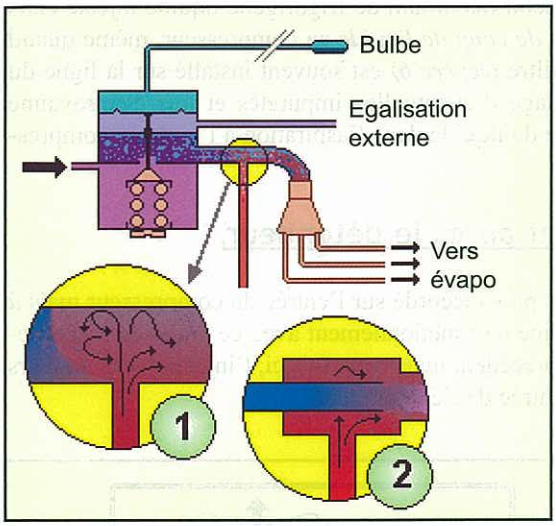
Enfin, remarquons que le débit de frigorigène qui traverse l'évaporateur et le compresseur reste sensiblement constant, quelle que soit la position du régulateur de capacité.



Par contre, comme dans le cas précédent où l'injection se faisait dans l'aspiration, le débit est variable dans le condenseur et la ligne liquide.

D) Problèmes liés à l'injection après le détendeur.

Dès que leur puissance dépasse quelques centaines de Watt, la plupart des évaporateurs à détente directe sont constitués de plusieurs nappes alimentées en parallèle par l'intermédiaire d'un distributeur de liquide. Lorsque l'injection se fait après le détendeur, le raccordement de l'injection de gaz chauds ne peut donc se faire qu'entre le détendeur et le distributeur de liquide.



Dans certains cas, ce montage risque de provoquer des coupures en sécurité BP lorsque le débit de gaz chauds est très important et que le raccordement de l'injection se fait avec un Té classique.

Ce phénomène existe principalement lorsque la puissance du régulateur de capacité dépasse environ 40 % de la puissance totale.

En effet, lorsque la quantité de gaz chauds injectés devient importante, *l'impact de ces gaz dans le té de raccordement* ***(repère 1)*** *crée des turbulences suffisamment importantes pour gêner le libre passage du liquide arrivant du détendeur.*

Si ces turbulences sont trop importantes, le liquide à énormément de difficultés à passer et l'évaporateur est alors très mal alimenté. Comme le compresseur continue d'aspirer normalement dans un évaporateur sous-alimenté en liquide, la BP diminue.

Cette chute de la BP provoque une augmentation du débit d'injection de gaz chauds, ce qui amplifie encore plus les turbulences et gêne encore davantage le passage du liquide (et ainsi de suite jusqu'à couper en sécurité BP...).

Pour éviter ce phénomène, il est recommandé d'utiliser un té de raccordement spécial appelé mélangeur liquide-gaz ***(repère 2)***, qui permet d'obtenir un mélange très homogène à l'entrée du distributeur de liquide.

Notons également que le diamètre des tubes en sortie du distributeur de liquide est prévu à l'origine pour laisser passer un certain débit de liquide. Or, nous avons vu qu'à masse égale les vapeurs occupent un volume beaucoup plus important que les liquides *(voir : relation pression température, page 11)*.

Aussi, si le débit d'injection de gaz chauds devient trop important, les tubes de distribution deviennent trop petits et la perte de charge dans ces tubes devient trop importante. Il peut alors devenir nécessaire de les remplacer *(quiconque a déjà installé et brasé un gros distributeur de liquide comprendra qu'il est préférable dans ce cas de brider le débit de gaz chauds et de ne surtout pas toucher au distributeur !)*.

Enfin, signalons qu'il est préférable, avec ce procédé d'injection, d'utiliser un distributeur de liquide de Venturi (à faible perte de charge) plutôt qu'un distributeur à diaphragme dont la perte de charge est beaucoup plus importante.

EXERCICE :

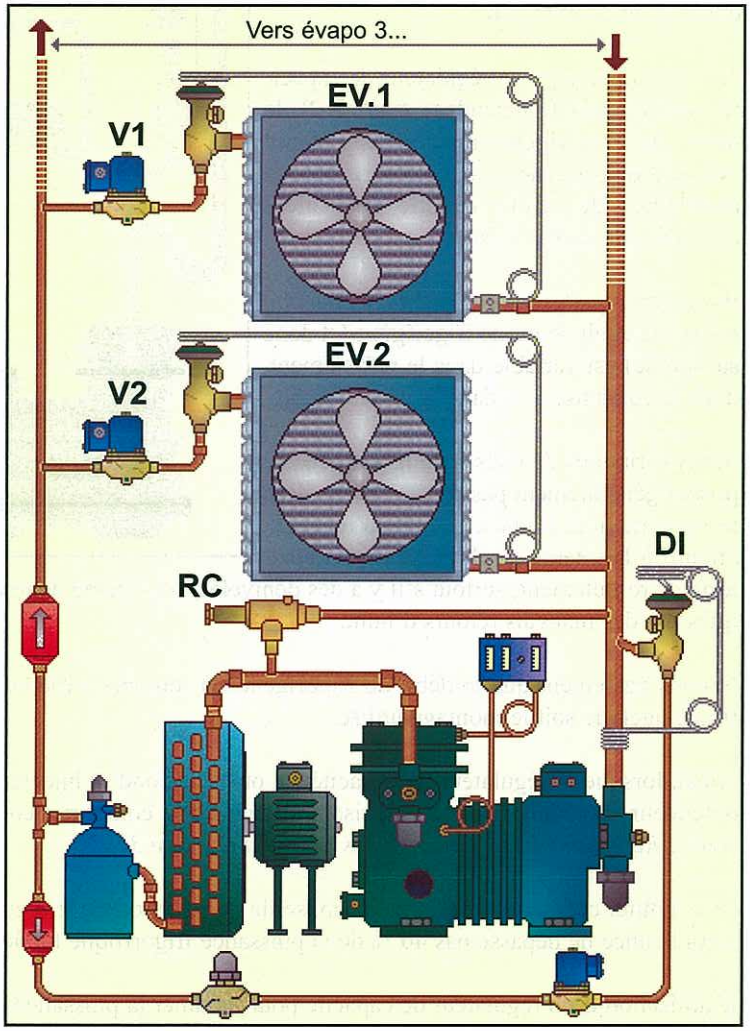
Il semble plus intéressant, *a priori,* de raccorder le régulateur de capacité entre le détendeur et le distributeur de liquide plutôt que sur l'aspiration du compresseur, car cela permet d'éviter l'utilisation (plutôt lourde) d'un détendeur d'injection. Pourtant, on rencontre des installations équipées *à juste titre* d'une injection sur l'aspiration.

Alors, dans quel cas l'injection après le détendeur n'est-elle pas possible ?

Correction :

La réponse est bien simple : Il n'est pas possible d'injecter après le détendeur si l'installation en possède plusieurs, c'est à dire si le compresseur alimente *plusieurs évaporateurs.*

Prenons l'exemple simple d'une installation qui possède un seul compresseur et plusieurs évaporateurs travaillant à la même température, mais installés dans des locaux différents.



Si la température devient satisfaisante dans le local refroidi par l'évaporateur **EV.1**, la régulation coupe l'électrovanne **V1** (les autres évaporateurs restant en service). **EV.1** ne produisant plus de vapeurs et le compresseur continuant d'aspirer, la BP diminue.

A ce moment, où faut-il faire injecter le régulateur de capacité ? dans **EV.2** ? dans **EV.3** ?... (ce qui nécessiterait un automatisme et un réseau de tuyauteries beaucoup trop complexes).

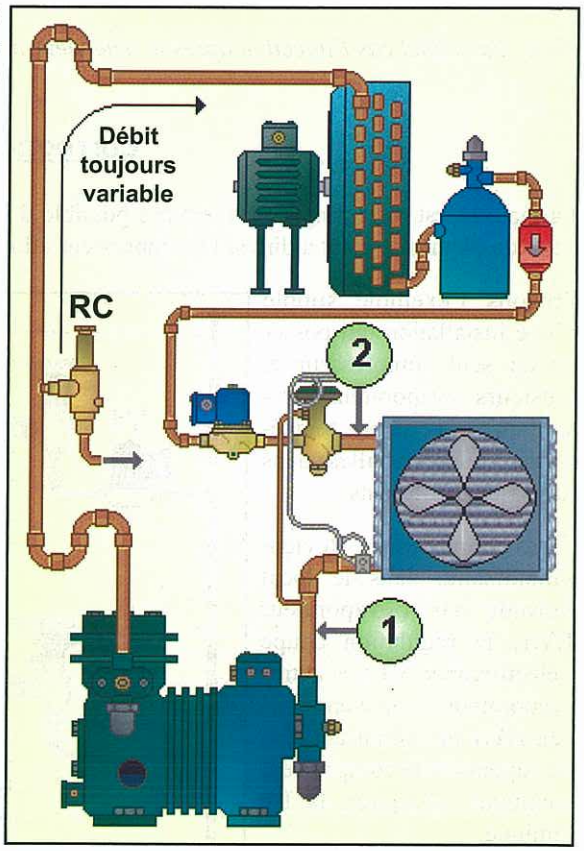
La solution la plus économique et la plus simple consiste alors à injecter dans l'aspiration, ce qui oblige donc à utiliser un détendeur d'injection.

Enfin, notons que si un évaporateur unique est situé *très loin* du compresseur, il peut parfois être avantageux d'injecter sur l'aspiration afin de réduire la longueur de la tuyauterie d'injection.

E) Problèmes généraux posés par les régulateurs de capacité.

Les variations du débit (et donc de la vitesse) du fluide frigorigène posent toujours de gros problèmes pour assurer la circulation de l'huile dans le circuit frigorifique et permettre son retour au compresseur *(voir : Problème des retours d'huile, page 251)*.

Or, si le régulateur de capacité injecte dans l'aspiration du compresseur ***(repère 1)***, le débit du frigorigène est variable dans l'évaporateur.



En conséquence, le diamètre et le tracé des tuyauteries BP devront être déterminés avec le plus grand soin, surtout si l'évaporateur est relativement éloigné ou s'il est situé en dessous du compresseur.

A l'opposé, lorsque le régulateur de capacité injecte après le détendeur ***(repère 2)***, le débit de frigorigène reste sensiblement constant dans l'évaporateur et les risques de problèmes de retour d'huile sont alors considérablement réduits.

Par contre, *quelque soit le mode d'injection utilisé*, le débit de fluide frigorigène (et donc sa vitesse) est variable dans le refoulement, dans le condenseur et dans la ligne liquide.

Si les variations de vitesse du frigorigène ne posent généralement pas de problèmes dans la ligne liquide, Il faut être particulièrement attentif à la vitesse du fluide dans la tuyauterie de refoulement, surtout s'il y a des dénivelés, sous peine de rencontrer de gros ennuis provoqués par des mauvais retours d'huile.

Notons également que le débit de frigorigène est toujours variable dans le détendeur thermostatique, quelque soit le montage utilisé.

Ainsi, lorsque le régulateur de capacité est ouvert à fond et injecte au maximum, le débit dans le détendeur est réduit d'autant et il risque parfois de se comporter comme un détendeur surpuissant *(voir : Réflexion sur le pompage des détendeurs, page 34)*.

Pour limiter ce risque, il est souvent conseillé de sélectionner le régulateur de capacité de sorte que sa puissance ne dépasse pas 40 % de la puissance frigorifique totale du compresseur.

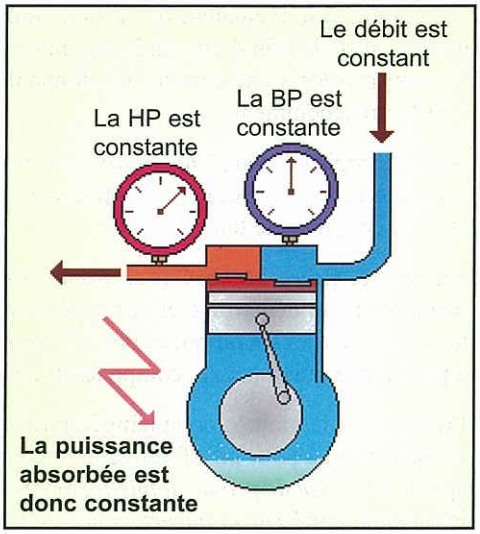
L'utilisation d'un régulateur de capacité pour moduler la puissance frigorifique pose un autre type de problème, au niveau de la consommation électrique.

Essayez donc de trouver quel est ce problème avant de poursuivre la lecture...

Quelque soit le type de montage du régulateur de capacité, le débit de frigorigène qui traverse le compresseur reste sensiblement constant, ainsi que les pressions HP et BP de fonctionnement.

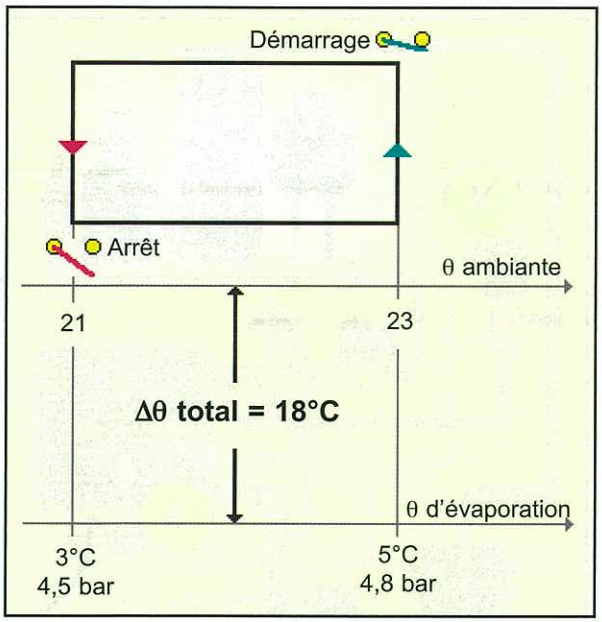
En conséquence, la puissance consommée par le moteur électrique reste constante.

Comme la puissance électrique absorbée ne diminue pas avec la puissance frigorifique fournie, ce procédé de régulation *n'est absolument pas économique* au niveau énergétique. Ce défaut limite l'utilisation d'un régulateur de capacité aux installations dont la puissance est relativement modérée.



En effet, quand la puissance des compresseurs à pistons augmente, on préfère le plus souvent utiliser un système de régulation de puissance par élimination des cylindres qui, en faisant varier le débit de frigorigène, rend la puissance électrique absorbée également variable.

F) Réglage des régulateurs de capacité.



Prenons l'exemple d'un compresseur unique dont le thermostat de régulation est réglé pour enclencher à 23°C et couper à 21°C (application classique en climatisation).

Nous savons que le Δθ total sur un évaporateur reste sensiblement constant *(voir : influence de la température de l'air, page 31)*.

En admettant sur notre évaporateur un Δθ total de 18°C, la température d'évaporation sera de 23 - 18 = 5°C au moment du démarrage (soit une BP de 4,8 bar avec du R22) et elle chutera à 21 - 18 = 3°C à la coupure du compresseur (soit 4,5 bar).

Si on installe un régulateur de capacité réglé pour commencer à ouvrir quand la BP descend en dessous de 4,5 bar, il restera constamment fermé en fonctionnement normal et le compresseur s'enclenchera et se coupera en conservant en permanence 100% de sa puissance totale.

Les avantages de la réduction de puissance seraient alors complètement éliminés par le mauvais réglage du régulateur.

Si le régulateur de capacité est réglé par exemple à 4 bar (soit 0°C), il ne servirait alors plus qu'à limiter la chute de la température d'évaporation en cas de panne BP (manque de charge, détendeur trop petit...), de sorte à empêcher le givrage de l'évaporateur.

Par contre, si le régulateur de capacité (admettons que sa puissance soit de 40 % de la puissance totale) est réglé afin d'être entièrement ouvert quand le thermostat d'ambiance ferme son contact, le compresseur s'enclenchera en donnant 60 % de sa puissance frigorifique totale, au lieu de 100 % précédemment.

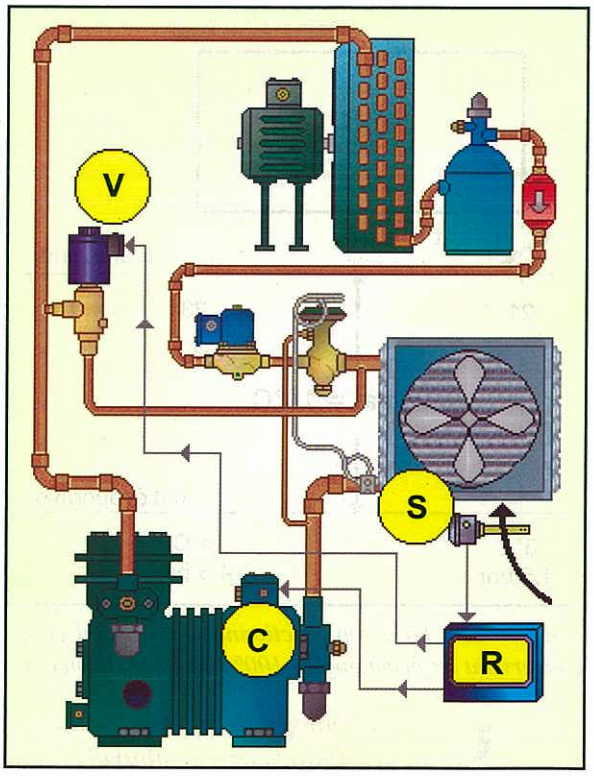
Avec ce réglage, *quand les besoins en froid seront inférieurs à 60 %*, le temps nécessaire pour atteindre la température de coupure sera *beaucoup plus long* que si le compresseur était resté à 100 %, ce qui est le but recherché.

Par contre, *quand les besoins en froid seront supérieurs à 60 %*, la puissance du compresseur sera insuffisante au démarrage et la température ambiante va monter en augmentant simultanément la température d'évaporation, et donc en provoquant la fermeture progressive du régulateur jusqu'à équilibrer la puissance du compresseur avec les besoins en froid.

Dans ce cas la montée de la température ambiante sera d'autant plus faible que le régulateur aura été sélectionné pour un ΔP faible et le compresseur tournera 1h/h. Notez que le ΔP du régulateur, appelé aussi *bande proportionnelle*, représente l'écart de pression nécessaire pour le faire passer de la position *entièrement ouverte* à la position *entièrement fermée*.

On comprend facilement qu'un réglage de ce type soit très délicat à réaliser. C'est pourquoi les régulateurs de capacité commandés directement par la BP sont dans la pratique le plus souvent réglés pour servir de limiteur basse pression ou de sécurité anti givre (en climatisation).

Pour obtenir une bonne régulation de capacité, facilement réglable, une excellente solution consiste à utiliser une vanne d'injection de gaz chauds qui ne soit plus commandée directement par la BP mais par la température du local, comme schématisé ci-contre.

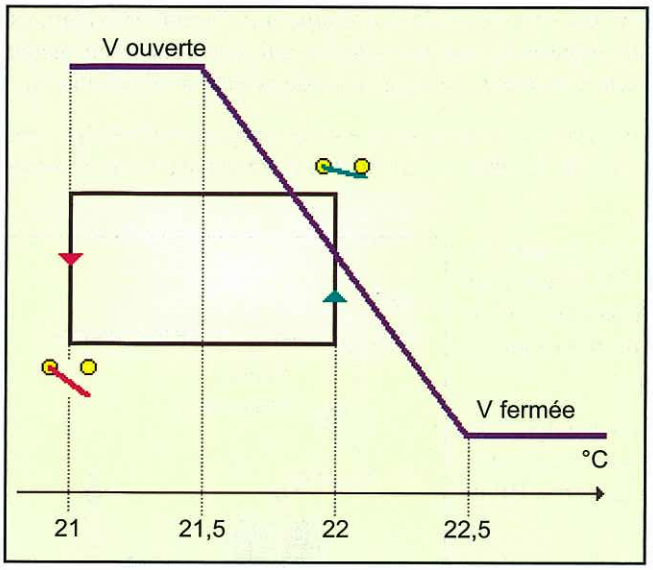


Dans ce montage, un capteur de température **S** mesure en permanence *la température ambiante* du local et la communique au régulateur électronique **R**.

Le régulateur **R** commande alors les enclenchements et les coupures du compresseur **C** et règle le pourcentage d'ouverture de la vanne d'injection **V** *en fonction de l'écart entre la température mesurée par **S** et la température de consigne affichée par l'utilisateur.*

Le principal avantage de ce dispositif de régulation est surtout de permettre une grande souplesse de réglage car c'est le même paramètre (la température ambiante) qui décide *à la fois* de la position de la vanne et du fonctionnement du compresseur...

A titre d'exemple, regardons à présent le graphe de régulation ci-contre montrant le réglage d'un régulateur électronique commandant un compresseur et sa vanne d'injection.



Quand la température ambiante atteint 22°C, le compresseur s'enclenche avec la vanne d'injection **V** partiellement ouverte (le compresseur démarre donc à puissance réduite).

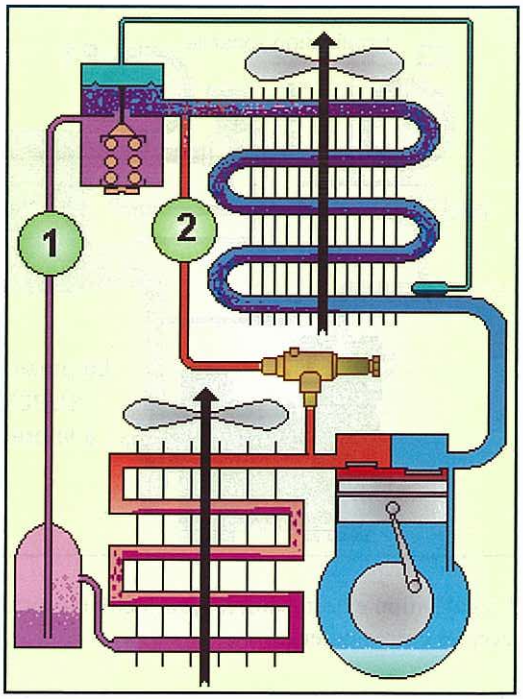
A ce moment, si la puissance du compresseur *est supérieure* aux besoins en froid, la température ambiante va commencer à diminuer.

Au fur et à mesure de la réduction de la température ambiante la vanne **V** s'ouvre en diminuant la puissance frigorifique, *ce qui ralentit la baisse de la température et augmente d'autant la durée du fonctionnement.*

Pour descendre la température ambiante de 21,5°C à 21°C, le compresseur reste en permanence *avec sa puissance minimum,* la vanne **V** étant ouverte en grand. A 21°C, le compresseur s'arrête.

Dans l'autre cas de figure, si la puissance du compresseur à l'enclenchement *est inférieure* aux besoins en froid, la température ambiante va au contraire continuer à s'élever. Simultanément, la vanne **V** se ferme, ce qui augmente la puissance du compresseur *jusqu'à l'équilibrer avec les besoins en froid.* Le compresseur fonctionne alors en permanence et dans l'exemple il n'aura sa pleine puissance qu'à 22,5°C en ambiance.

Ce type de régulation et de réglage répond donc parfaitement aux questions soulevées dans le chapitre précédent traitant du problème des courts-cycles des compresseurs. Par contre, la BP n'intervenant pas sur le positionnement de la vanne d'injection, la sécurité anti givre sur l'évaporateur n'est plus assurée en application climatisation (mais est-ce bien le rôle d'une régulation de puissance ?).



G) Problèmes divers posés par les régulateurs de capacité.

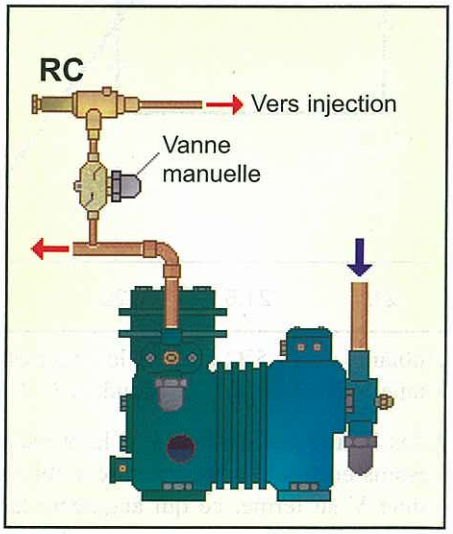
Lorsque l'arrêt du compresseur se fait par tirage au vide *(voir : arrêt des compresseurs frigorifiques, page 203)*, une électrovanne est installée sur la ligne liquide ***(repère 1)***, le plus près possible du détendeur.

Mais, quand le thermostat de régulation coupe l'alimentation de cette électrovanne pour provoquer la mise à vide, *la diminution tout à fait normale* de la BP va provoquer l'ouverture simultanée du régulateur de capacité et donc empêcher le tirage au vide de se faire normalement...
Avant de tourner la page, que proposeriez-vous ?

Quand le compresseur coupe en régulation par tirage au vide, *il est impératif* d'installer également une électrovanne sur la ligne d'injection ***(repère 2** page précédente)* qui sera coupée en même temps que celle de la ligne liquide, de sorte à permettre le tirage au vide normal de l'installation.

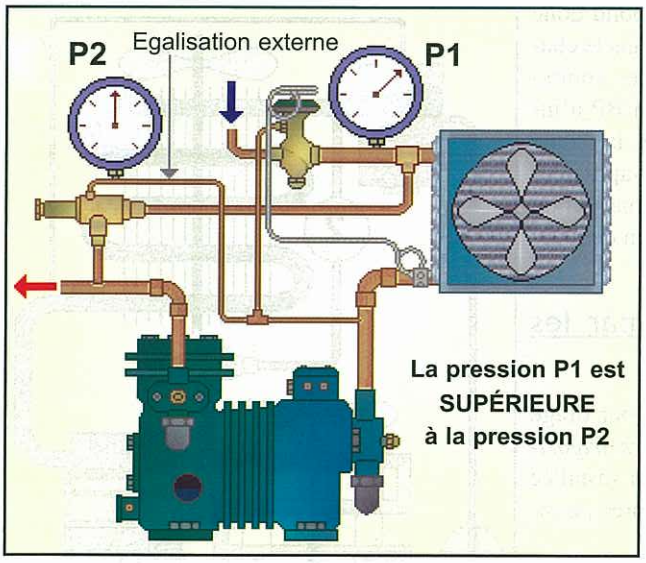
De plus, *quelque soit le montage du régulateur de capacité*, il est recommandé d'installer une vanne manuelle sur la ligne d'injection, afin de faciliter les opérations de maintenance de l'installation.

Par exemple, pour effectuer un contrôle ou une réparation, si le dépanneur désire tirer au vide la partie BP de l'installation en fermant la vanne départ liquide, la mise à vide n'est pas possible à cause du régulateur de capacité *qui ouvre quand la BP diminue.*



Grâce à la vanne manuelle, il peut alors interrompre l'injection *sans dérégler le régulateur de capacité*, et procéder normalement à la mise à vide de la partie BP du circuit.

Si la vanne est installée *en amont* du régulateur (comme sur le schéma ci-contre) elle permet en plus de le démonter (en cas de problème) sans perdre le fluide frigorigène contenu dans le condenseur et la bouteille. Notons également qu'en étranglant cette vanne manuelle *on peut brider le débit d'injection* si le régulateur de capacité est trop largement surdimensionné et occasionne des problèmes.



Pour terminer signalons que certains régulateurs de capacité, principalement utilisés quand l'injection de gaz chauds se fait à la sortie du détendeur, sont pourvus d'une prise de pression (appelée égalisation externe) *destinée à être raccordée sur la ligne d'aspiration du compresseur.*

En effet, au lieu de réguler la BP régnant entre le détendeur et le distributeur de liquide, l'égalisation externe permet de contrôler *la BP réelle* à l'aspiration du compresseur, ce qui permet de prendre en compte les pertes de charges dues au distributeur de liquide, à l'évaporateur et éventuellement à la ligne d'aspiration.

L'égalisation externe doit ***toujours*** être raccordée, sinon le régulateur de capacité ne peut pas fonctionner correctement.

Aussi, faisons bien attention à ne pas confondre cette égalisation avec la prise manométrique équipant certains types de vannes de régulation, par exemple la vanne à pression constante (étudiée page 440), souvent utilisée en froid commercial.

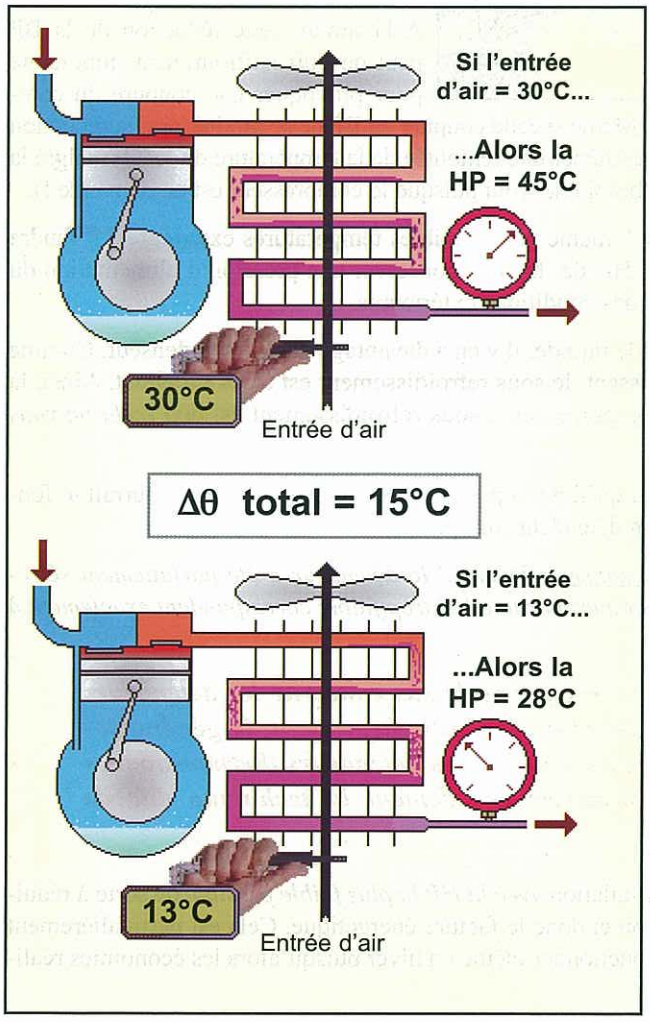
POURQUOI RÉGULER LES CONDENSEURS À AIR ?

Sur une installation frigorifique à condensation par air, nous avons vu que le $\Delta\theta$ total sur le condenseur (c'est à dire la θ de condensation - la θ d'entrée d'air) reste sensiblement constant lorsque la température extérieure varie *(voir : Condenseur à air Fonctionnement normal, page 15).*

Prenons l'exemple d'un condenseur sélectionné à l'origine pour une température extérieure en été de 30°C. Quand vient l'hiver, ce condenseur *devient surpuissant* au fur et à mesure de la diminution de la température extérieure et la condensation du fluide frigorigène se fait de mieux en mieux.

La surpuissance du condenseur, d'autant plus importante que la température extérieure est faible, entraîne alors une réduction importante de la température (et donc de la pression) de condensation.

Si l'installation doit fonctionner toute l'année, *même par des températures extérieures relativement faibles* (chambres froides, climatisation de salles informatiques...), cela ne va pas sans poser quelques problèmes.

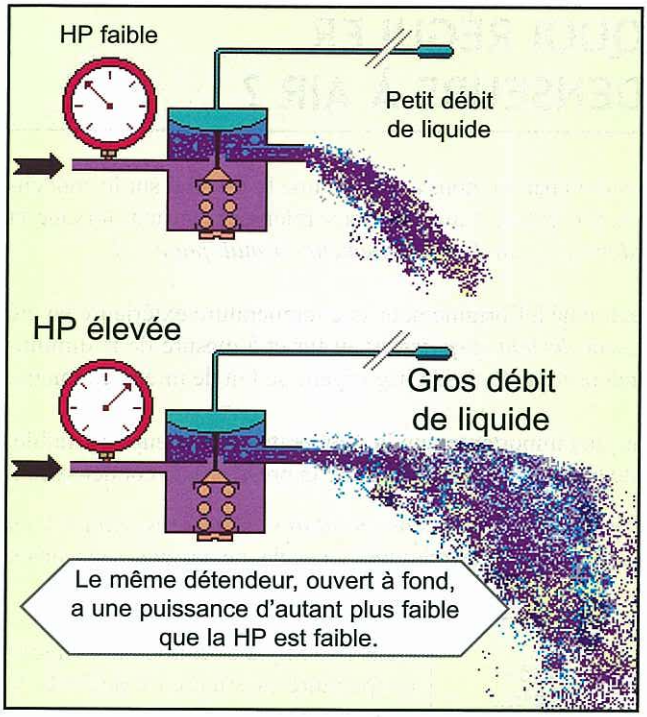


Dans l'exemple ci-contre, alors que la température extérieure est de 30°C, la température de condensation est de 45°C (soit 16,3 bar avec du R22 et 19,5 bar avec du R404A). Cela représente un $\Delta\theta$ total sur le condenseur de 15°C, soit un écart relativement usuel.

Comme le $\Delta\theta$ total reste sensiblement constant, si la température extérieure commence à diminuer, par exemple jusqu'à 13°C (soit une réduction de 17°C), la température de condensation va également descendre de 17°C et donc chuter de 45°C à 28°C, ce qui donne une HP d'environ 10,3 bar avec du R22 et 12,5 Bar avec du R404A.

Lorsque la température extérieure diminue, cette réduction de la HP est *tout à fait normale*, mais elle va avoir des répercussions très importantes sur le bon fonctionnement de l'installation...

Avant de tourner la page, réfléchissez un peu aux conséquences de cette chute de la HP sur le fonctionnement d'un détendeur thermostatique traditionnel...



La pression d'alimentation en liquide étant plus faible *le même détendeur, ouvert à fond,* laisse passer une quantité de liquide beaucoup plus faible. C'est dire que la quantité de liquide injectée dans l'évaporateur est alors très fortement réduite.

Cette faible quantité de liquide se vaporise très rapidement, la zone de surchauffe devient très importante et la quantité de vapeurs produite devient insuffisante.

Le compresseur devenant potentiellement capable d'aspirer beaucoup plus de vapeurs que l'évaporateur n'en produit, la BP diminue dans des proportions d'autant plus importantes que la HP sera faible.

A la limite, cette réduction de la BP peut devenir suffisamment importante pour provoquer une coupure du compresseur par le pressostat de sécurité BP. Même si cette coupure en BP ne se produit pas, la réduction de la puissance frigorifique va toutefois entraîner une remontée de la température du local (malgré la faible température extérieure, ce local a besoin de froid puisque le compresseur est en demande !).

Si une installation doit " faire du froid " même par de faibles températures extérieures, il faudra installer un système de régulation de la HP, de façon à conserver une pression d'alimentation du détendeur satisfaisante et indépendante des conditions extérieures.

Notez que l'évaporateur contenant peu de liquide, il y en a davantage dans le condenseur. Comme le condenseur est très largement surpuissant, le sous refroidissement est alors excellent. Ainsi, la BP est trop faible, la surchauffe est trop grande et le sous refroidissement est bon *(cela ne vous rappelle rien ?)*.

Un dépanneur inexpérimenté, constatant qu'il n'y a pas de $\Delta\theta$ sur la ligne liquide, pourrait « foncer tête baissée » dans l'hypothèse d'un détendeur trop petit.

***Attention, ne vous laissez surtout pas abuser** : Même si le détendeur a été parfaitement sélectionné, les symptômes frigorifiques provoqués par une HP trop faible correspondent exactement à la panne du détendeur trop petit.*

A NOTER : le problème évoqué ci-dessus concerne les détendeurs traditionnels, qui sont les plus répandus. Cependant, la généralisation des détendeurs électroniques et des détendeurs thermostatiques multi-orifices devrait favoriser grandement la technique dite de " HP flottante ".

Celle-ci consiste à laisser travailler l'installation *avec la HP la plus faible possible* de sorte à réduite en permanence le taux de compression et donc la facture énergétique. Cela est particulièrement intéressant quand le compresseur doit fonctionner même en hiver puisqu'alors les économies réalisées peuvent dépasser 40%.

PROBLÈME DU DÉMARRAGE DES COMPRESSEURS PAR DE FAIBLES θ EXTÉRIEURES

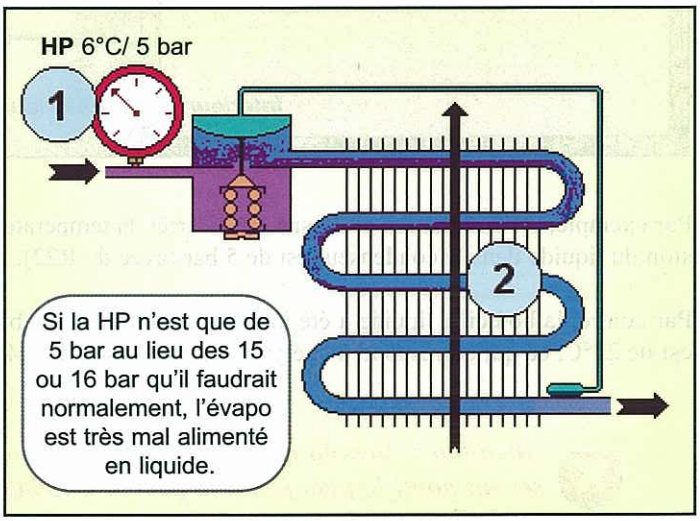
Nous venons de voir qu'à l'exception des systèmes équipés pour fonctionner en HP flottante, il est impératif de conserver une HP suffisamment importante lorsqu'une installation à condensation par air doit fonctionner par de faibles températures extérieures.

Il faut en effet conserver en permanence une pression d'alimentation du détendeur suffisante pour éviter des baisses intempestives de la BP.

Si l'installation d'un système de régulation de la HP peut permettre de résoudre ce premier problème, un autre type de panne risque de se produire *au moment du démarrage du compresseur.* Pour bien comprendre le phénomène, prenons un exemple :

Imaginons que la température extérieure étant de 6°C, *le groupe de condensation* de cette installation au R22 soit à l'arrêt depuis suffisamment longtemps pour que la température du liquide à l'intérieur du condenseur, placé à l'extérieur, soit également de 6°C.

La relation pression température du R22 nous indique qu'à 6°C, la pression régnant dans toute la partie HP du circuit est de 5 bar, ce qui signifie qu'au moment du démarrage du compresseur, la pression d'alimentation du détendeur n'est que de 5 bar ***(point 1)***, *au lieu des 15 ou 16 bar qu'il devrait y avoir normalement.*



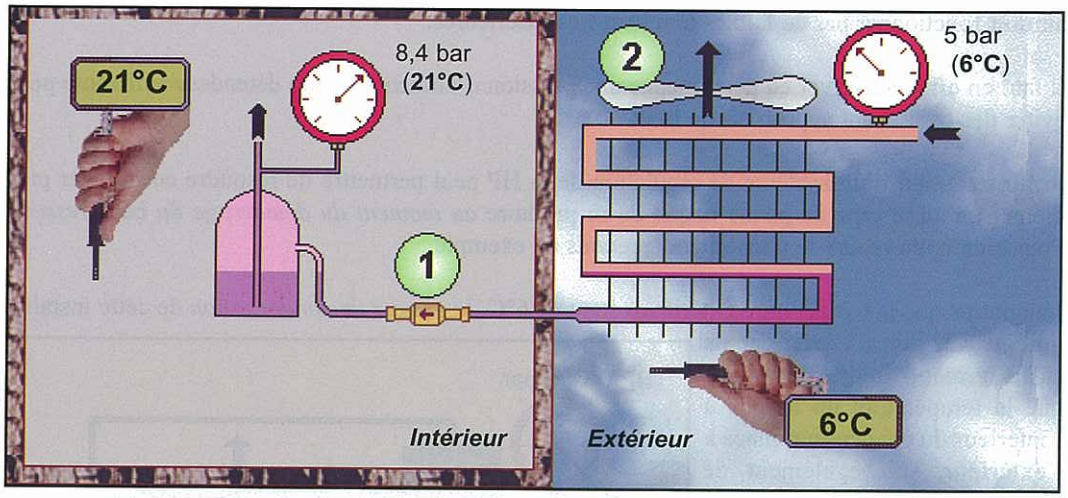
Si la puissance du détendeur a été sélectionnée à l'origine par exemple pour un ΔP de 10,6 bar (HP = 15,8 bar soit 44°C et BP = 5,2 bar soit 7°C), c'est dire que pour donner sa pleine puissance et alimenter correctement l'évaporateur quand la HP est de 5 bar, il faudrait que la BP soit de 5 - 10,6 = **- 5,6 bar** *(pression impossible à obtenir puisque le vide absolu ne représente qu'une pression relative de -1 bar !).*

Il passe donc *très peu* de liquide dans le détendeur, *bien qu'il soit en pleine ouverture*, et la dernière gouttelette se vaporise *très tôt* dans l'évaporateur ***(point 2)*** en provoquant *une surchauffe très importante* et une puissance frigorifique très faible. *Notez qu'avec un détendeur multi-orifices, la chute de la HP aurait provoqué automatiquement le passage du fluide par l'orifice le plus gros).*

Puisque l'évaporateur contient *très peu* de liquide, il produit *très peu* de vapeurs et le compresseur continuant d'aspirer tout à fait normalement, la BP chute fortement (même au vide absolu, la puissance du détendeur serait encore trop faible), *et c'est la coupure assurée par le pressostat de sécurité BP.*

Afin d'assurer un démarrage sans problème, une solution radicale permettant de conserver une HP satisfaisante consiste à installer le condenseur dans un endroit où la température ne descend jamais trop bas (par exemple dans un parking souterrain), mais ce n'est pas toujours possible.

Un compromis intéressant est souvent utilisé, qui consiste à installer le condenseur *à l'extérieur* et la bouteille liquide *à l'intérieur* des locaux.



Par exemple, si l'installation ci-dessus est à l'arrêt, la température extérieure étant de 6°C, la pression du liquide dans le condenseur est de 5 bar (avec du R22).

Par contre, la bouteille liquide a été installée à l'intérieur du bâtiment dans lequel la température est de 21°C, ce qui correspond à une pression du liquide de 8,4 bar dans cette bouteille.

Attention : Attendu que le fluide frigorigène va toujours se condenser au point le plus froid, la pose d'un clapet de retenue (repère 1) est indispensable pour empêcher le fluide contenu dans la bouteille de migrer dans le condenseur à l'arrêt de l'installation, sinon la bouteille sera vide au moment du démarrage et c'est la coupure en sécurité BP assurée !

Grâce à ce montage, le détendeur sera alimenté au moment du démarrage par une pression minimum de 8,4 bar (si la température intérieure est de 21°C), *même si la température extérieure est extrêmement faible.*

Ainsi, au moment du démarrage, le détendeur sera mieux alimenté et l'évaporateur bien mieux rempli. Il y aura donc davantage de vapeurs produites et la chute de la BP sera beaucoup moins importante, ce qui améliorera la puissance frigorifique pendant toute la durée du démarrage.

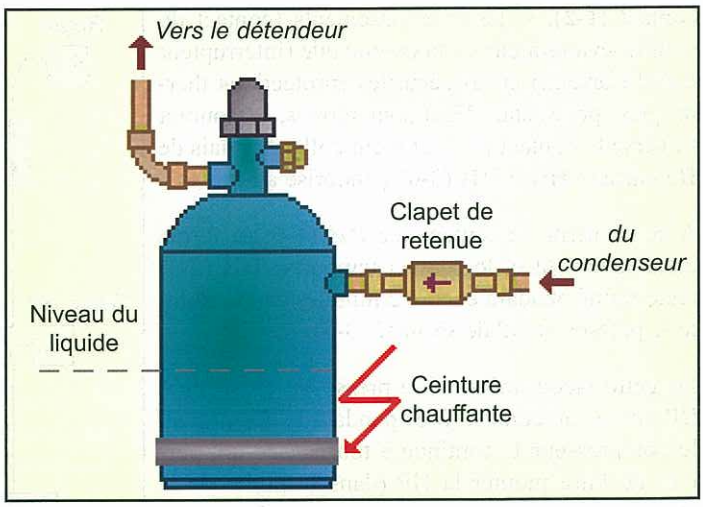
Puisque la puissance absorbée par l'évaporateur sera plus importante, la quantité de chaleur rejetée au condenseur sera également plus grande...

Or, il faut précisément que le condenseur reçoive *le plus rapidement possible* de la chaleur de sorte à augmenter la température du liquide, ***ce qui est la seule façon*** de faire monter sa pression afin *de commencer à alimenter convenablement le détendeur.* Mais, pour monter *le plus rapidement possible* la température du liquide contenu dans le condenseur, il est impératif que la puissance de ce condenseur soit *la plus faible possible durant toute la durée du démarrage.*

Pour ce faire, avec la plupart des procédés de régulation, le ventilo-condenseur ***(point 2,*** page ci-contre) *doit obligatoirement être à l'arrêt* et son enclenchement ne doit être possible que lorsque la HP aura atteint une pression suffisamment élevée (le ventilo-condenseur doit donc être asservi à un pressostat de régulation HP).

Ce fonctionnement est encore perfectible en chauffant le liquide contenu dans la bouteille par l'intermédiaire d'une résistance électrique placée en partie basse du récipient.

Cette résistance peut être commandée en même temps que la résistance de carter, ou être asservie à un thermostat qui mesure la température extérieure, ou encore être régulée par un thermostat qui mesure la température du liquide, (mais le choix de l'emplacement du bulbe de ce thermostat est délicat), ou encore être commandée par un pressostat de régulation qui contrôle directement la valeur de la haute pression dans la bouteille.



Dans ces 2 derniers cas, le réglage de la régulation de la résistance doit permettre d'obtenir une HP minimum d'au moins 27°C (soit 10 bar avec le R22, 6 bar avec le R12, 6,1 bar avec le R134a, 12,2 bar avec le R404A et 16,3 bar avec le R410A), afin de permettre un démarrage sans problème.

Bien sûr, quelle que soit la solution adoptée, un clapet de retenue placé entre le condenseur et la bouteille reste plus que jamais indispensable.

Attention : La méthode qui consiste à chauffer la bouteille liquide implique que cette bouteille contienne suffisamment de liquide à l'arrêt de l'installation. Pour s'en assurer, il faut d'une part que la charge en fluide frigorigène soit correcte et d'autre part, il est vivement conseillé de procéder à l'arrêt du compresseur par un tirage au vide de sorte à ramener un maximum de liquide dans la bouteille.

Problème des coupures en BP au moment du démarrage :

Quelle que soit la solution retenue pour conserver une pression d'alimentation du détendeur suffisamment importante pour permettre un démarrage satisfaisant, même par temps froid, il peut arriver malgré tout que des coupures intempestives par le pressostat de sécurité BP se produisent au moment du démarrage...

En effet, dans le cas de lignes liquide longues ou lorsqu'il y a *un dénivelé important* entre la bouteille liquide et le détendeur, le temps d'amorçage de la ligne liquide peut devenir suffisamment important pour que l'évaporateur soit mal alimenté en liquide au début du démarrage, ce qui peut provoquer une coupure au pressostat de sécurité BP et des courts-cycles intempestifs jusqu'à l'obtention d'une BP satisfaisante.

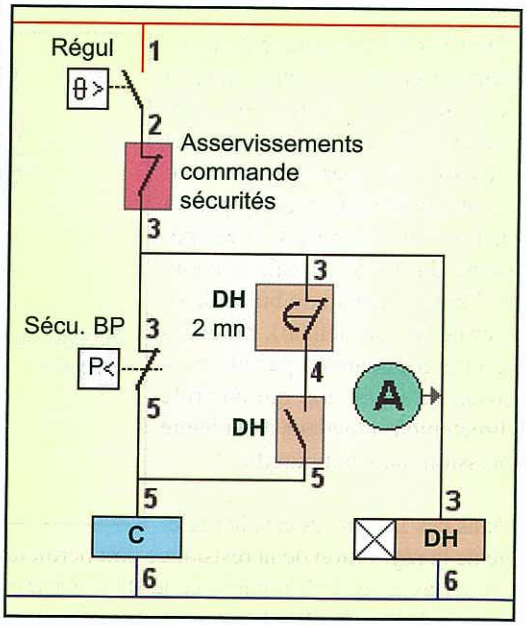
Dans ce cas de figure, si la commande du compresseur est équipée d'un dispositif anti court-cycles, *le démarrage devient impossible* puisque le liquide a largement le temps de se refroidir pendant l'arrêt. Pour remédier à ces problèmes, il devient alors nécessaire d'installer, *en plus,* un dispositif de démarrage hiver qui shunte le pressostat de sécurité BP pendant toute la durée du démarrage.

Le schéma de principe de ce dispositif est représenté ci-dessous.

Lorsque le thermostat de régulation ferme son contact (**1-2**), si les asservissements (contact du ventilo-évaporateur...), la commande (interrupteur marche/arrêt...) et les sécurités (protections thermiques, pressostat HP...) sont fermés, le courant traverse le contact (**2-3**) et vient coller le relais de **D**émarrage **H**iver **DH** (**3-6**) temporisé au travail.

A ce moment, le contact sec **DH** (**4-5**) se ferme instantanément et le contact temporisé **DH** (**3-4**) reste fermé pendant encore 2 minutes ce qui shunte le pressostat BP de sécurité (**3-5**).

De cette façon, même si le pressostat de sécurité BP ouvre son contact (**3-5**) pendant le démarrage, le compresseur **C** continue à tourner, ce qui permet de faire monter la HP (dans la limite de la durée de la temporisation, c'est à dire 2 minutes dans l'exemple) jusqu'à rétablir une BP normale et la fermeture du contact (**3-5**) du pressostat.



Bien sûr, ce dispositif interdit l'utilisation d'un pressostat de sécurité BP à réarmement manuel.

Notons qu'en cas de problème sur la bobine du relais **DH** (mauvaise connexion ou bobine coupée), le contact **DH** (**3-4**) resterait fermé en permanence. Le contact à fermeture **DH** (**4-5**) restant alors ouvert, il permet d'éviter un shunt permanent (bien qu'accidentel) du pressostat de sécurité BP.

On peut encore améliorer le dispositif en installant ***(au repère A)*** un thermostat extérieur qui n'autorise le relais **DH** à coller que si la température extérieure est inférieure à une valeur critique (par exemple 16°C).

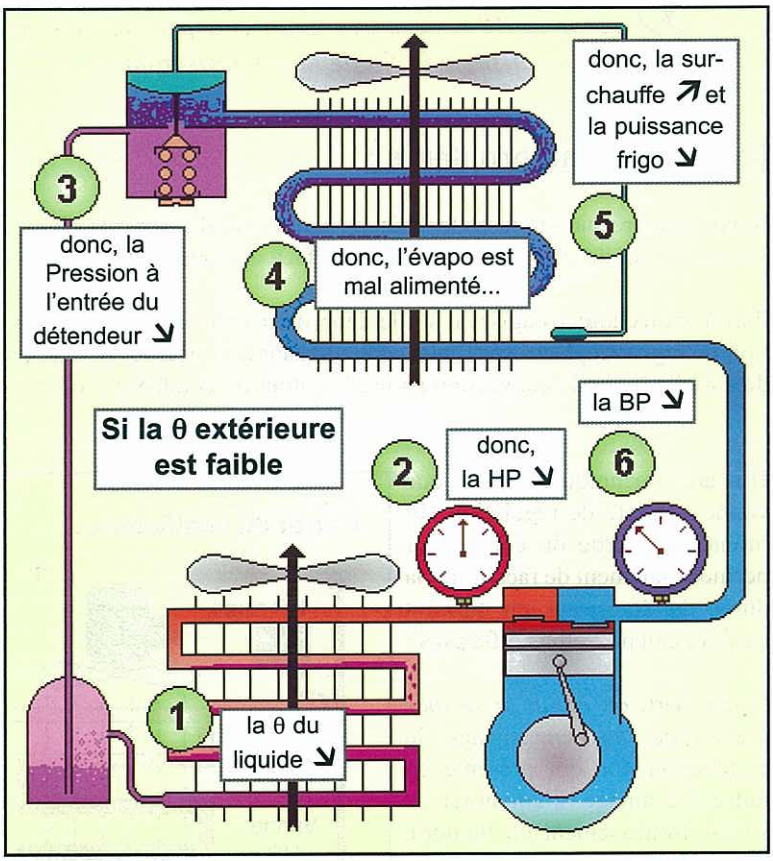
*On peut encore perfectionner le système en rajoutant sur la ligne de **DH** (**3-6**) un contact à fermeture de **C** de sorte à n'autoriser un essai de démarrage que si le contact du pressostat BP de sécurité est fermé (ce qui interdirait toute tentative de démarrage, par exemple si l'installation était complètement vide).*

PROBLÈME DE LA DURÉE DU DÉMARRAGE PAR TEMPS FROID

A) Nature du problème :

Par temps froid, lorsque le condenseur est placé à l'extérieur du bâtiment, la relation pression-température fait chuter fortement la pression régnant dans toute la partie HP du circuit quand le compresseur est à l'arrêt. Au moment du démarrage du compresseur, cette HP trop faible est à l'origine de gros problèmes.

En effet, la pression à l'entrée du détendeur étant trop faible, l'évaporateur est très mal alimenté, ce qui entraîne une surchauffe très importante (bien que le détendeur soit ouvert au maximum), ainsi qu'une BP et donc une puissance frigorifique anormalement faible.



Mais la HP (et donc la pression d'alimentation du détendeur), ne pourront remonter que si le condenseur reçoit le plus rapidement possible un maximum de chaleur !

Or, la chaleur reçue par le condenseur *est la somme de la puissance frigorifique* (qui est ridiculement faible au moment du démarrage puisque l'évaporateur est mal alimenté en liquide) *et de l'équivalent calorifique du travail de compression* (mais la puissance électrique absorbée par le compresseur est faible également puisque la HP est très petite).

Le démarrage par temps froid représente donc un délicat paradoxe à solutionner :

- D'une part il faut apporter le plus rapidement possible un maximum de chaleur à un condenseur qui est surpuissant à cause de la faible température extérieure.
- D'autre part l'évaporateur (qui est le principal pourvoyeur en chaleur du condenseur) absorbe un minimum de chaleur car il est mal alimenté !

La solution consiste donc à *trouver un artifice* qui réduise le plus possible la puissance du condenseur au moment d'un démarrage par temps froid.

Alors seulement, *la faible quantité de chaleur* que reçoit le condenseur permettra une **remontée rapide** de la température du liquide (et de sa pression) ainsi qu'une alimentation correcte du détendeur. Sinon, la BP va tellement diminuer au démarrage que le compresseur va tirer au vide et provoquer une coupure par l'action du pressostat de sécurité BP.

Nota : Il est vrai que le shunt du pressostat BP par un contact temporisé permet d'éviter au démarrage la coupure du compresseur par ce pressostat quand la température extérieure est faible *(système vu page 236)*.

Cependant, il faut que la HP monte le plus rapidement possible, sinon la BP restera très faible et le pressostat de sécurité BP coupera quand même à la fin de la temporisation.

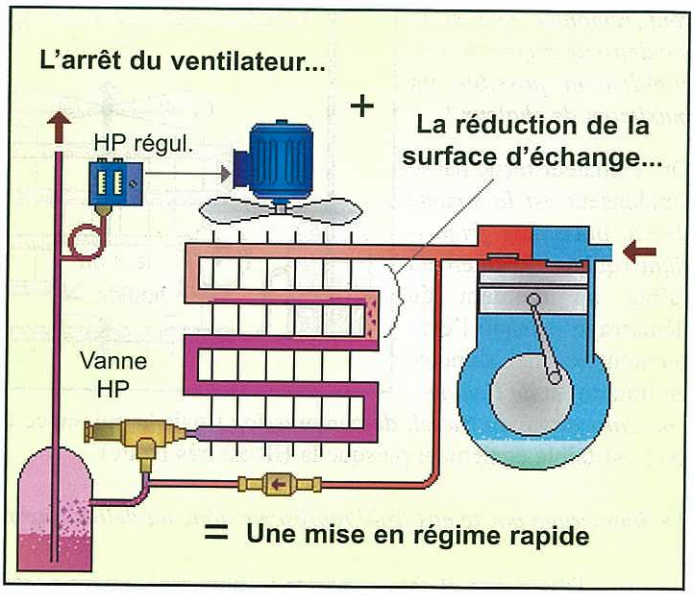
B) Solutions au problème :

Il existe de très nombreuses techniques permettant d'assurer la régulation de la HP soit par action sur le débit d'air, soit par action sur la surface d'échange du condenseur.

Parmi les techniques agissant sur le débit d'air (par action sur le(s) ventilateur(s) ou par l'utilisation de registres placés sur l'air), celle utilisant des registres permet une mise en régime plus rapide car elle limite la convection naturelle autour du condenseur pendant le démarrage.

Une autre technique, utilisant une vanne spéciale de régulation HP montée en sortie du condenseur permet également de raccourcir la durée du démarrage en utilisant conjointement 2 effets différents :

D'une part, *on réduit la surface d'échange* en engorgeant le condenseur (ce qui présente en outre l'avantage d'améliorer le sous-refroidissement du liquide), d'autre part *on contrôle le ventilateur du condenseur* par l'intermédiaire d'un pressostat de régulation HP.



La réduction de la puissance du condenseur apportée par le cumul de ces 2 procédés permet alors une remontée de la HP très rapide au moment du démarrage...

RÉGULATION DES CONDENSEURS À AIR PAR VANNE HP

Parmi les différentes techniques utilisées pour réguler la HP lorsque la température extérieure diminue, la méthode utilisant une vanne de régulation HP montée en sortie du condenseur est une de celle qui permet les mises en régime les plus rapides. *Cependant, elle est également l'une des plus délicates à installer et à régler.*

Lorsque la HP veut diminuer (quand la température extérieure diminue ou quand les charges thermiques du local refroidi diminuent), le principe de cette régulation consiste à réduire la surface d'échange du condenseur en y faisant monter le niveau du liquide.

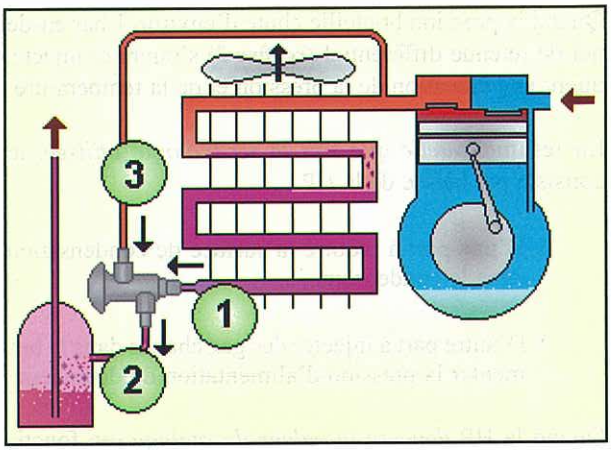
La réduction de la surface d'échange servant réellement à la condensation du fluide frigorigène entraîne alors une diminution de la puissance du condenseur et une remontée de la HP.

On peut rencontrer soit une vanne 3 voies pré-réglée en usine (par exemple SPORLAN OROA ou ALCO HEADMASTER série HP...), soit la combinaison d'une vanne 2 voies réglable et d'un clapet différentiel (par exemple DANFOSS KVR + NRD ou CPR + NRD ou encore SPORLAN ORI + ORD...).

Dans tous les cas, si l'installation de la vanne n'est pas rigoureusement conforme aux prescriptions du constructeur, les risques de pannes sont importants et doivent donc être parfaitement maîtrisés par le dépanneur.

A) Utilisation d'une vanne 3 voies pré-réglée en usine :

La figure ci-contre montre le montage d'une vanne pré-réglée de régulation HP à 3 voies.



Si la pression de refoulement du compresseur (qui s'applique sur la voie **3** de la vanne) diminue en dessous de la valeur réglée en usine, la voie **1** étrangle la sortie du condenseur.

A ce moment, le liquide ne peut plus s'écouler normalement vers la bouteille et son niveau monte dans le condenseur en réduisant la surface d'échange entre l'air et le fluide frigorigène.

Au fur et à mesure de la fermeture de la voie **1** sur le condenseur, des gaz chauds venant du refoulement (voie **3**) sont introduits dans la bouteille (voie **2**), ce qui provoque un réchauffement de la température du liquide et donc une élévation de sa pression.

Pour le R22 par exemple, la vanne peut être pré-réglée en usine de sorte qu'en *dessous* de 12,5 bar elle soit fermée sur sa voie **1**, les voies **3** et **2** étant en communication (des gaz chauds sont alors injectés dans la bouteille).

Au-dessus de 14,5 bar environ la vanne est complètement fermée sur sa voie **3**, ce qui interrompt le passage des gaz chauds. Les voies **1** et **2** étant alors en communication, le liquide s'écoule normalement dans la bouteille. Tout se passe donc alors comme si la vanne n'existait pas.

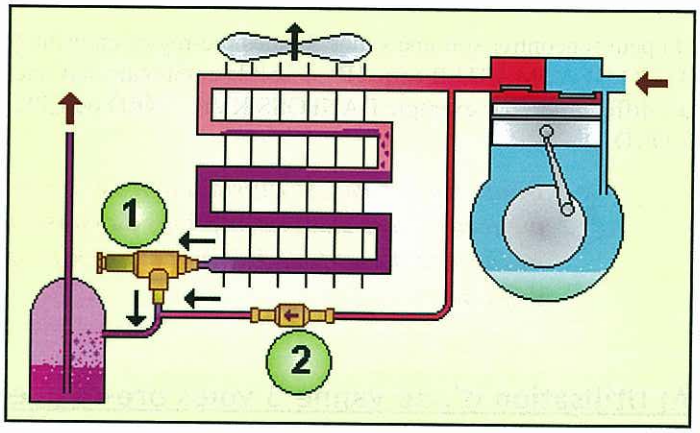
Bien sûr, ces vannes étant proportionnelles, elles peuvent occuper toutes les positions intermédiaires entre ces 2 extrêmes.

B) Utilisation d'une vanne réglable et d'un clapet différentiel :

Si la pression de condensation diminue en dessous de la valeur de réglage de la vanne ***(repère 1)***, celle-ci étrangle sur le condenseur.

Le liquide ne pouvant plus s'écouler normalement vers la bouteille, son niveau monte dans le condenseur en provoquant simultanément une réduction de la surface d'échange.

Comme du liquide continue d'être aspiré par le détendeur, la pression dans la bouteille (qui ne reçoit plus de liquide) à tendance à diminuer.



Quand la pression bouteille chute d'environ 1 bar en-dessous de la pression de refoulement, le clapet de retenue différentiel ***(repère 2)*** s'ouvre et injecte des gaz chauds du refoulement qui provoquent une élévation de la pression et de la température du liquide contenu dans la bouteille.

En résumé, *quelle que soit la technologie utilisée*, le principe de régulation reste identique et consiste par baisse de la HP :

- D'une part à réduire la surface de condensation pour favoriser la remontée de la pression dans le condenseur.
- D'autre part à injecter des gaz chauds dans la bouteille afin de réchauffer le liquide et d'augmenter la pression d'alimentation du détendeur.

Quand la HP *dépasse la valeur de réglage* (en fonctionnement été par exemple), la vanne reste ouverte à fond et tout le liquide venant du condenseur s'écoule normalement vers la bouteille (le système s'auto-élimine).

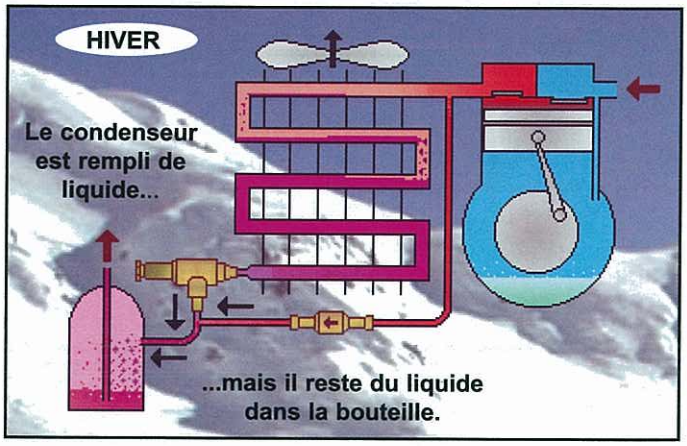
RÉGULATION PAR VANNE HP : ANALYSE DES PANNES

L'utilisation de la technologie des vannes HP pour réguler un condenseur à air nécessite de nombreuses précautions, aussi bien pour le montage que pour la mise en route et le réglage du système.

Analysons les différentes anomalies que le dépanneur risque de rencontrer si ces différentes précautions ne sont pas respectées :

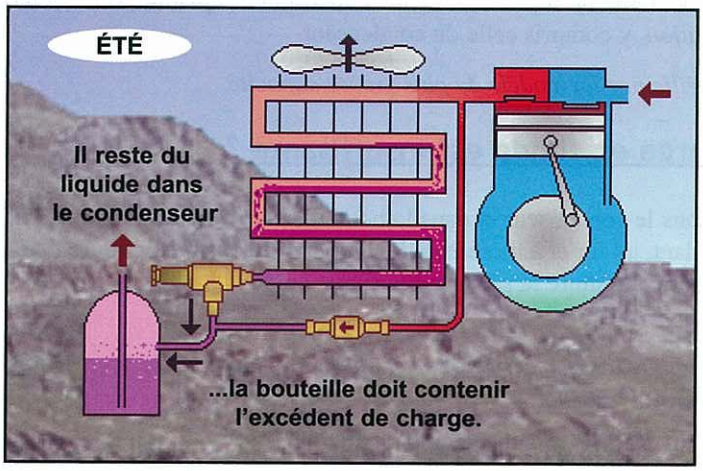
A) Problème de la charge en fluide frigorigène et de la capacité de la bouteille de liquide :

En hiver, la vanne HP permet de contrecarrer la surpuissance du condenseur, provoquée par la faible température extérieure, en réduisant sa surface d'échange.



Cela implique la présence d'une *quantité beaucoup plus importante de liquide* dans le condenseur, et cela d'autant plus que la température extérieure risque d'être faible.

Attendu qu'il faut aussi du liquide dans la bouteille, dans la ligne liquide et dans l'évaporateur, *nous pouvons en conclure que la charge en fluide frigorigène devra être beaucoup plus importante que sur la même installation fonctionnant en été.*



En été, du fait de l'élévation de la température extérieure, la HP à tendance à vouloir augmenter.

Cette élévation de la HP provoque au fur et à mesure l'ouverture de la vanne de régulation HP, ce qui permet au condenseur de se vider dans la bouteille afin de retrouver sa surface d'échange et donc sa puissance normale.

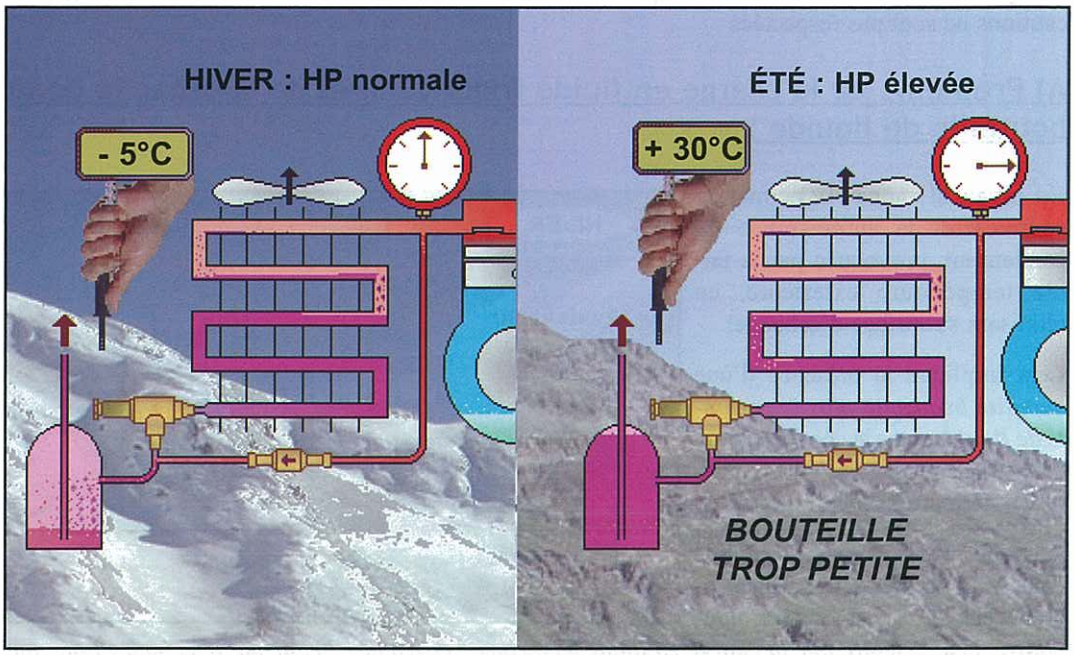
La bouteille doit donc être capable de contenir l'excédent de charge.

Ainsi, non seulement la charge en fluide doit être plus importante, mais la bouteille doit avoir un volume plus important...

Et si la bouteille liquide est trop petite ?

Nous venons de voir que la bouteille liquide doit être capable en été, *en plus de sa contenance normale*, de contenir l'excédent de liquide qui se trouvait en hiver dans le condenseur : elle doit donc être très largement dimensionnée.

Si la bouteille est trop petite, elle sera complètement pleine en été et il restera encore beaucoup trop de liquide dans le condenseur, ce qui réduira sa surface d'échange, et donc sa puissance, en provoquant une HP anormalement élevée et des coupures intempestives au pressostat de sécurité HP.



En conclusion, quand on installe une vanne de régulation HP sur une installation frigorifique déjà en service, il faut s'assurer que la bouteille de liquide existante a un volume *suffisant* pour contenir *la charge complète de l'installation,* y compris celle du condenseur.

Sinon, il faudra remplacer la bouteille par un modèle de plus grosse capacité.

Et si la charge en fluide est insuffisante ?

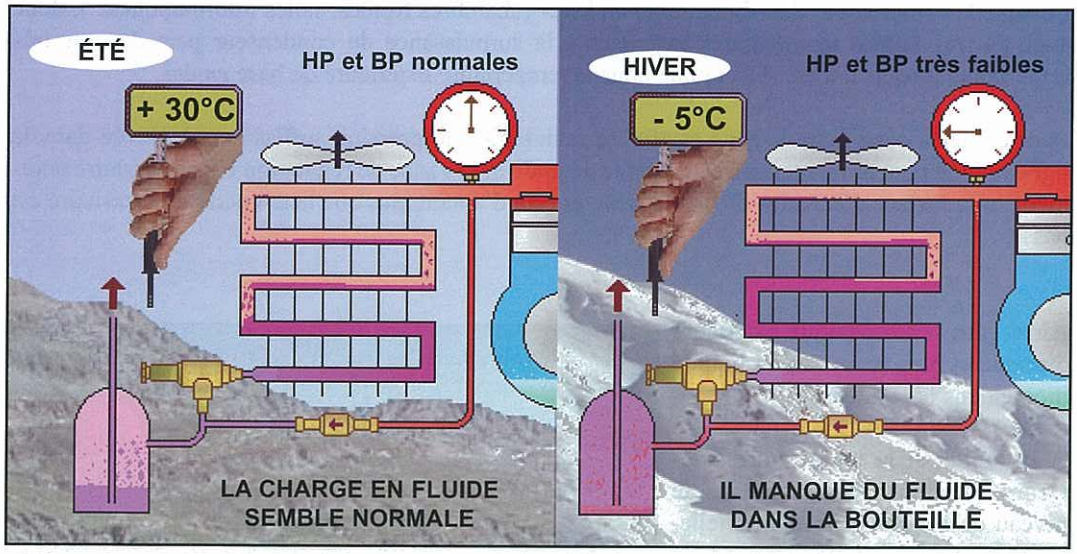
S'il y a suffisamment de liquide dans le condenseur et dans la bouteille en été, le fonctionnement peut être tout à fait normal. Cependant, au fur et à mesure de la diminution de la température extérieure, la vanne va s'étrangler de sorte à réduire la surface d'échange du condenseur pour conserver une HP normale.

Il y aura donc de plus en plus de liquide dans le condenseur et, du fait du manque de frigorigène, il y en aura de moins en moins dans la bouteille.

Il arrivera donc un moment où le niveau du liquide dans la bouteille devenant trop faible, la ligne liquide va se désamorcer et se remplir de vapeurs.

A ce moment, le détendeur ne pouvant plus aspirer assez de liquide pour alimenter convenablement l'évaporateur, l'installation coupera très rapidement au pressostat de sécurité BP.

Ainsi, avec une régulation par vanne HP, la charge en fluide peut être suffisante en été mais trop faible en hiver et provoquer des coupures en sécurité BP.



En conclusion, le montage d'une vanne de régulation HP sur une installation frigorifique implique une charge en fluide frigorigène très supérieure à la normale, de sorte à conserver suffisamment de liquide dans l'évaporateur et la bouteille, même si le condenseur est complètement noyé en hiver.

Avec une régulation par vanne HP, on admet généralement que la charge en fluide frigorigène peut nécessiter, selon les installations, jusqu'à 2 fois la charge normale.

Charge en fluide et capacité de la bouteille : Résumé.

En résumé, pour avoir l'assurance d'un fonctionnement correct quelle que soit la saison, la charge devrait être réalisée en hiver, avec une température extérieure aussi proche que possible de la plus faible température pour laquelle l'installation doit fonctionner.

De plus, la bouteille liquide devrait être dimensionnée de sorte à pouvoir contenir la charge liquide complète de l'installation, *y compris la contenance totale du condenseur.*

Bien sûr, il ne faut jamais monter un système de régulation par vanne HP sur une installation qui ne serait pas équipée d'une bouteille liquide (à moins d'en rajouter une de contenance satisfaisante).

Notons que la tendance actuelle étant de réaliser des installations contenant le moins possible de fluide frigorigène, principalement à cause des problèmes liés à la pollution de l'environnement et au coût de ces fluides, le système de régulation par vanne HP devrait être de moins en moins utilisé.

Cependant, nous avons presque tous entendu parler d'installations frigorifiques *"maudites"* qui manquent de charge l'hiver (alors le dépanneur rajoute du fluide frigorigène), puis qui sont trop chargées l'été (alors il retire du fluide !). Les explications précédentes pourraient permettre de comprendre l'origine de ce type de problème, et peut être d'y apporter une solution définitive !

B) Problème des condenseurs situés au-dessus du compresseur :

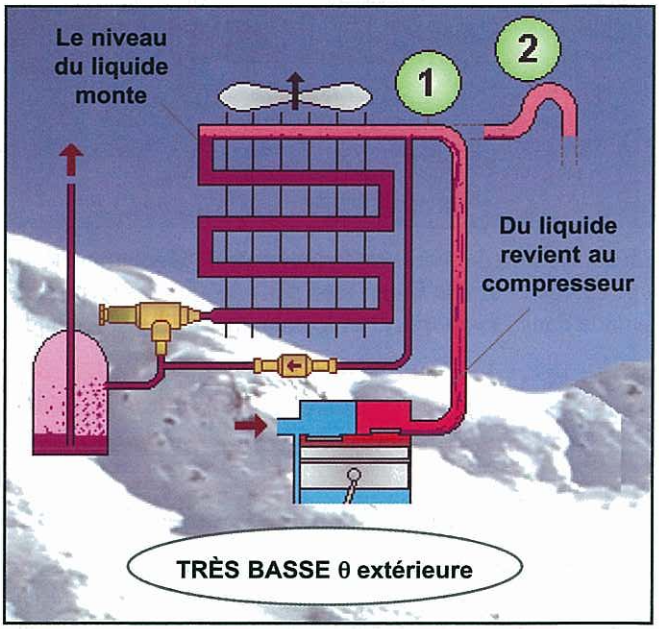
Lorsque le compresseur doit fonctionner en hiver (chambres froides, salles informatiques...), donc avec de très faibles températures extérieures, la surpuissance du condenseur peut devenir très importante, puisqu'il a été sélectionné pour la température extérieure de base *en été.*

Pour pallier à cette surpuissance et afin de maintenir une pression suffisamment élevée dans la ligne liquide pour alimenter correctement le détendeur, la vanne de régulation HP doit réduire énormément la surface d'échange du condenseur, et cela d'autant plus que la température extérieure est basse.

Ainsi, plus la température extérieure diminue et plus le niveau du liquide monte dans le condenseur.

A la limite, si la température extérieure diminue énormément, le niveau du liquide peut monter tellement qu'il risque d'atteindre le haut du condenseur et le tube d'arrivée des gaz chauds (principalement si le condenseur est de faible hauteur et qu'il est monté horizontalement).

A ce moment, du liquide peut même s'écouler par gravité dans la culasse du compresseur, en passant par la ligne de refoulement.



Ce retour de liquide dans la culasse a alors de fortes chances de provoquer une avarie mécanique par coup de liquide (principalement un bris de clapets).

Pour éviter ce risque, il est très fortement conseillé d'installer soit un clapet de retenue ***(au repère 1)***, soit une lyre ***(repère 2)*** sur l'entrée du condenseur, surtout lorsqu'il est situé au-dessus du compresseur et que l'installation doit impérativement fonctionner par des températures extérieures très faibles (donc avec un condenseur très engorgé).

L'installation d'une lyre (ou d'un clapet) est le meilleur moyen d'empêcher tout retour de liquide dans la culasse lorsqu'un condenseur régulé par une vanne HP est situé au-dessus du compresseur.

Un autre problème est à prendre en considération lorsque le dénivelé entre le condenseur et le compresseur dépasse 3 mètres...

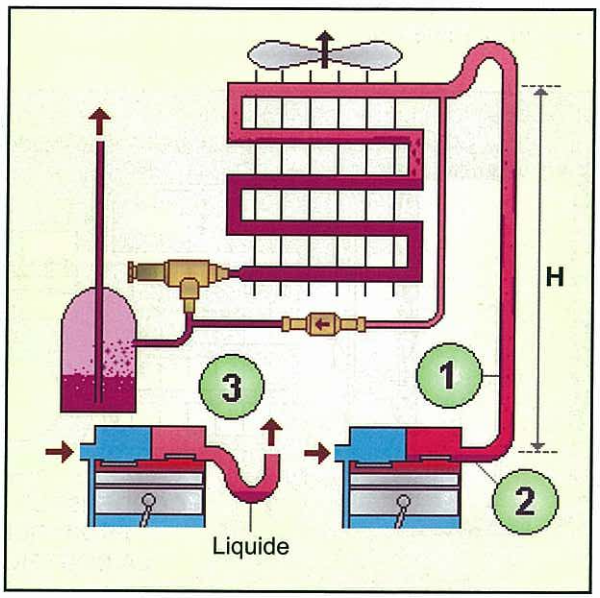
En effet, du fait de sa grande affinité pour le fluide frigorigène, de l'huile se trouve en permanence entraînée dans la canalisation de refoulement.

Quand le compresseur s'arrête, les gaz ne circulent plus et l'huile retombe alors par gravité dans le collecteur de refoulement.

Plus la longueur verticale est importante, plus il y aura d'huile qui retombera et s'accumulera dans la culasse ***(repère 2)***.

Si le dénivelé ***(cote H ci-contre)*** dépasse 3 mètres, l'expérience a montré que cette quantité d'huile n'est absolument plus négligeable.

De plus, si le tube de refoulement passe par un endroit frais (c'est souvent le cas quand le condenseur est à l'extérieur et le compresseur à l'intérieur), du fluide frigorigène peut se condenser dans ce tube ***(repère 1)*** à l'arrêt du compresseur.



De la même manière, le liquide condensé va redescendre dans la culasse par gravité, *en s'ajoutant* à l'huile qui est déjà retombée.

Cette accumulation de fluide condensé et d'huile risque de provoquer un bris de clapet quand le compresseur se remettra en route.

Pour éviter ce risque, principalement quand le dénivelé dépasse 3 mètres, il est indispensable d'installer une lyre ou un piège à liquide en bas de la colonne montante ***(repère 3)***.

Le liquide qui y retombera à l'arrêt du compresseur sera refoulé très rapidement dans le condenseur dès que l'installation se remettra en route, et cela sans aucun risque pour les clapets.

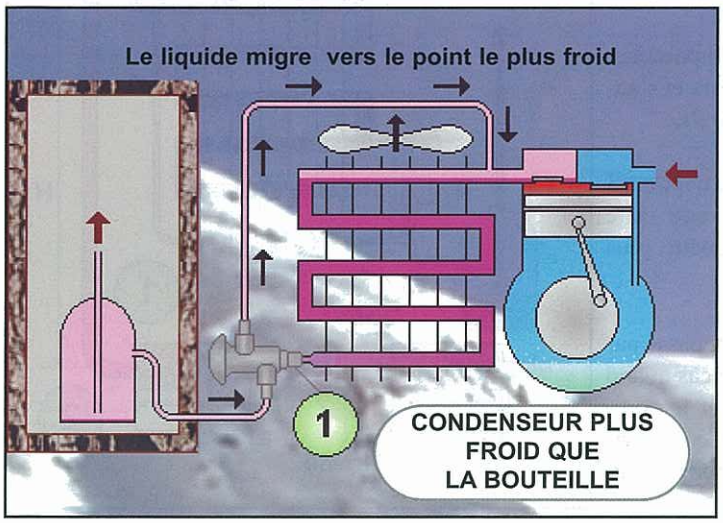
Nota : Certains préfèrent installer un clapet de retenue sur le refoulement (le plus loin possible du compresseur pour éviter les battements), de sorte à éliminer complètement tous risques d'accumulation de liquide dans la culasse.

Il convient toutefois de rappeler qu'un clapet de retenue provoque toujours une perte de charge supplémentaire dans la conduite de refoulement (avec tous les inconvénients que cela suppose).

De plus, un clapet étant un système mécanique, sa durée de vie est obligatoirement plus courte qu'un simple montage avec 2 lyres.

C) Problème du condenseur plus froid que la bouteille :

Si le condenseur est régulé par une vanne HP à 3 voies, un autre danger existe s'il risque de devenir plus froid que la bouteille liquide (par exemple en hiver si le condenseur est à l'extérieur et la bouteille à l'intérieur).



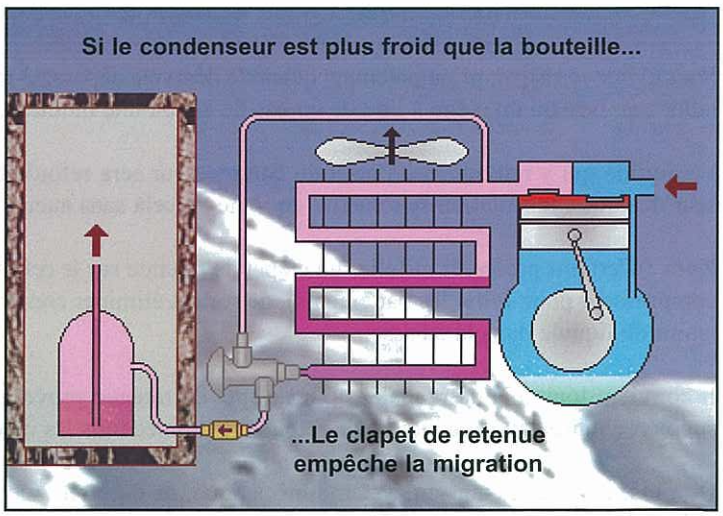
Lorsque le compresseur s'arrête, du fait de la faible température extérieure, le condenseur se refroidi rapidement et la HP diminue en provoquant la fermeture de la vanne HP sur sa ***voie 1.***

Mais en fermant sur le condenseur, la vanne met simultanément en communication la bouteille "chaude" et l'entrée du condenseur "froid". Le liquide contenu dans la bouteille migre alors vers le condenseur, en vertu du principe de la paroi froide de Watt (suivez les flèches sur le schéma ci-contre).

Si l'installation reste suffisamment longtemps à l'arrêt, c'est tout le liquide qui risque de migrer dans le condenseur (le condenseur pourrait même déborder vers la culasse de refoulement, comme nous l'avons vu page précédente).

S'il n'y a plus du tout de liquide dans la bouteille, au démarrage suivant l'évaporateur ne pourra pas être alimenté normalement et le compresseur coupera très rapidement au pressostat de sécurité BP.

Il est donc essentiel d'empêcher cette migration et de s'assurer que du liquide restera dans la bouteille à l'arrêt du compresseur afin de permettre un redémarrage ultérieur dans de bonnes conditions.



Nota : Les coupures en sécurité BP provoquées par une bouteille vide peuvent rendre toute remise en service du compresseur *absolument impossible* et nécessiter un appoint de frigorigène liquide dans la bouteille, *bien que la charge soit correcte,* ***uniquement pour réussir à réamorcer l'installation.***

Il est donc impératif d'installer un clapet de retenue sur l'entrée bouteille à chaque fois que la température environnant le condenseur risque de devenir inférieure à celle de la bouteille (ce qui est souvent le cas).

D) Problème posé par la perte de charge du condenseur et par celle de la vanne HP :

En été, ou lorsque la température extérieure est relativement élevée, la vanne de régulation HP est entièrement ouverte et le liquide sous-refroidi s'écoule normalement vers la bouteille.

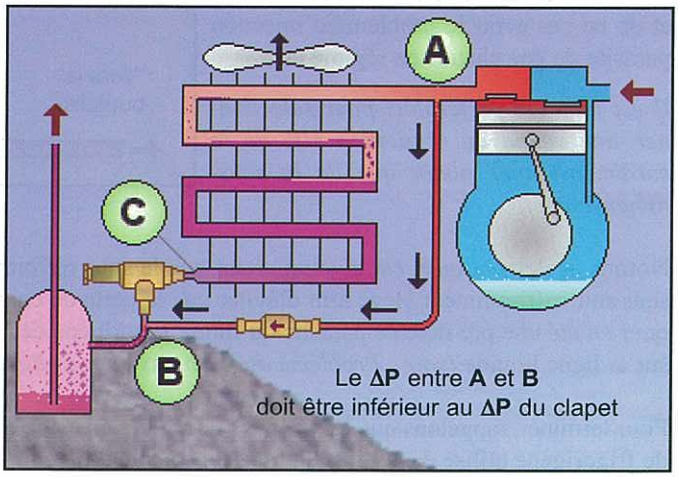
Cependant la vanne HP, au même titre que tous les autres composants du circuit, oppose une résistance au passage du fluide frigorigène et crée donc une chute de pression ΔP, même entièrement ouverte (ce ΔP est appelé perte de charge).

Pour limiter les inconvénients des pertes de charge, on sélectionne la vanne pour avoir le plus petit ΔP possible (un ΔP de 0,4 bar est généralement considéré comme un maximum).

Mais la longueur des tuyauteries constituant le condenseur présente également une perte de charge non négligeable.

Les pertes de charges en série s'additionnant, le ΔP total entre les points **A** et **B** est donc la somme du ΔP du condenseur et du ΔP de la vanne.

Mais le clapet de retenue différentiel, qui s'ouvre par exemple pour une différence de pression de 1 bar, est précisément raccordé entre les 2 points **A** et **B** !



Dans notre exemple, si la perte de charge totale en fonctionnement (ΔP condenseur + ΔP vanne) est supérieure à 1 bar, le clapet s'ouvrira et injectera des gaz chauds dans la bouteille dès que le compresseur se mettra en route, ***même en plein été !***

Cet apport important de chaleur augmentera la température du liquide et la pression dans la bouteille. L'installation fonctionnera alors avec une HP anormalement élevée et une puissance frigorifique trop faible.

Il est donc impératif que le ΔP condenseur + ΔP vanne soit toujours inférieur au ΔP de tarage du clapet différentiel !

Nota : Cette panne est facilement détectable par un simple toucher sur la tuyauterie à la sortie du clapet.

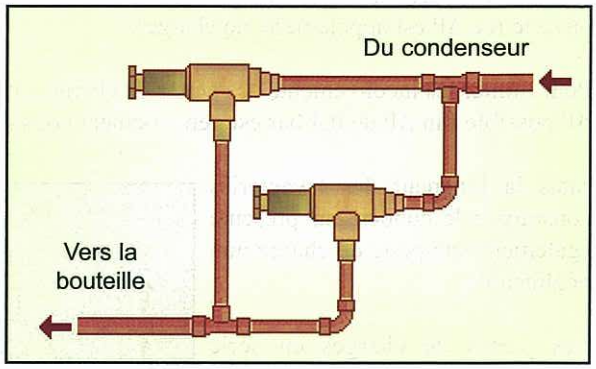
En effet, si le clapet est ouvert, cette tuyauterie sera à la température du refoulement (très chaud) au lieu d'être à celle du liquide en sortie du condenseur ***(point C,*** tiède à chaud) et toute la bouteille sera anormalement chaude.

E) Problème de la sélection de la vanne HP :

La panne que nous venons de décrire est généralement provoquée par une mauvaise sélection de la vanne HP qui, *trop petite*, présente un ΔP anormalement élevé.

Il convient alors de contrôler sa sélection à l'aide du catalogue du constructeur de la vanne et éventuellement de la remplacer par un modèle de plus gros diamètre (s'il existe).

Sur des installations de grosses puissances nécessitant des vannes HP de gros diamètre (qui ne sont pas toujours fabriquées de façon standard), il est possible de raccorder plusieurs vannes en parallèle afin de diminuer la perte de charge globale et de ne pas avoir le problème d'injection parasite de gaz chauds en régime été.



Il est toujours préférable, pour sélectionner une vanne de régulation HP, de la surdimensionner plutôt que de la sous-dimensionner.

Notons également qu'il est très important que le sous refroidissement du liquide dans le condenseur soit suffisamment élevé afin d'éviter que la perte de charge de la vanne HP ne puisse provoquer *en été* une pré-détente parasite du fluide frigorigène dès la sortie du condenseur, ou plus loin sur la ligne liquide *(voir : Problème du flash gas dans la ligne liquide, page 87)*.

Pour terminer, rappelons que les vannes pré-réglées en usine doivent être sélectionnées pour le fluide frigorigène utilisé dans l'installation, sous peine d'obtenir des HP de fonctionnement complètement fantaisistes (une vanne HP est pré-réglée à environ 13 bar pour du R22 ou du R407C mais seulement à environ 7 bar pour du R134a).

F) Problème du réglage du pressostat HP de régulation du ventilo-condenseur :

Tout d'abord, il est impératif qu'un montage utilisant une vanne de régulation HP soit accompagné d'un pressostat de régulation haute pression commandant le ventilateur du condenseur.

Le pressostat doit être réglé de sorte à enclencher le ventilo-condenseur *dès que la HP dépasse de 1 à 2 bar* la pression réglée par la vanne.

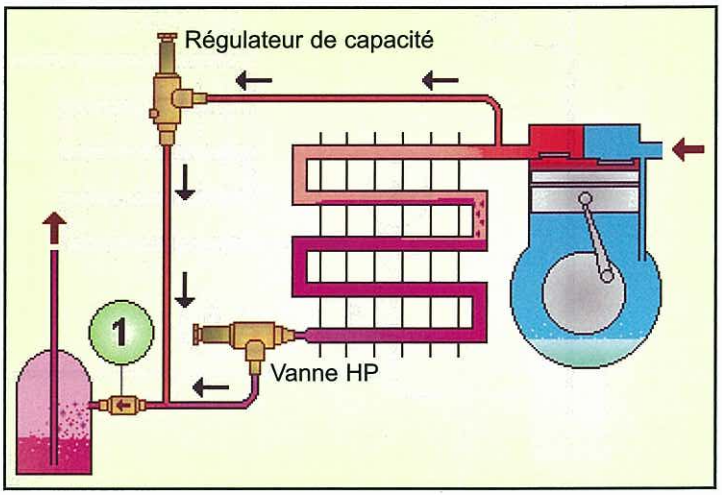
Le différentiel du pressostat doit être suffisamment important pour éviter des mises en marche et des arrêts répétés du ventilateur lorsque le condenseur fonctionne en hiver en régime noyé. Sinon, *la HP va pomper sans cesse et provoquer le pompage simultané de la vanne HP et de la BP, ce qui pourrait même entraîner une coupure par le pressostat de sécurité BP !*

En fait, après son enclenchement, le ventilo-condenseur ne devrait plus jamais couper jusqu'à l'arrêt du compresseur, et c'est uniquement la vanne HP qui devrait assurer la régulation : C'est le seul moyen, avec ce système, de conserver une HP (et donc une BP) très stable.

G) Cas particulier, utilisation de 2 vannes de régulation :

Une variante qui a été parfois utilisée et qui peut encore se rencontrer consiste à utiliser un régulateur de capacité *à la place du clapet taré* monté en dérivation sur le condenseur, comme indiqué sur le schéma de principe ci-dessous.

Dans ce montage, la vanne de régulation HP est identique à celles déjà étudiées (elle régule en étranglant la sortie du condenseur quand la pression dans celui-ci diminue.



Le régulateur de capacité ouvre par baisse de la pression dans la bouteille de liquide, en injectant les gaz chauds du refoulement, exactement comme le ferait un clapet taré (mais cette fois, la pression du liquide dans la bouteille est réglable séparément.

Il y a donc en fait *2 HP absolument distinctes à régler,* chacune par sa propre vanne :

- La vanne HP permet de régler la pression dans le condenseur, et donc la pression de refoulement (des 2 HP, c'est la plus élevée).
- Le régulateur de capacité permet de régler la pression dans la bouteille (et donc la pression du liquide à l'entrée du détendeur) en injectant des gaz du refoulement.
- C'est pourquoi on règle généralement ce régulateur de capacité *à une pression inférieure d'environ 1 bar* au réglage de la vanne HP.

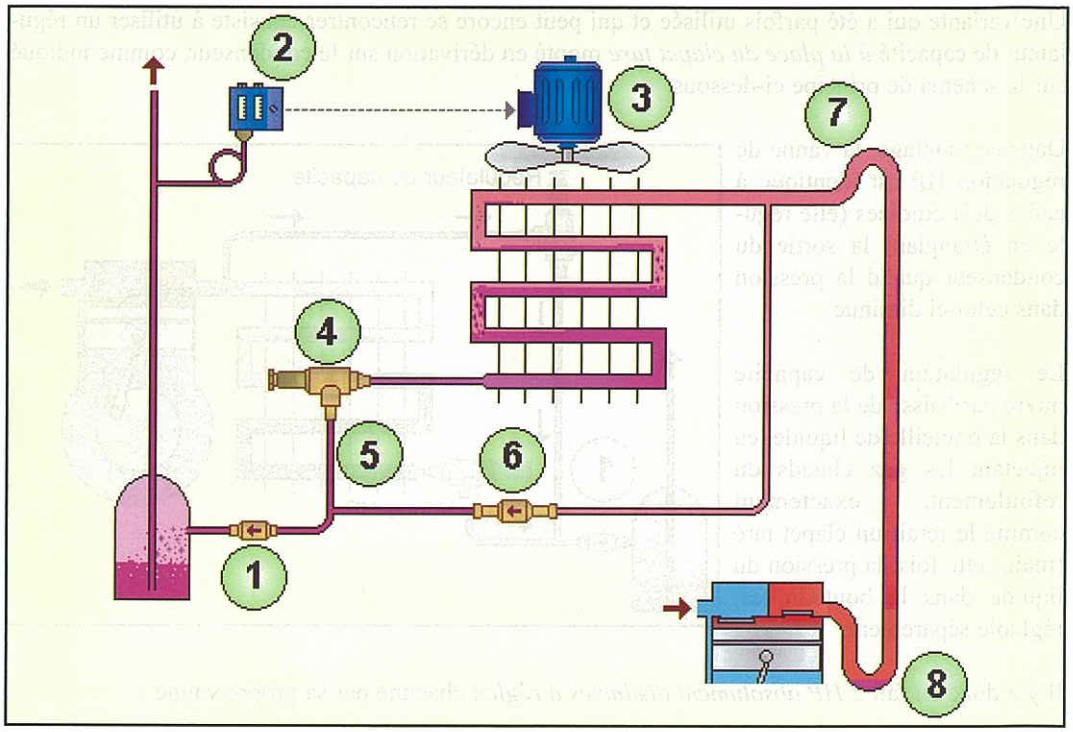
En été, les pressions étant normales, la vanne HP est ouverte en grand et le régulateur de capacité est complètement fermé (le système s'auto-élimine).

Toutes les précautions décrites précédemment (charge en fluide, dimension de la bouteille, tracé des tuyauteries...) restent bien sûr valables mais le problème de la perte de charge du condenseur et de la vanne (expliqué au paragraphe D) peut être facilement solutionné.

En effet, il suffit de régler le régulateur de capacité de sorte à ce que la différence entre la pression de refoulement et la pression dans la bouteille soit *au moins supérieure* à la somme des pertes de charge du condenseur et de la vanne HP.

Rappelons que s'il existe des risques de migration du liquide de la bouteille vers le condenseur ou vers le compresseur, l'installation d'un clapet de retenue sur l'entrée bouteille ***(repère 1)*** reste impérative.

H) Vanne de régulation HP, résumé des pannes :



Risques de coupure en sécurité BP :

- Si la charge en fluide frigorigène est insuffisante pour qu'il reste du liquide dans la bouteille en hiver même à la plus faible température extérieure de fonctionnement.
- Si le condenseur est régulé par une vanne HP à 3 voies et qu'il risque d'être plus froid que la bouteille, sans qu'un clapet de retenue ***(point 1)*** empêche la migration du fluide dans le condenseur à l'arrêt.
- Si le pressostat de régulation HP ***(point 2)*** est mal réglé et provoque des courts-cycles du ventilo-condenseur ***(point 3)*** en hiver.
- Si le ΔP de la vanne ***(point 4)*** provoque en été une pré-détente dans la liaison condenseur bouteille ***(point 5)*** ou du flash gas plus avant sur la ligne liquide.

Risques de coupure en sécurité HP en été :

- Si la bouteille liquide n'est pas très largement dimensionnée de sorte à contenir en été l'excédent de fluide frigorigène.
- Si la somme des ΔP du condenseur et de la vanne n'est pas inférieure au ΔP du clapet taré ***(point 6).***

Risques de bris de clapets :

- Si le condenseur est situé au-dessus du compresseur sans qu'une lyre ***(point 7)*** ou un clapet de retenue soit installé à l'entrée du condenseur.
- Si le tracé du refoulement est tel qu'un retour de liquide vers les culasses du compresseur est à craindre sans qu'un piège à liquide ou une lyre ***(point 8)*** soit prévu en bas de la colonne montante.

PROBLÈME DES RETOURS D'HUILE

L'huile utilisée pour assurer la lubrification des compresseurs frigorifiques est très miscible avec les fluides frigorigènes courants.

Cette forte affinité de l'huile pour le fluide frigorigène est à l'origine de nombreux problèmes, en général mal connus, qui peuvent provoquer des avaries aussi bien *mécaniques* (bris de clapets, grippage du compresseur...), *électriques* ("grillage" du moteur), que *thermodynamiques* (manque de puissance frigorifique, coupures intempestives des sécurités...).

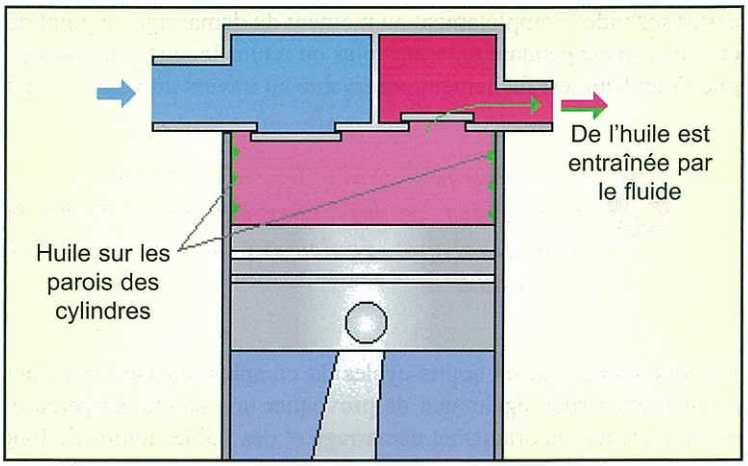
L'objectif de ce chapitre est d'apporter une réponse à de nombreuses questions que se posent la plupart des dépanneurs.

A) Pourquoi l'huile est-elle entraînée par le fluide frigorigène ?

Toutes les parties mobiles d'un compresseur à pistons (tourillons, manetons, bielles, pistons...) nécessitent d'être lubrifiées en permanence faute de quoi elles "serreraient" en provoquant un grippage total.

En particulier, les frottements entre pistons et cylindres (ou entre segments et cylindres) nécessitent une lubrification *(rappelons-nous qu'à 1450 tr/mn, les pistons font plus de 24 allers et retours par seconde)*. L'huile va donc obligatoirement se trouver au contact du fluide frigorigène à l'intérieur des cylindres.

En fonctionnement normal, même avec un compresseur neuf ou en parfait état mécanique, cela implique inévitablement qu'à chaque compression dans un cylindre une petite quantité d'huile est entraînée par les gaz quittant le refoulement sous la forme d'un brouillard composé de gouttelettes d'huile extrêmement petites.



De plus, pendant les périodes d'arrêt du compresseur l'huile contenue dans le carter "absorbe" inévitablement une certaine quantité de fluide frigorigène, selon la température de l'huile et la procédure d'arrêt de la machine.

Lorsque le compresseur démarre, la brutale chute de pression dans le carter provoque une séparation très rapide du fluide frigorigène dissous dans l'huile et donc une importante émulsion (c'est l'effet "mayonnaise").

Cette émulsion est alors aspirée par les pistons et refoulée vers le condenseur : *C'est au moment du démarrage que la quantité d'huile entraînée dans le circuit est la plus importante.*

B) Quels problèmes ces entraînements d'huile posent-ils ?

En premier lieu, l'huile étant destinée à assurer la lubrification des organes mobiles du compresseur, sa place est dans le carter et pas dans le circuit.

Toutefois, à cause de la grande affinité entre l'huile et le fluide frigorigène, on ne peut pas empêcher une certaine quantité d'huile de partir régulièrement par le refoulement du compresseur.

Aussi, il est impératif d'une part de limiter le plus possible ces départs et d'autre part de s'assurer que l'huile qui quitte le compresseur revient sans difficulté dans le carter pour y jouer son rôle d'agent lubrifiant.

En effet, si la quantité d'huile qui part par le refoulement du compresseur est supérieure à la quantité qui revient par l'aspiration (de l'huile restant "piégée" dans un circuit mal conçu), le niveau peut baisser *dangereusement* dans le carter à un point tel que la lubrification ne soit plus correctement assurée.

Par ailleurs, dans les cas de retours anormaux de frigorigène liquide dans le carter, la quantité de fluide dissous dans l'huile devient très importante.

Au démarrage, le violent dégazage de l'huile provoqué par la brutale chute de pression dans le carter entraîne alors une très forte émulsion qui peut même désamorcer la pompe à huile.

Cette très forte émulsion peut aussi provoquer un entraînement d'huile tellement intense que le carter se "vide" complètement au moment du démarrage au point de ne plus permettre une lubrification correcte pendant un temps plus ou moins long (le "moussage" caractéristique qui accompagne l'émulsion est facilement observable au travers du voyant d'huile).

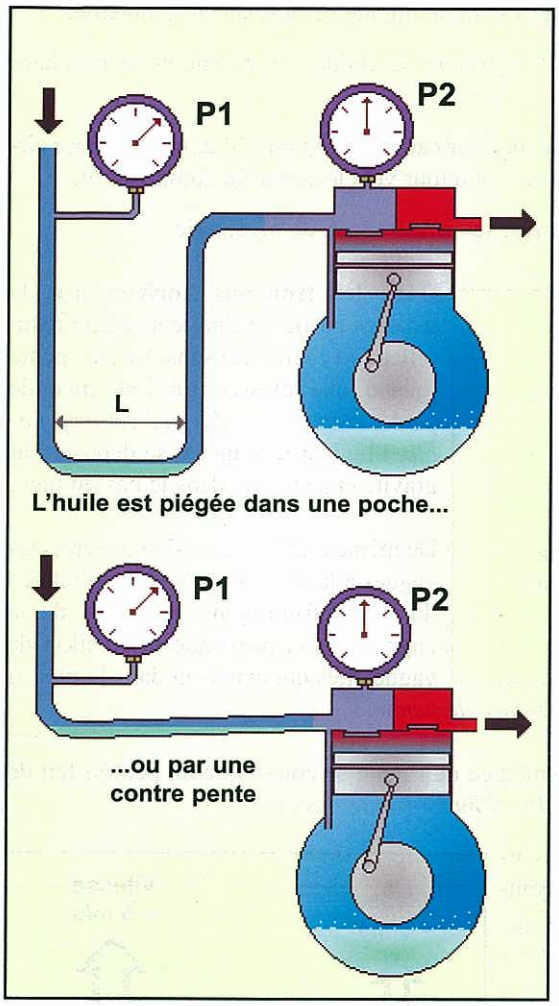
C'est pourquoi un réglage trop faible de la surchauffe du détendeur, en risquant de provoquer des coups de liquide cycliques (mêmes légers), risque également de provoquer des départs d'huile anormaux.

Un fonctionnement en courts-cycles du compresseur (soit par l'action d'une sécurité, soit par la régulation), risque également de provoquer une baisse dangereuse du niveau d'huile du fait des entraînements importants au démarrage et des faibles temps de fonctionnement qui ne permettent alors pas d'assurer un retour normal de l'huile.

Notons que si un pressostat de sécurité d'huile est installé, il risque d'être très long à réagir du fait de sa temporisation interne (*voir : pressostat différentiel d'huile page 785*). Les dégâts provoqués à chaque démarrage par la mauvaise lubrification vont se cumuler et provoquer à plus ou moins long terme une destruction mécanique irrémédiable des organes mobiles du compresseur.

Un autre problème existe lorsque la conception ou le tracé des tuyauteries, principalement d'aspiration, est mal réalisée. En effet, au lieu de revenir régulièrement vers le carter du compresseur, l'huile peut s'accumuler dans des poches ou dans des contre-pentes...

Au moment où la poche se vide, un bouchon d'huile peut être brutalement aspiré par le compresseur et provoquer un violent "coup d'huile" en créant les mêmes dégâts qu'un coup de liquide.



Ainsi dans la figure ci-contre, la cote **L** du piège à huile étant beaucoup trop grande, *principalement sur une aspiration,* une importante quantité d'huile s'y fait obligatoirement piéger.

Au fur et à mesure que l'huile se piège, son niveau monte dans le tube en provoquant *une réduction de la section de passage des gaz* et donc une augmentation de la perte de charge (**P1 > P2**).

La pression **P2** va donc diminuer jusqu'à ce que l'écart de pression entre **P1** et **P2** devienne suffisant pour permettre l'aspiration du bouchon d'huile.

A ce moment, une importante quantité d'huile arrive brutalement dans l'aspiration du compresseur. Cet afflux d'huile risque de provoquer un violent "coup d'huile" dont les effets sont rigoureusement identiques à ceux d'un coup de liquide classique.

Évidemment, le même problème peut arriver si la poche d'huile est provoquée par une contre pente.

Notons toutefois que les risques sont réduits si le compresseur possède une aspiration par le carter ou s'il est équipé d'un dispositif anti coup de liquide efficace (voir page 328).

Enfin, la présence d'huile constitue un film isolant à l'intérieur des tuyauteries, ce qui gêne l'échange de chaleur entre l'air et le fluide frigorigène et réduit le coefficient de transmission des échangeurs thermiques (condenseur et évaporateur).

Cette réduction de l'échange thermique est principalement sensible dans l'évaporateur où le fluide frigorigène et l'huile se séparent facilement à cause de la réduction de température.

Si un problème frigorifique quelconque provoque des entraînements d'huile trop massifs, la quantité d'huile en circulation peut alors entraîner une réduction de la puissance de l'évaporateur.

Cette perte de puissance est loin d'être négligeable puisqu'elle peut même devenir suffisamment importante pour provoquer les symptômes de la panne de " l'évaporateur trop petit " *(dans certains cas extrêmes, la perte de puissance de l'évaporateur peut atteindre jusqu'à 20 %).*

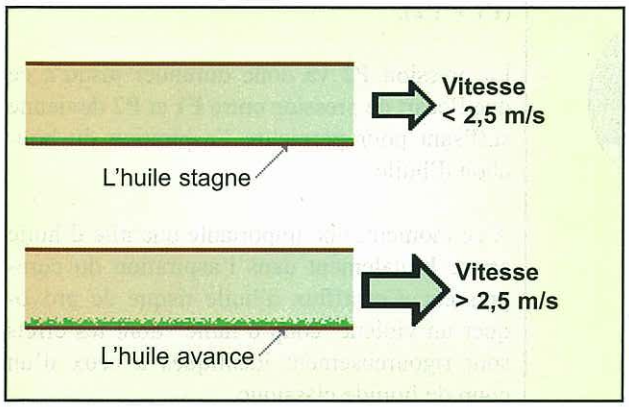
C) Influence de la vitesse des gaz sur le retour d'huile :

Tout d'abord, il faut rappeler que l'huile se mélangeant très intimement avec le fluide frigorigène à l'état liquide, sa circulation dans le condenseur et la ligne liquide ne pose aucun problème.

Par contre, dans les lignes de refoulement et d'aspiration, le fluide frigorigène étant en phase gazeuse, les 2 fluides ont tendance à se séparer.

C'est donc là que des problèmes sérieux peuvent survenir car il est impératif d'assurer la libre circulation de l'huile dans le circuit afin de permettre son retour vers le carter du compresseur.

Le problème du retour d'huile se pose différemment selon le tronçon de tuyauterie :



Dans les tronçons horizontaux, la majeure partie de l'huile s'écoule naturellement dans le sens de la pente (quand elle existe). En l'absence de pente, *si la vitesse des gaz est trop faible*, l'huile à tendance à se déposer par gravité et à stagner dans le bas du tube.

De même que la vitesse du vent crée des vagues à la surface de la mer, la vitesse du fluide frigorigène au-dessus de la nappe d'huile provoque la création de vaguelettes qui avancent dans le tube *si la vitesse des gaz dépasse **2,5 m/s**, même en l'absence de pente.*

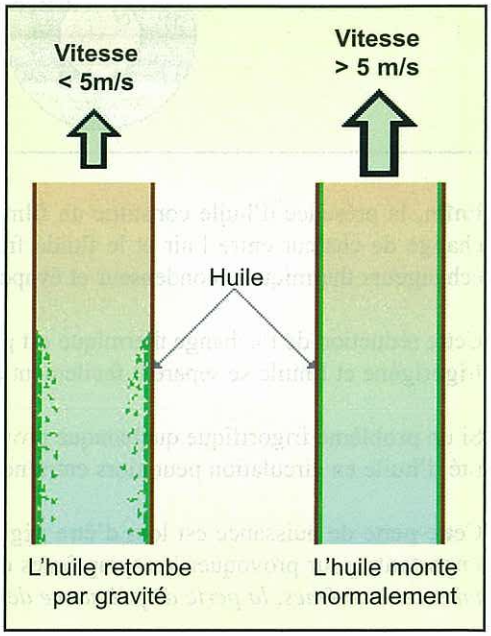
Sur les tronçons verticaux, le problème de la remontée de l'huile se complique un peu du fait de l'attraction de la pesanteur *qui tend à attirer le film d'huile vers le bas.*

Dans les tronçons verticaux, pour vaincre la pesanteur et permettre la montée de l'huile dans la tuyauterie, il est logique de penser que l'action mécanique des gaz doit être beaucoup plus importante que sur un tronçon horizontal.

En effet, l'expérience a montré que l'huile remonte facilement dans une tuyauterie verticale *si la vitesse des gaz est supérieure à environ **5 m/s**, aussi bien sur un tube d'aspiration que de refoulement.*

Par contre, dans un tube vertical, si la vitesse des gaz chute à un moment quelconque *en dessous de 5 m/s,* l'huile aura très rapidement tendance à retomber par gravité dans le bas du tube.

A NOTER : *Si le diamètre du tube vertical dépasse 2" ou si la température d'évaporation est inférieure à -10°C, une vitesse minimale de 8 à 9 m/s devient nécessaire pour remonter l'huile dans une canalisation d'aspiration.*



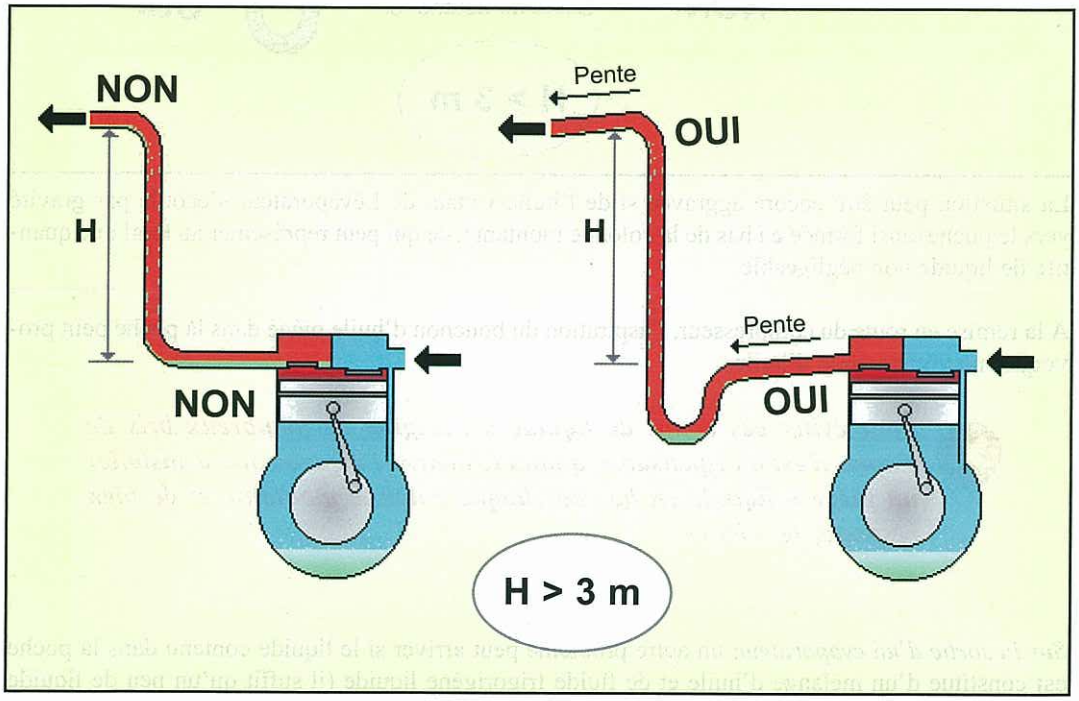
Notons également qu'une *pente minimum de 12 mm/m* est conseillée, dans le sens d'écoulement du fluide, sur toutes les tuyauteries horizontales.

De plus, on estime généralement que la vitesse des gaz doit toujours rester inférieure à une limite haute de 20 m/s, de façon à conserver une perte de charge et un niveau sonore admissible.

Pour assurer un retour régulier de l'huile il est impératif, quelles que soient les conditions de fonctionnement, d'assurer en permanence une vitesse minimum des gaz de 2,5 m/s dans toutes les tuyauteries horizontales et de 5 m/s dans toutes les tuyauteries verticales.

D) Influence des dénivelés sur le retour d'huile :

Un premier problème se pose si le condenseur est situé plus haut que le compresseur, avec un dénivelé dépassant 3m.

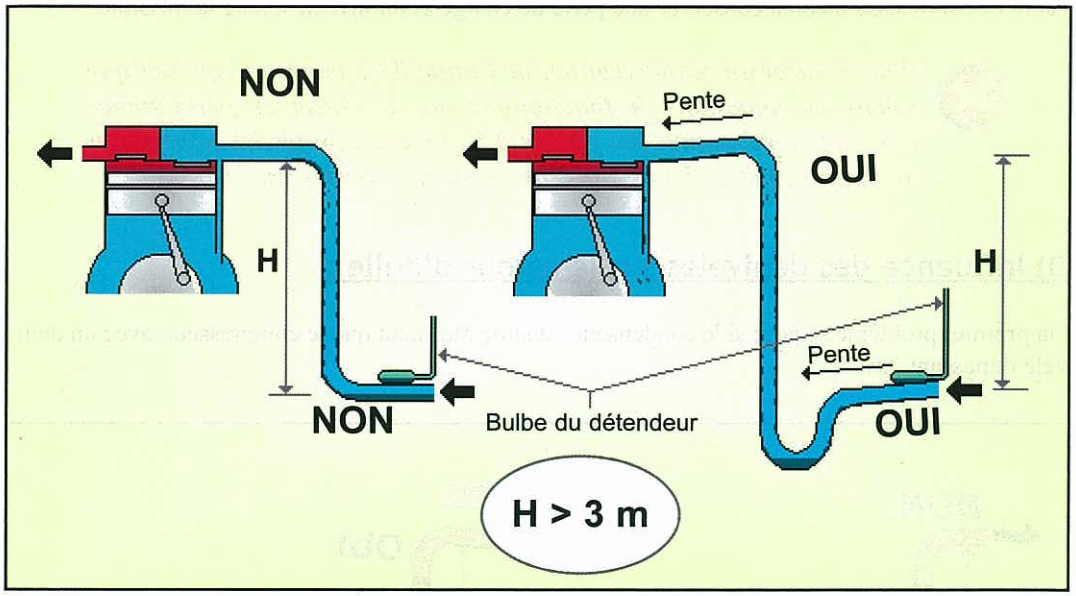


A chaque arrêt du compresseur, la vitesse des gaz devenant nulle, l'huile contenue dans le tronçon vertical retombe par gravité et risque de venir s'accumuler dans la culasse de refoulement.

Quand la cote **H dépasse 3m**, cette quantité d'huile pouvant revenir dans la culasse n'est absolument plus négligeable. De plus, du fait de la température ambiante relativement faible autour du tube de refoulement, une quantité plus ou moins importante de fluide frigorigène peut se condenser à l'arrêt et redescendre également vers la culasse du compresseur.

Cette accumulation de frigorigène liquide et d'huile dans la culasse risque alors de provoquer un violent coup de liquide à la remise en route du compresseur.

Le même type de problème existe lorsque l'évaporateur est situé *en-dessous* du compresseur car à l'arrêt, l'huile contenue dans la colonne montante retombe également dans le bas du tube. Comme dans le cas d'un tube de refoulement, cette quantité d'huile peut devenir importante lorsque la cote **H** dépasse 3m.



La situation peut être encore aggravée si de l'huile venant de l'évaporateur s'écoule par gravité vers la poche ainsi formée en bas de la colonne montante, ce qui peut représenter au total une quantité de liquide non négligeable.

A la remise en route du compresseur, l'aspiration du bouchon d'huile piégé dans la poche peut provoquer un violent coup d'huile.

Pour éviter ces coups de liquide à l'origine de nombreux bris de clapets il est indispensable, quand le dénivelé dépasse 3m, d'installer un piège à liquide en bas de chaque colonne montante et de bien respecter les pentes.

Sur la sortie d'un évaporateur, un autre problème peut arriver si le liquide contenu dans la poche est constitué d'un mélange d'huile et de fluide frigorigène liquide (il suffit qu'un peu de liquide venant de l'évaporateur s'écoule vers la poche à l'arrêt du compresseur).

Au moment du démarrage, la brutale chute de pression dans la tuyauterie d'aspiration provoque un dégazage très violent du mélange sous l'effet de l'évaporation du fluide frigorigène liquide dissous dans l'huile.

Mais pour s'évaporer, le fluide frigorigène a besoin de chaleur !

La chaleur nécessaire est prise en grande partie à la tuyauterie, ce qui provoque une réduction brutale de la température du tube. Parfois, ce refroidissement important de la tuyauterie peut atteindre le bulbe du détendeur...

Ainsi, au moment du démarrage, le bulbe risque de ressentir une chute brutale de température et donc de provoquer *la fermeture brutale du détendeur à un moment particulièrement critique* (la HP étant faible au moment du démarrage, la capacité du détendeur l'est également et nécessite *au contraire* une pleine ouverture pour alimenter le mieux possible l'évaporateur).

Ainsi, le détendeur étant anormalement étranglé, il laisse passer une quantité ridicule de liquide *et c'est la coupure en sécurité BP assurée* (la panne est facilement détectable par un simple toucher de la tuyauterie d'aspiration au niveau du bulbe du détendeur).

Pour éviter de tels problèmes, il est fortement conseillé d'installer un piège à liquide en bas de toute colonne montante d'aspiration dès que le dénivelé dépasse 3m, et d'être très attentif au tracé de la tuyauterie sur laquelle sera fixé le bulbe du détendeur, en veillant tout particulièrement aux pentes.

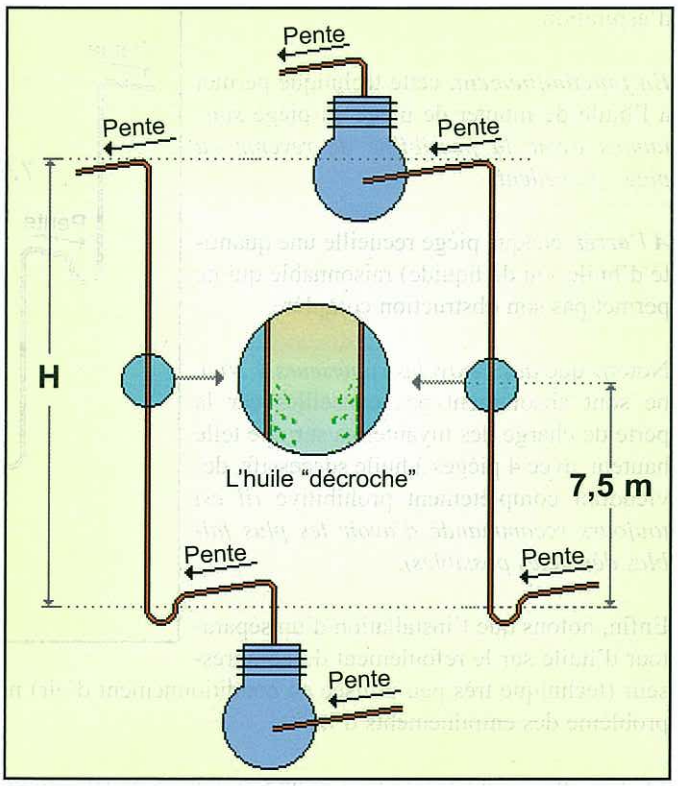
Nous avons vu que pour assurer la remontée de l'huile sur les tronçons verticaux de tuyauterie, la vitesse des gaz doit être *en permanence supérieure à 5 m/s,* quelques soient les conditions de fonctionnement. Toutefois, le problème se complique encore lorsque le dénivelé (**cote H**) dépasse environ **7,5 m.**

A partir de cette cote, aussi bien sur un tube d'aspiration que de refoulement, le film d'huile qui monte le long des parois du tube a tendance à se "décrocher" et à retomber par gravité, *même si la vitesse des gaz est supérieure à 5 m/s.*

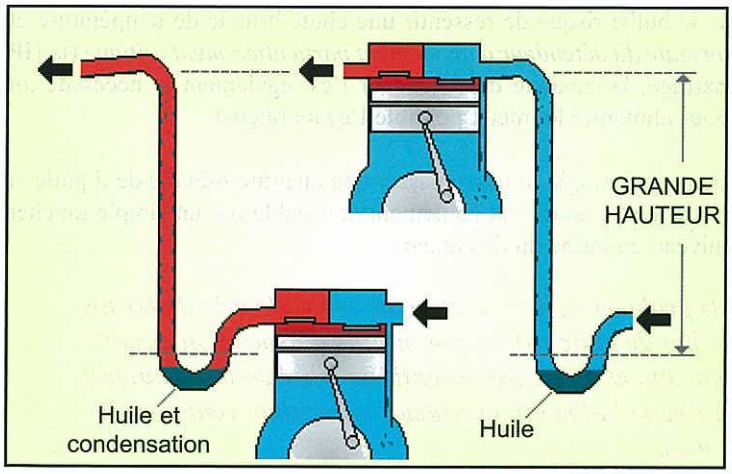
De plus, en fonctionnement normal, chaque mètre de tuyauterie contient une certaine quantité d'huile.

Mais plus le dénivelé augmente, plus la longueur de tube augmente et plus la contenance en huile de ce tube augmente.

À cause du grand dénivelé, à chaque arrêt du compresseur, la quantité d'huile qui retombe est donc très importante et risque même *d'obstruer complètement* le piège à huile situé en bas de la colonne montante.

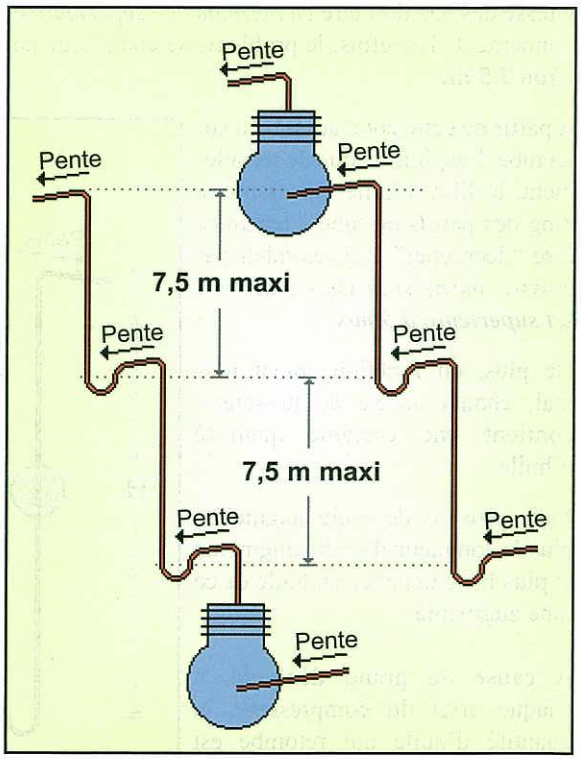


Sur une colonne montante de refoulement, cet afflux d'huile à l'arrêt du compresseur risque de revenir dans la culasse si le piège "déborde" (voir schéma page suivante), en provoquant un "coup d'huile" lors du démarrage suivant, la situation étant encore aggravée dans ce cas par les risques de condensation du fluide frigorigène à l'intérieur du tube pendant l'arrêt.



Sur une colonne montante d'aspiration de grande hauteur, l'importante quantité d'huile qui retombe dans le piège à l'arrêt du compresseur risque d'être aspirée au prochain démarrage sous la forme d'un bouchon d'huile générateur de "coups d'huile" meurtriers pour les clapets (la situation pouvant encore être aggravée par des écoulements parasites de liquide venant de l'évaporateur).

Pour éviter ces ennuis, susceptibles de provoquer une très grave avarie mécanique du compresseur il est nécessaire, lorsque le dénivelé est important, d'installer un piège à huile *au moins tous les 7,5 m*, aussi bien sur les colonnes montantes de refoulement que d'aspiration.



En fonctionnement, cette technique permet à l'huile de monter de piège en piège *sans jamais avoir la possibilité de revenir au piège précédent.*

A l'arrêt, chaque piège recueille une quantité d'huile (ou de liquide) raisonnable qui ne permet pas son obstruction complète.

Notons que *des dénivelés supérieurs à 30 m* ne sont absolument pas conseillés car la perte de charge des tuyauteries sur une telle hauteur, avec 4 pièges à huile successifs, deviendrait complètement prohibitive *(il est toujours recommandé d'avoir les plus faibles dénivelés possibles).*

Enfin, notons que l'installation d'un séparateur d'huile sur le refoulement du compresseur (technique très peu utilisée en conditionnement d'air) ne peut pas résoudre *complètement* le problème des entraînements d'huile.

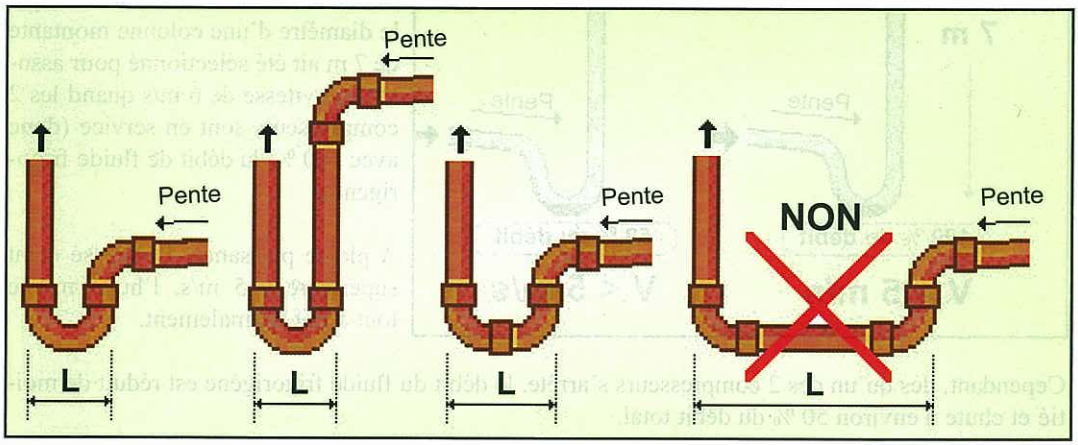
En effet, un séparateur d'huile, même parfaitement sélectionné et installé, laissera malgré tout passer de 1 à 2 % de l'huile qui quitte le refoulement du compresseur.

Il faudra quand même que cette huile puisse revenir au compresseur et les précautions à prendre pour la sélection et pour le tracé des tuyauteries restent donc identiques !

E) Comment réaliser un piège à huile ?

En plus de favoriser la circulation de l'huile dans l'installation, rappelons qu'un piège à huile sert à piéger le liquide (huile ou fluide frigorigène condensé) à la base de toutes les tuyauteries verticales lorsque le fluide frigorigène circule du bas vers le haut et que le dénivelé dépasse 3 m.

Un piège à huile n'étant pas un réservoir, ***il est essentiel que sa contenance soit la plus faible possible*** de sorte à réduire la quantité de liquide piégé (la place de l'huile est dans le carter du compresseur) et éviter que d'importants bouchons d'huile puissent être mis en circulation périodiquement dans le circuit (surtout sur l'aspiration du compresseur).

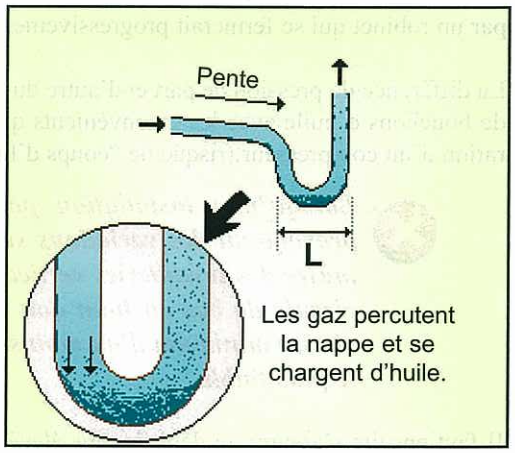


Pour confectionner un piège à huile, il est préférable d'utiliser un raccord en "U" du commerce lorsque c'est possible (le rayon de cintrage est très faible) ou encore 2 coudes à 90° (mais dans tous les cas, la cote **L** doit être la plus faible possible).

Il est également essentiel de toujours bien respecter le sens des pentes (au moins 12 mm/m).

Au fur et à mesure de l'accumulation de l'huile dans un piège, son niveau monte en réduisant la section de passage des gaz, ce qui provoque une augmentation progressive de la vitesse de ces gaz.

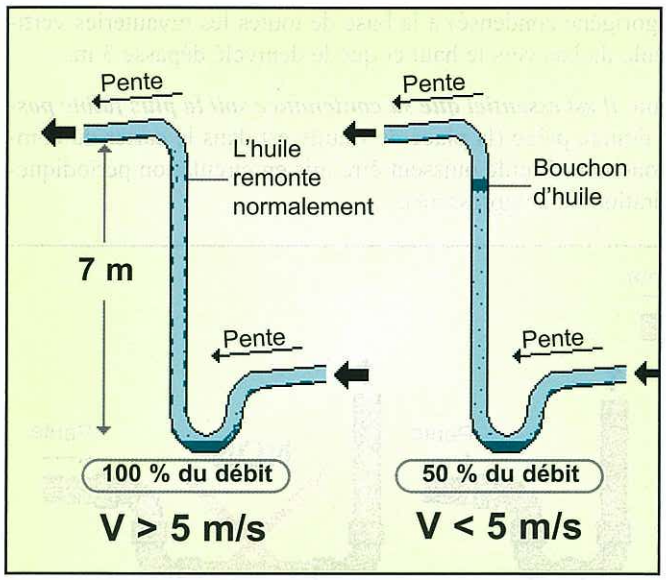
L'augmentation de la vitesse et l'impact des gaz sur la nappe d'huile favorise son éclatement en très fines gouttelettes et l'entraînement de l'huile dans la tuyauterie verticale sous la forme d'un brouillard et d'un film d'huile qui progresse le long des parois du tube sous l'action mécanique de la vitesse des gaz (si la vitesse est supérieure à 5 m/s).



F) Problème des installations à puissance frigorifique variable :

Ce problème concerne les installations pouvant avoir un débit de fluide frigorigène variable, par exemple lorsque plusieurs compresseurs sont en parallèle, ou lorsque la vitesse du compresseur est variable, ou encore si la régulation de puissance se fait par élimination de cylindres par action sur les clapets d'aspiration...

En effet, si le débit de fluide frigorigène est variable et dépend du régime de fonctionnement, la vitesse des gaz dans les tuyauteries subit également des variations.



Pour mieux comprendre, prenons l'exemple d'une installation possédant 2 compresseurs identiques montés en parallèle, c'est à dire possédant 2 étages de puissance (100 % ou 50 %).

Sur cette installation, admettons que le diamètre d'une colonne montante de 7 m ait été sélectionné pour assurer une vitesse de 6 m/s quand les 2 compresseurs sont en service (donc avec 100 % du débit de fluide frigorigène).

A pleine puissance, la vitesse étant supérieure à 5 m/s, l'huile monte tout à fait normalement.

Cependant, dès qu'un des 2 compresseurs s'arrête, le débit du fluide frigorigène est réduit de moitié et chute à environ 50 % du débit total.

Le diamètre du tube restant identique, la vitesse des gaz dans le tube vertical chute alors à environ 3 m/s, *ce qui ne permet plus de remonter convenablement l'huile.*

Celle-ci va donc s'accumuler dans le piège en bouchant le passage, comme si le tube était obstrué par un robinet qui se fermerait progressivement.

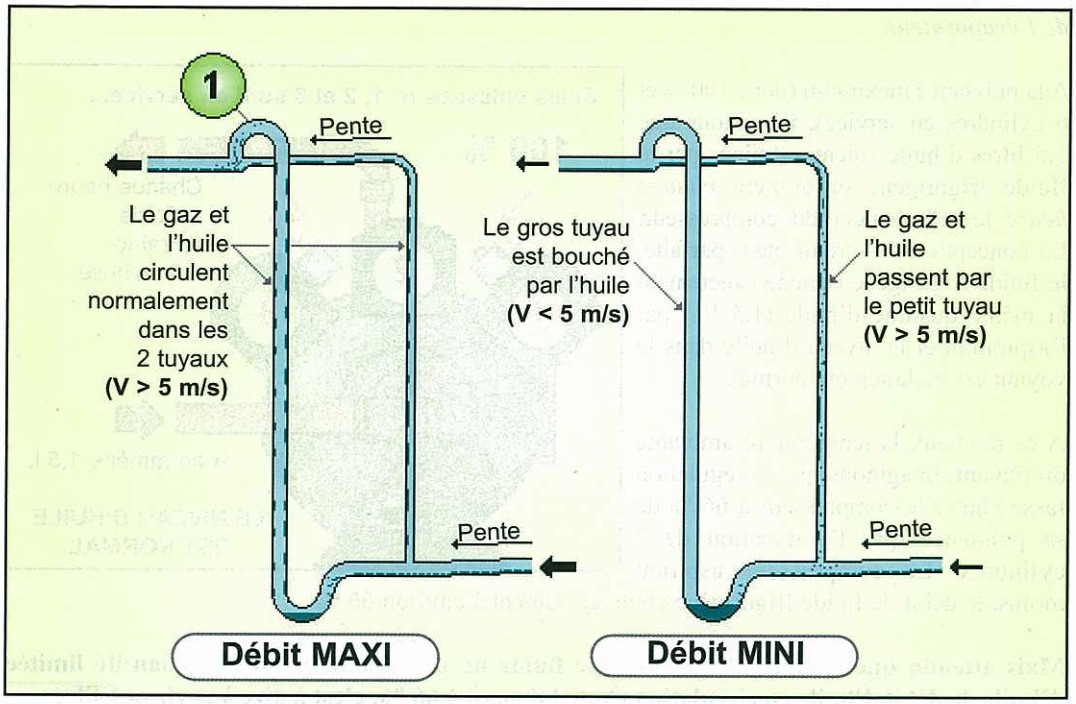
La différence de pression de part et d'autre du piège va alors provoquer des remontées périodiques de bouchons d'huile avec les inconvénients qui en découlent, principalement s'il s'agit de l'aspiration d'un compresseur (risque de "coups d'huile, surtout au démarrage).

Lorsqu'une installation possède différents étages de puissance provoquant des variations sur le débit de fluide frigorigène, le diamètre des tuyauteries verticales dans lesquelles le fluide frigorigène circule de bas en haut doit être sélectionné de sorte à assurer une vitesse minimum d'au moins 5 m/s pour le débit de fluide frigorigène le plus faible.

Il faut ensuite s'assurer au débit *le plus élevé*, c'est à dire lorsque l'installation est à 100% de sa puissance :

- Que la perte de charge totale de la tuyauterie (longueurs verticales + longueurs horizontales + accessoires) ne devient pas prohibitive, c'est à dire supérieure à environ 1°C en équivalent pression, aussi bien pour une tuyauterie d'aspiration que pour un refoulement.
- Que la vitesse des gaz ne dépasse jamais 20 m/s, car les risques d'obtenir un niveau sonore beaucoup trop élevé seraient alors très importants.

Si le diamètre du tube sélectionné pour assurer une vitesse minimale de 5 m/s à puissance réduite *est trop faible* et provoque une perte de charge trop importante à pleine puissance, il peut devenir nécessaire d'utiliser un montage en "double tuyauterie" de sorte à assurer des remontées d'huile régulières *quelques soient les conditions de fonctionnement et le débit de fluide frigorigène.*



Dans le montage en "double tuyauterie" représenté ci-dessus *le diamètre du petit tuyau est sélectionné pour obtenir une vitesse supérieure à 5 m/s quand le débit de fluide frigorigène est minimum.*

Le diamètre du gros tuyau est sélectionné de sorte à conserver une vitesse supérieure à 5 m/s (mais inférieure à 20 m/s) dans les 2 tuyaux quand l'installation sera en pleine puissance.

En effet, *à puissance réduite*, la vitesse des gaz dans les 2 tuyaux est si faible que l'huile ne peut pas remonter et s'accumule dans le piège jusqu'à l'obstruer complètement.

A ce moment, tous les gaz passent par le petit tuyau avec une vitesse suffisante pour assurer une remontée correcte de l'huile.

Le siphon inversé sur le gros tuyau *(repère 1)* interdit à l'huile qui remonte par le petit tube à faible charge de redescendre par le gros tube.

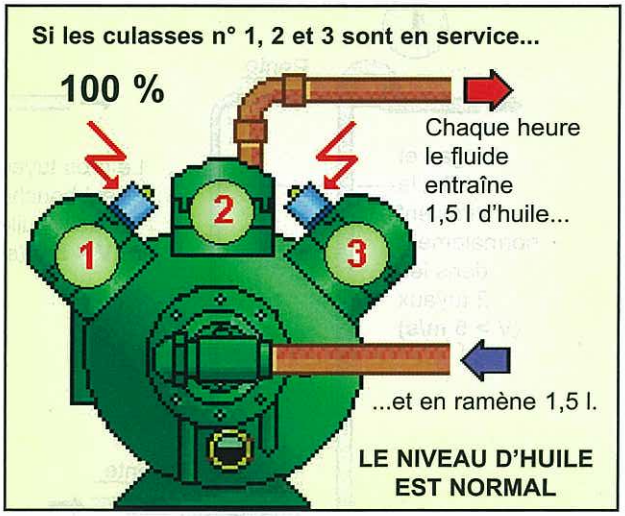
Quand la puissance frigorifique remonte, l'augmentation de débit du fluide frigorigène chasse l'huile contenue dans le piège et les gaz circulent de nouveau dans les 2 tuyauteries.

Rappelons de nouveau que la contenance du piège doit être la plus faible possible de façon à éviter la circulation d'un gros bouchon d'huile au moment où il se vide, surtout sur une aspiration de compresseur.

Lorsque le dénivelé est important, il faudra installer une double tuyauterie tous les 7,5 m en respectant bien ces principes et le sens des pentes.

Pourtant, on peut malgré tout rencontrer des problèmes de baisse du niveau d'huile dans le carter du compresseur sur des installations à débit de fluide frigorigène variable, et cela même si le tracé et le choix du diamètre des tuyauteries ont été réalisés dans les règles de l'art. Pour comprendre le phénomène, prenons l'exemple d'un compresseur de 6 cylindres à 3 étages de puissance (100 %, 66 % et 33 % par action sur le nombre de cylindres actifs), ***le compresseur étant situé au-dessus de l'évaporateur.***

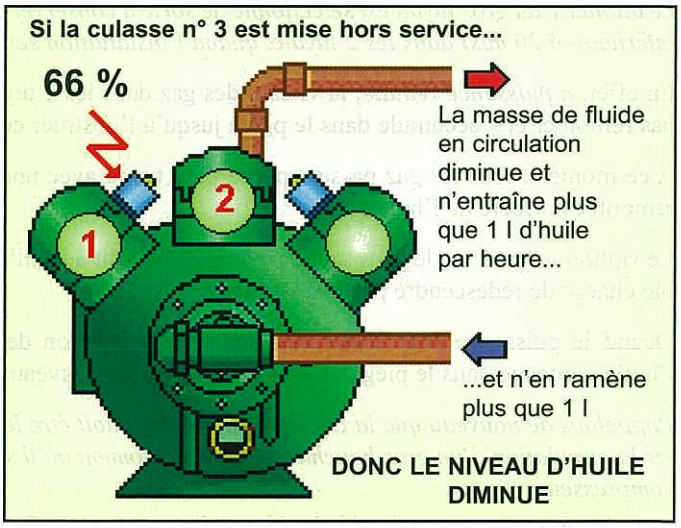
A la puissance maximum (donc 100 % et 6 cylindres en service), imaginons que 1,5 litres d'huile soient entraînés par le fluide frigorigène et quittent *chaque heure* le refoulement du compresseur. La conception du circuit étant parfaite, le fluide frigorigène ramène exectement la même quantité d'huile (1,5 l/h) par l'aspiration et le niveau d'huile dans le voyant est parfaitement normal.



A ce moment, la température ambiante diminuant, imaginons que la régulation fasse chuter le compresseur à 66 % de sa puissance, par l'élimination de 2 cylindres. Le compresseur aspirant moins, le débit de fluide frigorigène chute également à environ 66 %.

Mais attendu que chaque kilogramme de fluide ne peut contenir qu'une quantité limitée d'huile, le débit d'huile en circulation chute lui aussi à 66 %, c'est à dire à environ 1 litre par heure.

A ce moment, il ne revient plus à l'aspiration que 1 l/h d'huile *alors qu'à l'instant précédent le compresseur était en pleine puissance et qu'il en partait 1,5 l/h par le refoulement : c'est dire que l'équivalent de 0,5 l/h d'huile reste piégé dans le circuit !*



Si l'évaporateur est situé au-dessous du compresseur, l'huile ne peut pas revenir au carter par gravité.

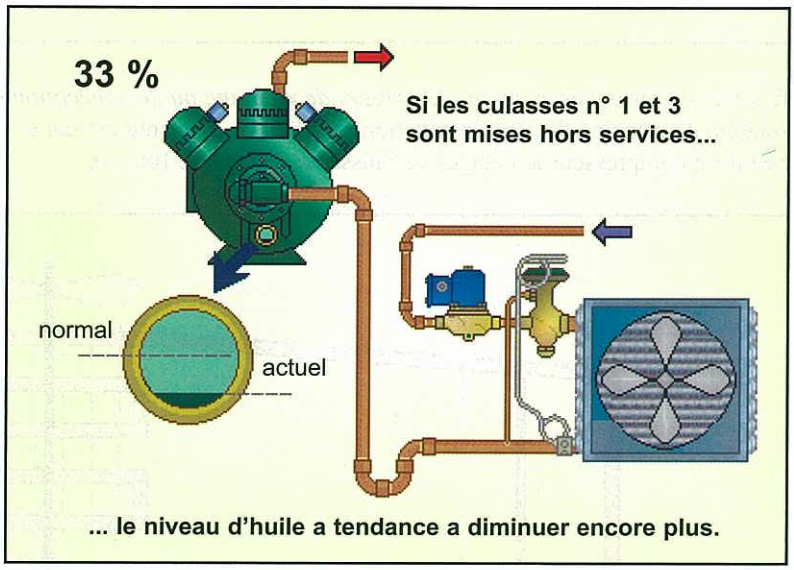
En conséquence, l'équivalent de 0,5 l/h d'huile reste piégé dans le circuit, principalement dans l'évaporateur où la chute de température provoque la séparation de l'huile et du fluide frigorigène.

Si la régulation passe maintenant le compresseur à 33 % de sa puissance, le même phénomène se répète puisque la masse de fluide frigorigène en circulation devenant encore plus faible, il part moins d'huile par le refoulement *mais il en revient également moins par l'aspiration.*

En conséquence, l'équivalent de 0,5 l/h d'huile se fait une nouvelle fois piéger dans le circuit ce qui provoque une nouvelle baisse du niveau d'huile dans le carter.

Ainsi, le compresseur fonctionnera à 33 % de sa puissance avec une quantité d'huile piégée à l'intérieur de l'évaporateur suffisante pour provoquer une baisse notable du niveau d'huile dans le carter.

A ce moment, si le thermostat de régulation provoque l'arrêt instantané du compresseur, rien ne peut plus permettre à l'huile piégée dans l'évaporateur de revenir au carter.



Au démarrage suivant, le même phénomène va se répéter à chaque fois que le compresseur va réduire sa puissance et la baisse du niveau d'huile risque encore de s'accentuer jusqu'à provoquer soit une grave avarie mécanique par manque de lubrification, soit une coupure au pressostat différentiel d'huile (s'il existe), soit la remontée d'un gros bouchon d'huile (dévastateur pour les clapets d'aspiration comme le serait un coup de liquide classique) si l'évaporateur s'engorge trop.

Pour éviter ce risque il est indispensable, avant d'arrêter le compresseur en régulation, de ramener à chaque fois dans le carter toute l'huile piégée dans l'évaporateur, de sorte à préparer le démarrage suivant.

Pour cela, les arrêts du compresseur en régulation devront obligatoirement être provoqués en utilisant la technique du tirage au vide de l'évaporateur *(voir : arrêts des compresseurs frigorifiques, page 203).*

A noter : Dans chaque piège à huile, il y a en permanence une quantité plus ou moins importante d'huile. Aussi, lorsqu'une installation neuve comporte de nombreux pièges à huile il est normal, à la première mise en route, que le niveau d'huile baisse dans le carter du compresseur.

Il sera donc nécessaire de surveiller le niveau d'huile avec une très grande attention et éventuellement de procéder à un appoint.

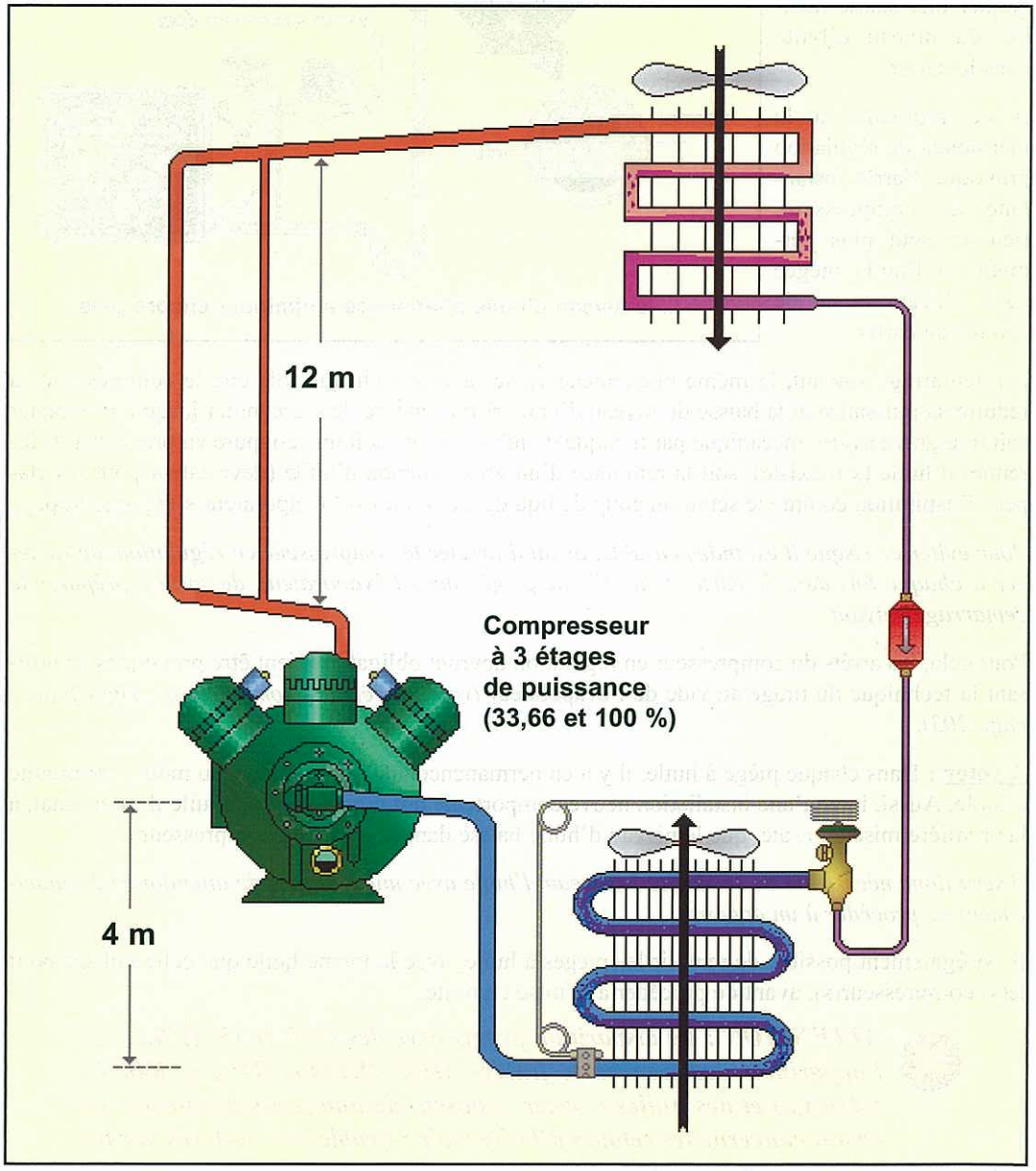
Il est également possible de remplir les pièges à huile, avec la même huile que celle utilisée pour le(s) compresseur(s), avant de procéder à la mise en route.

ATTENTION : La disparition progressive des CFC (R12, R502...) et l'apparition des nouveaux fluides HFC (R134a, R404A, R407C, R410A...) et des huiles « ester » posent de nouveaux problèmes en ce qui concerne les retours d'huile (voir : Problèmes soulevés par les nouveaux fluides, page 406).

Voir l'analyse complète du pressostat différentiel d'huile, des pages 785 à 804.

EXERCICE : JEU DES 12 ERREURS

Essayez de retrouver *au moins 12 erreurs de montage ou de conception* qui se sont glissées sur le schéma de principe de cette installation frigorifique à détente directe et condensation par air équipée d'un compresseur à 3 étages de puissance (33, 66 et 100 %).



Essayez de trouver le maximum d'erreurs avant de consulter le corrigé sur les pages suivantes...

Erreur n°1 :

Erreur n°2 :

Erreur n°3 :

Erreur n°4 :

Erreur n°5 :

Erreur n°6 :

Erreur n°7 :

Erreur n°8 :

Erreur n°9 :

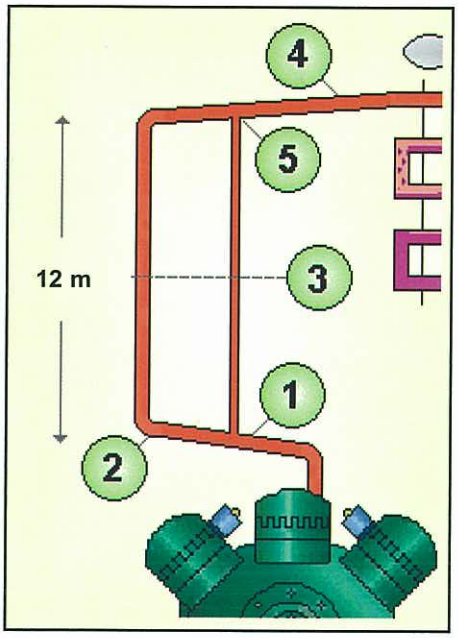
Erreur n°10 :

Erreur n°11 :

Erreur n°12 :

JEU DES 12 ERREURS : CORRIGÉ

Corrigeons maintenant les 12 grosses erreurs de montage ou de conception qui se sont *malencontreusement* glissées dans le schéma proposé *(pour obtenir des explications détaillées sur la plupart des anomalies, voir le chapitre précédent).*



Erreur N°1 : *Il y a une dangereuse contre-pente* au refoulement du compresseur. Rappelons qu'il est impératif que les tuyauteries d'aspiration et de refoulement aient toujours une pente d'au moins 12 mm/m dans le sens de passage du fluide, comme indiqué en **1'**.

Erreur N°2 : Le dénivelé étant supérieur à 3 m, *un piège à huile est indispensable* en bas de la colonne montante comme représenté en **2'**.

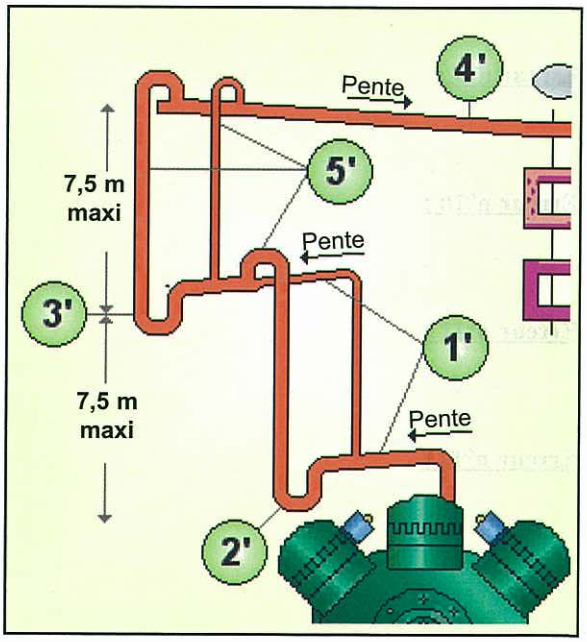
Erreur N°3 : Le dénivelé étant supérieur à 7,5 m *un piège à huile intermédiaire est indispensable,* comme indiqué en **3'**, afin d'assurer sans problème la remontée de l'huile sur une telle hauteur.

Erreur N°4 : Le tube en haut de la colonne montante présente *une dangereuse contre-pente* vers le compresseur au lieu d'une pente régulière vers le condenseur comme indiqué en **4'**.

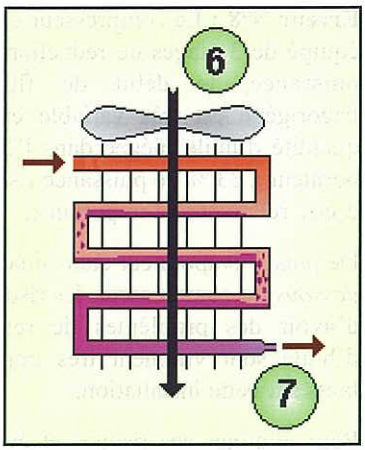
Erreur N°5 : Si la colonne montante nécessite une double tuyauterie, celle-ci doit être conçue *de façon à interdire tout retour en arrière de l'huile remontée*, quelles que soient les conditions de fonctionnement, mais surtout à faible débit.

Dans l'exemple, le piquage du tube (repère **5**) *est particulièrement dangereux* car il n'obéit pas à ce principe.

Notez bien en **5'** *deux variantes possibles* qui permettent de réaliser une double tuyauterie absolument sans aucun risque.

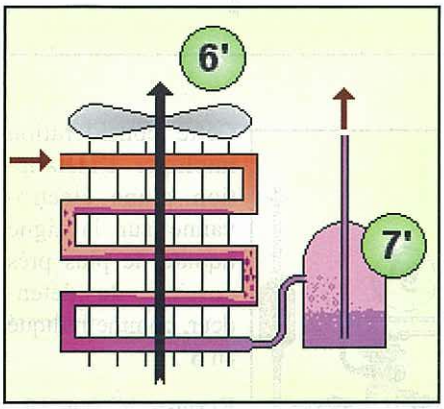


Erreur N°6 : *Le ventilateur du condenseur tourne à l'envers* tel que le sens de l'air est représenté en **6.**



En effet, le frigorigène liquide se trouve par gravité dans la partie inférieure du condenseur. Or, la température de l'air qui refroidi le bas du condenseur (et qui assure le sous-refroidissement du liquide) est plus faible dans le sens **6'** (c'est la température d'entrée de l'air) que dans le sens **6** (l'air est dans ce cas déjà réchauffé par son passage sur le condenseur).

Pour cette raison, le sens de l'air en **6'** permet d'obtenir un meilleur sous-refroidissement du liquide condensé et donc un meilleur rendement frigorifique, d'autant plus que dans ce dernier cas l'échange de chaleur est encore optimisé car l'air et le fluide frigorigène circulent à contre courant.



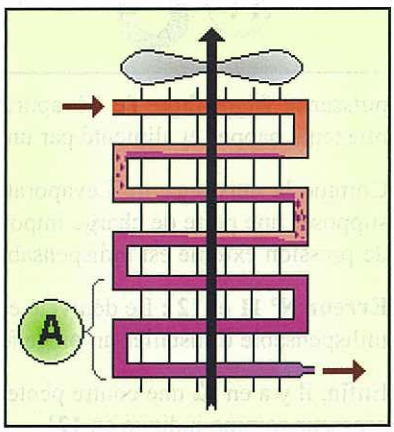
Erreur N°7 : Le compresseur utilisé possédant 3 étages de puissance, la quantité de fluide frigorigène en circulation est environ 3 fois plus faible à 33 % de puissance qu'à 100 %.

Mais à 33 %, « l'excédent » de fluide frigorigène qui n'est pas en circulation va obligatoirement se trouver à l'intérieur du condenseur (où pourrait-il être ailleurs ?)

Cette accumulation de liquide dans le condenseur va provoquer une réduction importante de sa surface d'échange et donc de sa puissance calorifique avec pour conséquence de gros risques de coupure en sécurité HP.

Le simple fait d'avoir de grosses variations du débit de frigorigène impose *l'installation d'une bouteille liquide* (qui sert de réservoir tampon) en sortie condenseur comme indiqué en **7'** (*voir : Problème de la charge en fluide frigorigène, page 72*).

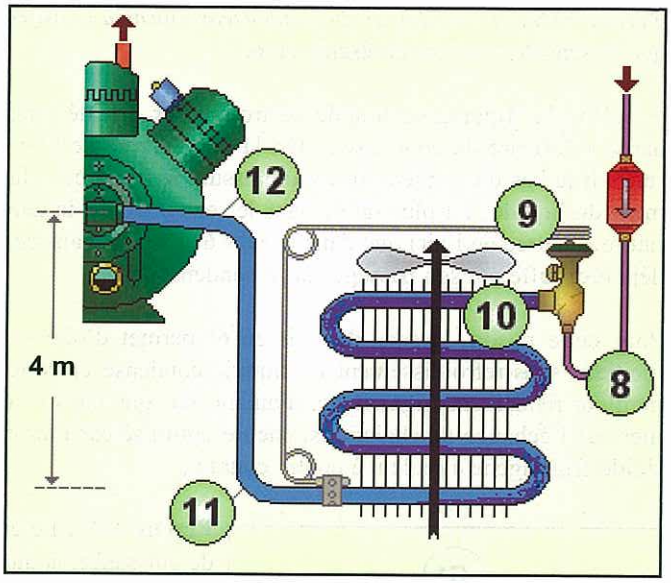
Rappelons toutefois que certains concepteurs d'installations préfèrent volontairement surdimensionner à l'origine le condenseur afin d'éviter l'installation d'une bouteille liquide (*voir aussi page 76*).



Le principal avantage de ce surdimensionnement est d'avoir en permanence une quantité importante de liquide dans le bas du condenseur ***(zone A)***, ce qui permet d'obtenir un excellent sous-refroidissement.

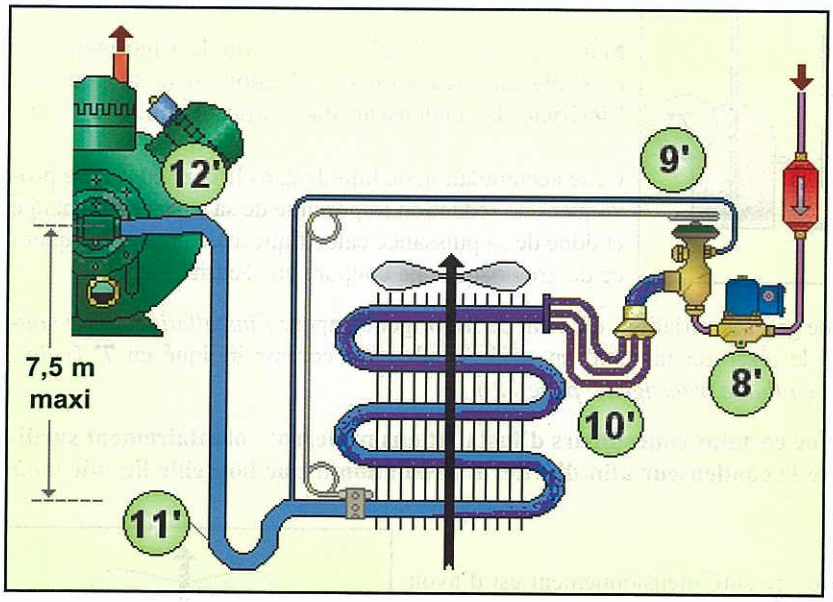
Un meilleur sous-refroidissement permet non seulement d'améliorer la puissance frigorifique de l'installation, mais aussi d'éliminer tous risques de flash-gas sur des tracés de ligne liquide délicats (grande longueur de tuyauterie, dénivelé important avec le condenseur situé en dessous de l'évaporateur...).

Erreur N°8 : Le compresseur étant équipé de 3 étages de réduction de puissance, le débit de fluide frigorigène est très variable et la quantité d'huile piégée dans l'évaporateur à 33 % de puissance risque d'être relativement importante.



De plus, l'évaporateur étant situé *en dessous* du compresseur, les risques d'avoir des problèmes de retour d'huile sont vraiment très importants sur cette installation.

Pour éliminer ces risques et éviter des avaries mécaniques, il est indispensable de ramener l'huile au carter à chaque arrêt du compresseur et donc que chaque coupure en régulation se fasse *par tirage au vide.*



Cette considération implique l'installation d'une électrovanne sur la ligne liquide, le plus près possible du détendeur, comme indiqué en **8'**.

Erreurs N° 9 et 10 : Le compresseur étant équipé de 3 étages de réduction de puissance, cela laisse supposer que sa puissance électrique est de l'ordre de *plu-sieurs dizaines de kW.*

En conséquence, la puissance frigorifique de l'évaporateur est suffisamment importante pour qu'il soit composé de plusieurs nappes et alimenté par un distributeur de liquide comme indiqué en **10'**.

Comme la puissance de l'évaporateur et son alimentation par un distributeur de liquide laissent supposer une perte de charge importante, l'utilisation d'un détendeur thermostatique à égalisation de pression externe est indispensable, comme indiqué en **9'**.

Erreur N° 11 et 12 : Le dénivelé entre l'évaporateur et le compresseur étant supérieur à 3m, il est indispensable d'installer un piège à huile en bas de la colonne montante comme indiqué en **11'**.

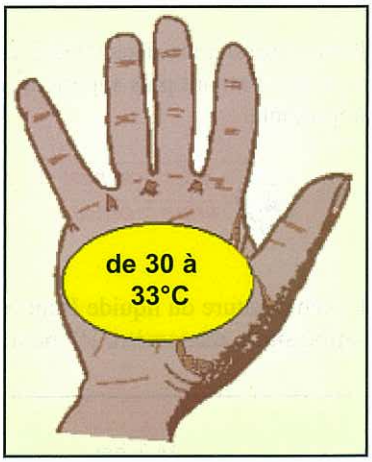
Enfin, il y a en **12** une contre pente à l'aspiration et cette tuyauterie doit être inclinée vers le compresseur comme indiqué en **12'**.

COMMENT ÉVALUER UNE TEMPÉRATURE PAR LA TECHNIQUE DU TOUCHER ?

L'objet de ce chapitre est de voir *les avantages et les limites* de la technique bien connue des praticiens frigoristes qui consiste à *apprécier l'ordre de grandeur* de la température d'une tuyauterie par un simple toucher.

Pour compléter vos informations, voir aussi : *contrôle du fonctionnement d'un groupe d'eau glacée au toucher, page 592.*

A) Généralités sur le toucher :



Lorsque la technique du toucher est *bien comprise* et *bien maîtrisée* elle peut permettre, *en association avec la lecture des manomètres HP et BP*, de gagner un temps précieux en facilitant le diagnostic dans de très nombreux cas de dépannages frigorifiques.

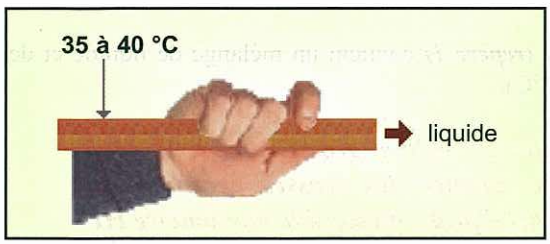
Tout d'abord, il faut savoir que la température de la paume d'une main varie généralement de 28 à 34°C (selon les individus, la température ambiante, l'état de santé...), mais qu'elle se situe *le plus souvent* entre 30 et 33°C.

Vous pouvez connaître avec exactitude votre propre référence en mesurant la température de votre main à l'aide d'un thermomètre de bonne qualité bien étalonné.

Notez que la température de votre main peut légèrement varier selon la saison et votre état de santé. Alors, n'hésitez pas à la contrôler régulièrement.

B) Appréciation d'un sous refroidissement par le toucher :

Aussi bien en froid commercial qu'en climatisation la plupart des installations à condensation par air fonctionnent, aux conditions normales d'utilisation, avec une température de condensation comprise entre 40 et 45°C.

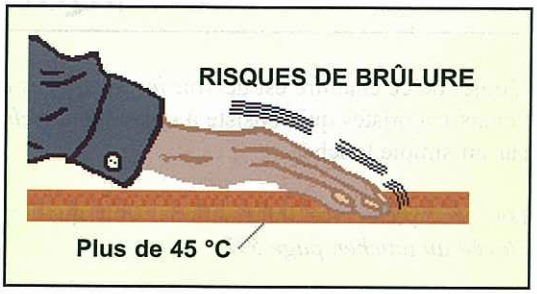


En admettant pour le sous refroidissement une valeur usuelle d'environ 5°C, la température du liquide mesurée à la sortie du condenseur se situe donc très souvent dans une plage allant de 35 à 40°C.

Le faible écart qui existe alors entre la température du liquide à la sortie du condenseur (35 à 40°C) et celle de la main (30 à 33°C) peut permettre, avec un petit peu d'entraînement, *d'évaluer rapidement et avec une bonne précision* la valeur du sous refroidissement du liquide.

Pour bien se fixer les idées, prenons l'exemple d'un dépanneur dont la paume de la main est à 31°C et qui effectue un toucher sur un départ liquide.

S'il se brûle et garde difficilement sa main posée sur le tube, c'est en général que la température est largement supérieure à 45°C, et l'évaluation n'est guère possible.

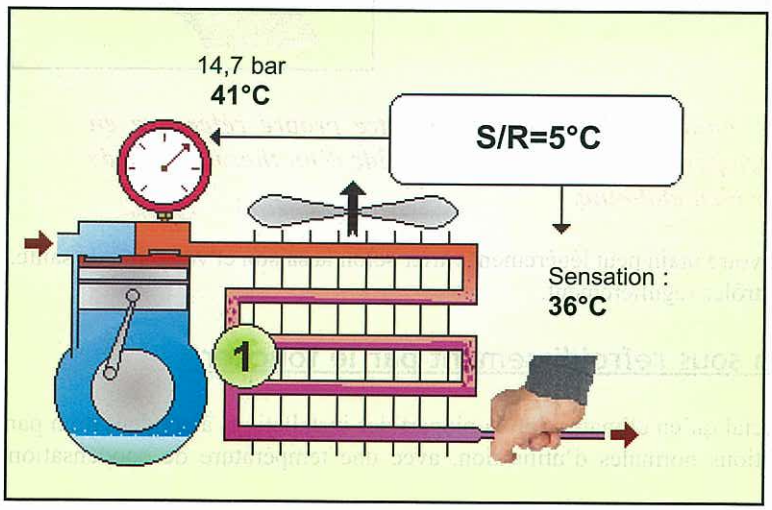


Afin d'éviter de se brûler, il est toujours préférable de tapoter légèrement le tube avant de poser franchement la main dessus (la température d'un tube de refoulement peut dépasser 80°C !)

Par contre, si notre dépanneur a une légère sensation de chaud, c'est que la tuyauterie est à une température d'autant plus supérieure à 31°C (température de sa main) que la sensation de chaleur est importante.

Avec un peu d'entraînement, il est tout à fait possible d'évaluer la température d'un tube entre 30 et 40°C, au degré près.

La température du liquide étant évaluée, le dépanneur n'a plus qu'à lire la température de condensation sur le manomètre HP pour apprécier instantanément la valeur du sous refroidissement.



Par exemple, admettons qu'un dépanneur expérimenté ressente une légère sensation de chaleur en touchant un tube de départ liquide, ce qui le conduit à évaluer la température du liquide quittant le condenseur à environ 36°C.

Si le manomètre HP indique une pression de 14,7 bar (soit une température de condensation de 41°C avec du R22), notre dépanneur peut *aussitôt* conclure que le sous refroidissement est d'environ 41 - 36 = 5°C, et en tirer les conclusions.

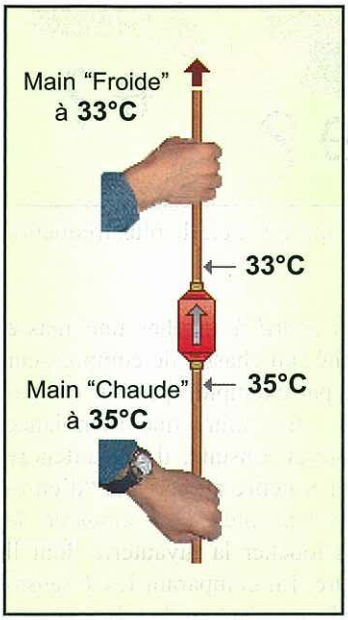
Notez que toute la zone centrale du condenseur ***(repère 1)*** contient un mélange de liquide et de vapeurs à la température de condensation (ici 41°C).

A la limite, le dépanneur pourrait évaluer grossièrement le sous refroidissement par un simple toucher des crosses centrales du condenseur puis du tube de départ liquide, même si le manomètre HP n'est pas installé

Attention : Pour permettre un diagnostic fiable, il est nécessaire que *les températures et les pressions soient stabilisées*. C'est pourquoi les mesures au thermomètre ou les évaluations de températures au toucher ne doivent jamais être effectuées sur une installation qui vient de démarrer.

C) Appréciation d'une différence de température :

La détection d'une différence de température ($\Delta\theta$) entre 2 points est sûrement l'une des applications les plus courantes de la technique du toucher.

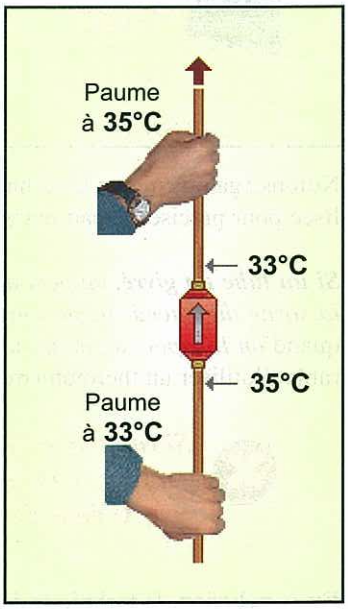


Le résultat de cette appréciation est d'autant plus fiable que le $\Delta\theta$ à détecter est important (un $\Delta\theta$ supérieur à 4°C est en général très facilement détectable par un simple toucher à 2 mains).

Bien que les faibles $\Delta\theta$ soient plus difficiles à apprécier, une différence de l'ordre de 2°C peut malgré tout être détectée avec une bonne certitude grâce à une technique de toucher particulière.

Pour bien comprendre, prenons l'exemple d'un dépanneur désirant contrôler un déshydrateur aux bornes duquel *un début de colmatage* provoque un léger $\Delta\theta$ de 2°C, donc difficilement détectable au toucher (le liquide entre à 35 et sort à 33°C).

Si notre dépanneur laisse ses mains *suffisamment longtemps* en contact avec les tubes (au moins une dizaine de secondes), la température de chacune de ses paumes va s'équilibrer avec la température correspondante du tube.



C'est ainsi que son cerveau va enregistrer *la sensation* d'une main "chaude" à 35°C" et d'une main "froide" à 33°C.

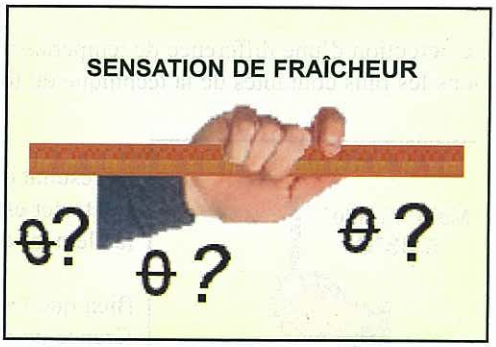
En croisant alors rapidement ses 2 mains, (main "froide" à 33°C sur le tube à 35°C et main "chaude" à 35°C sur le tube à 33°C), *chaque main va ressentir un écart de 2°C,* **ce qui équivaut artificiellement à multiplier la sensation de $\Delta\theta$ par 2.**

Cette technique peut rendre de grands services puisqu'elle permet, en amplifiant la sensation ressentie lors du toucher, de détecter avec une très bonne certitude des $\Delta\theta$ mêmes relativement faibles.

D) Appréciation d'une température inférieure à celle de la main :

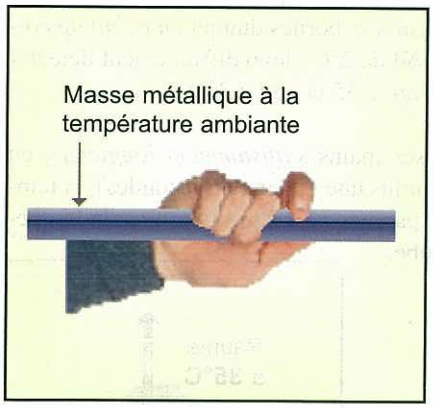
Lorsqu'il effectue un toucher, si le dépanneur ne ressent ni chaleur ni fraîcheur, c'est que la tuyauterie est sensiblement à la même température que celle de sa main.

Par contre, si la tuyauterie est plus froide que sa main (sans toutefois givrer), il aura une sensation de fraîcheur d'autant plus importante que la température du tube sera faible.



Il est en général difficile d'évaluer par le toucher la température d'une tuyauterie plus fraîche que la main, surtout lorsque l'écart est important.

Dans ce dernier cas, une technique particulière peut aider l'évaluation faite par le dépanneur, surtout lorsque la température ambiante est inférieure à celle de la main (ce qui est le cas le plus fréquent).



Cette technique consiste *d'abord* à toucher une masse métallique située à proximité (un châssis de compresseur ou une armoire métallique par exemple) qui doit obligatoirement être à la même température que l'ambiance (donc ni chauffée, ni refroidie). Ensuite, il faut attendre quelques secondes afin de permettre au cerveau "d'enregistrer" la sensation correspondante. *A ce moment,* le dépanneur doit rapidement toucher la tuyauterie dont il désire évaluer la température. En comparant les 2 sensations, il peut aussitôt situer la température du tube par rapport à l'ambiance (même température, plus chaud, moins chaud, beaucoup moins chaud...).

Notons également que la technique de comparaison vue à la page précédente peut parfois être utilisée pour préciser l'écart entre la température d'un tube et celle de l'ambiance.

Si un tube est givré, *on peut affirmer que sa température est inférieure à 0°C (pensez à regarder la sortie du détendeur, surtout en climatisation).* Si le givre est d'aspect mou et fond rapidement quand *on le tapote du doigt,* la température est assez voisine de 0°C. Sinon, il est toujours préférable d'utiliser un thermomètre.

Si votre main à +30°C touche un tube à -20°C (Δθ = 50°C), vous ressentirez la même sensation de brûlure qu'en plongeant votre main à +30°C dans de l'eau à +80°C (même Δθ de 50°C !!!!).

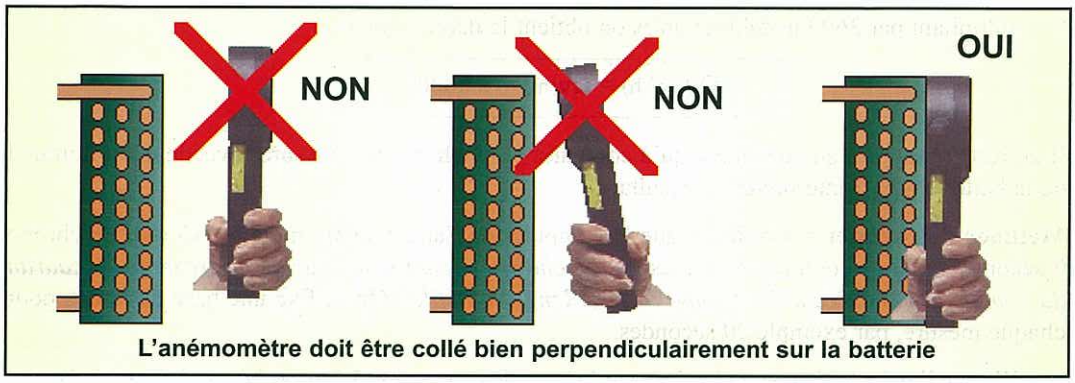
En conclusion, la technique du toucher doit être considérée comme une aide qui peut dans certain cas permettre une évaluation rapide du sous refroidissement ou de la surchauffe afin de gagner du temps lors d'un diagnostic. ***Comme toutes les techniques, celle du toucher nécessite un entraînement afin d'être efficace. Cependant elle ne peut en aucun cas remplacer un thermomètre de bonne qualité bien utilisé.***

MESURE D'UN DÉBIT D'AIR

Dans le cadre d'un contrôle de fonctionnement ou pour confirmer un diagnostic de panne il est fréquent d'être amené à mesurer le débit sur une batterie, aussi bien sur le condenseur que sur l'évaporateur (*les problèmes de mesure des débits d'eau sont traités page 605*).

En ce qui concerne l'air, l'appareil le plus simple pour mesurer un débit reste l'anémomètre à moulinet, que sa technologie soit mécanique ou électronique. Dans tous les cas, il est essentiel de respecter scrupuleusement les recommandations du constructeur de l'appareil pour effectuer la mesure.

Quel que soit le type de l'appareil, rappelons que pour d'obtenir un résultat précis, le moulinet de l'anémomètre doit rester *bien perpendiculaire* et *parfaitement collé* à la batterie pendant toute la durée de la mesure.



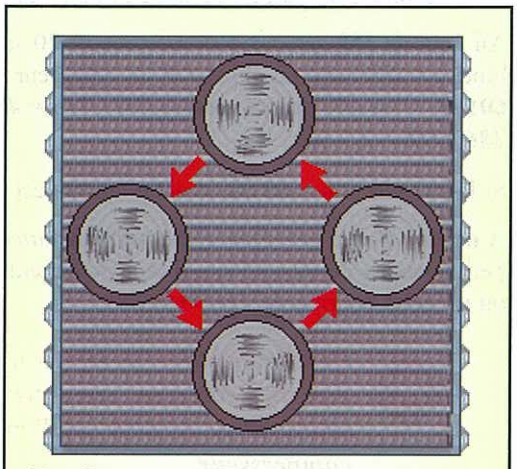
L'anémomètre doit être collé bien perpendiculairement sur la batterie

De plus, si la section de soufflage est importante, la vitesse de l'air peut être très différente entre le bas, le haut ou le centre de la batterie (des écarts du simple au double peuvent exister).

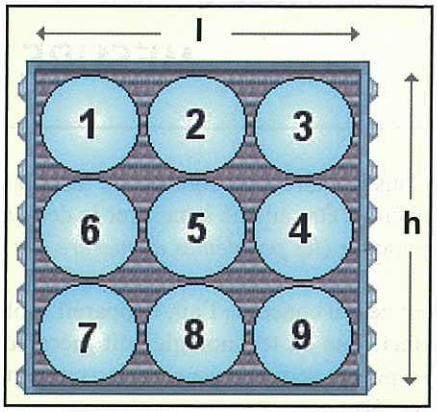
Aussi, la méthode parfois utilisée qui consiste à faire effectuer un balayage à l'anémomètre devant la batterie fait-elle perdre énormément de précision à la mesure car il est difficile de garder un anémomètre en mouvement à la fois perpendiculaire et collé à la batterie.

De plus, cette méthode peut favoriser plus ou moins une zone dans laquelle la vitesse est très différente de la vitesse moyenne, ce qui rend le résultat final plutôt aléatoire.

Pour ces raisons, la méthode de mesure par balayage est à déconseiller et ne peut éventuellement être utilisée avec une précision satisfaisante que dans le cas de petites batteries.


En effectuant un mouvement de balayage avec l'anémomètre le résultat de la mesure est très imprécis.

Quand la section de la batterie devient importante, il est préférable de la diviser mentalement en un certain nombre de petites surfaces élémentaires sensiblement équivalentes à la section du moulinet de l'appareil. Par exemple, nous choisirons de prendre 9 surfaces élémentaires sur la batterie ci-contre. On mesure alors la vitesse de l'air dans chacune de ces surfaces et on effectue la moyenne des vitesses pour connaître la vitesse moyenne **vm** de l'air sur la batterie (en m/s) : Dans l'exemple, on a :



$$\mathbf{vm}(m/s) = \frac{\mathbf{v_1} + \mathbf{v_2} + ... + \mathbf{v_8} + \mathbf{v_9}}{\mathbf{9}}$$

Il ne reste plus qu'à mesurer les dimensions de la batterie (largeur **l** et hauteur **h**) pour calculer le débit d'air Qv (en m^3/s) :

$$\mathbf{Qv}(m^3/s) = \mathbf{vm}(m/s) \times \mathbf{l}(m) \times \mathbf{h}(m)$$

En multipliant par 3600 le débit en m^3/s on obtient le débit en m^3/h :

$$\mathbf{Qv}(m^3/h) = \mathbf{Qv}(m^3/s) \times \mathbf{3600}$$

Il ne reste alors plus au dépanneur qu'à comparer le résultat de ses mesures avec le débit nominal de la batterie puis à interpréter les résultats.

Méthode de chantier : Imaginons que le compteur de l'anémomètre indique **115 m** et le chrono **0** seconde avant de commencer la mesure *(on choisit volontairement de ne pas remettre le cadran du compteur à zéro, ce qui est souvent aussi long qu'inutile)*. On se fixe une base de temps pour chaque mesure, par exemple 20 secondes.

On débraye l'anémomètre et on le place sur la batterie en position **1** (voir schéma ci-dessus). Quand il a pris sa vitesse, on embraye l'anémomètre de sorte à lancer *simultanément* le chrono et le compteur. Quand le chrono indique 20 secondes, on déplace *rapidement* l'anémomètre en position 2. A 40 secondes on passe en position 3, à 60 secondes on passe en position 4, et ainsi de suite...

Au bout de **180 secondes** (9 mesures de 20 secondes chacune), on débraye l'anémomètre, ce qui bloque l'affichage du chrono et du compteur. A ce moment, si le compteur indique par exemple **601 m**, c'est dire qu'il a mesuré 601 - 115 = *486 m en 180 secondes*, ***soit une vitesse moyenne de 486 / 180 = 2,7 m/s.***

Si **l = 60 cm** et **h = 65 cm** le débit horaire est : 2,7 x 0,6 x 0,65 x 3600 = ***3790 m³/h***.

A noter : *Faites attention aux erreurs de calcul et aux ordres de grandeur*. Par exemple, sur cette petite batterie de 60 x 65 cm, il serait vraiment étonnant de trouver un débit minuscule de 379 m^3/h ou un débit énorme de 37 900 m^3/h !

En climatisation de confort, on peut obtenir une bonne approximation du débit d'air sur l'évaporateur en considérant que l'ordre de grandeur de ce débit est d'environ 700 m3/h par kW de puissance du compresseur.

Ainsi, une armoire de climatisation équipée d'un compresseur de 5 kW a un débit d'air sur l'évaporateur d'environ 3500 m^3/h. *Ce n'est bien sûr qu'une approximation et seul le catalogue du constructeur pourra permettre de connaître le débit nominal exact !*

CONSEILS DE DÉPANNAGE

Lorsque vous arrivez sur une installation frigorifique en panne, la première chose à faire est toujours d'aller voir le client afin d'avoir le maximum d'indications sur les motifs de son appel (il fait trop chaud en ambiance, l'installation fait un bruit anormal, elle fait disjoncter le réseau électrique, un autre dépanneur est venu récemment...). Ensuite, il faut "observer", "écouter" et éventuellement "sentir" l'installation (surtout si on ne la connaît pas) afin de déceler d'éventuels indices (état général, traces d'huile, bruits suspects, odeurs de brûlé). Puis il faut monter les manomètres et être certain du fluide frigorigène utilisé dans le circuit, (regardez le train thermostatique du détendeur, cherchez une étiquette de signalisation...).

Si l'installation est à l'arrêt (coupée par une sécurité ou par le client*), il ne faut surtout pas la remettre en route.* D'abord, demandez-vous toujours si les pressions HP et BP indiquées par les manomètres sont logiques. Par exemple, la température indiquée par le manomètre HP ne révèle t-elle pas des traces d'incondensables ? *(Voir Panne des incondensables, aspect pratique, page 169)*, ou encore les pressions lues aux manos n'indiquent-elles pas que l'installation est complètement vide ? Si le compresseur est à l'arrêt, vous devez tester le circuit électrique *(Voir Dépannage Électrique : initiation, page 359)* afin de contrôler si une sécurité n'est pas coupée (pressostat BP ou HP, relais thermique...). Cela vous permettra de disposer d'un maximum d'indices (par exemple un thermique de compresseur disjoncté indique le plus souvent que l'installation a fonctionné avec une HP anormalement élevée).

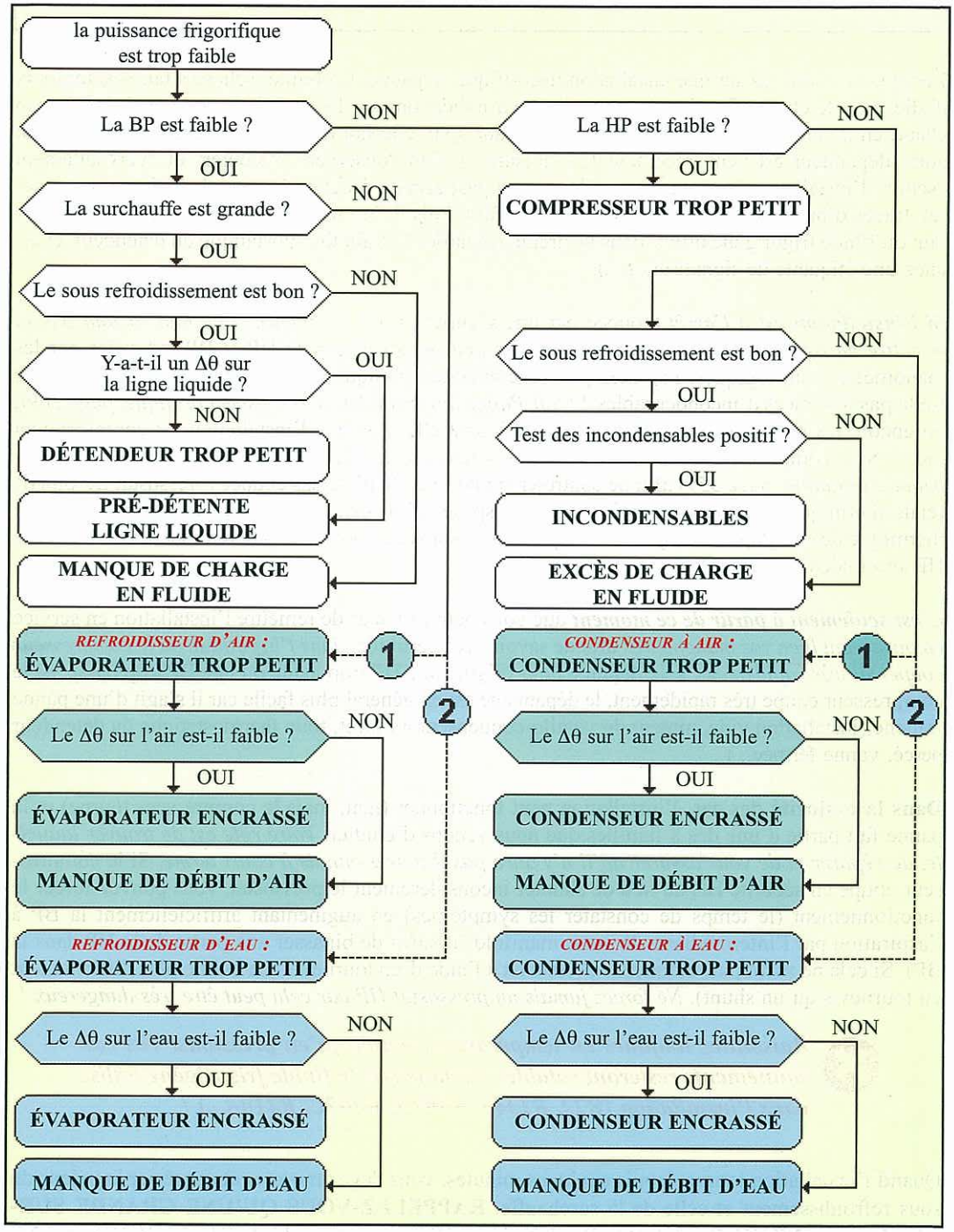
C'est seulement à partir de ce moment que vous pouvez tenter de remettre l'installation en service *en observant bien vos manomètres* afin de savoir avec certitude, *dans l'hypothèse ou le compresseur couperait très rapidement*, si le défaut a pour origine une HP trop haute ou une BP trop basse. Si le compresseur coupe très rapidement, le dépannage est en général plus facile car il s'agit d'une panne franche (installation vide, moteur du ventilo-condenseur à l'arrêt, train thermostatique du détendeur percé, vanne fermée...)

Dans la majorité des cas, l'installation peut fonctionner (mal, mais le compresseur tourne) et la panne fait partie d'une des 8 familles que nous venons d'étudier. *Votre rôle est de trouver laquelle, de réparer et de vous assurer qu'il n'y aura pas d'autres ennuis à court terme.* Si le compresseur coupe en sécurité BP, au lieu de shunter inconsidérément le pressostat, vous pouvez forcer le fonctionnement (le temps de constater les symptômes) en augmentant artificiellement la BP à l'aspiration par l'intermédiaire de votre manifold (il suffit de bipasser une partie de la HP dans la BP). Si cela ne suffit pas, bloquez le pressostat à l'aide d'un tournevis (on oublie plus difficilement un tournevis qu'un shunt). *Ne forcez jamais un pressostat HP car cela peut être très dangereux !*

Raisonnez toujours en températures plutôt qu'en pressions. Vos raisonnements resteront valables quelque soit le fluide frigorigène utilisé dans l'installation (R22, R134a, R404A, R407C, R410A...) !

Quand l'installation tourne depuis quelques minutes, vous devez mesurer et apprécier la valeur du sous refroidissement et celle de la surchauffe. **RAPPELEZ-VOUS QU'UNE GRANDE SURCHAUFFE INDIQUE TOUJOURS UN MANQUE IMPORTANT DE LIQUIDE DANS L'ÉVAPORATEUR ET QU'UN FAIBLE SOUS REFROIDISSEMENT INDIQUE SOIT UN MANQUE DE CHARGE (SI LA BP EST FAIBLE), SOIT UN CONDENSEUR TROP PETIT (SI LA HP EST ÉLEVÉE).**

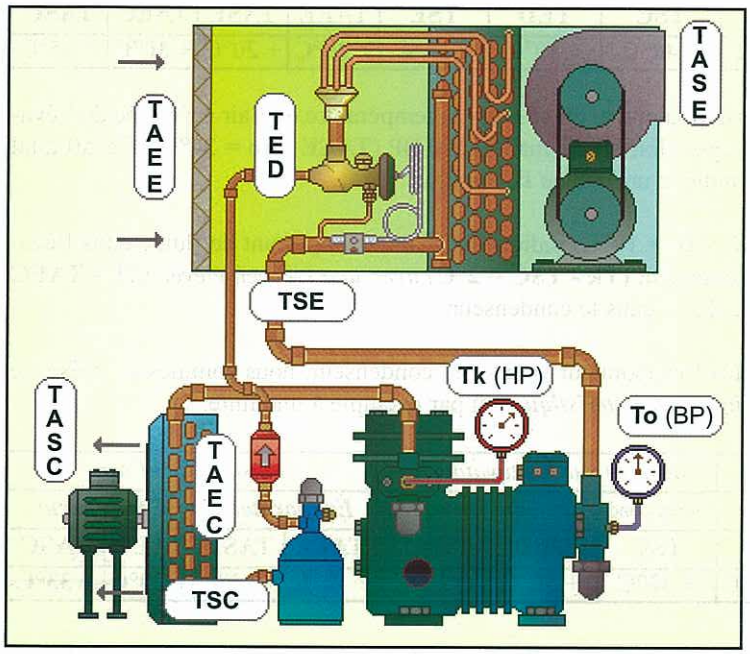
Maintenant, en vous référant à l'organigramme général des pannes ci-dessous, la localisation de la famille ayant provoqué le défaut devrait être très rapide.



La famille de panne étant localisée, il ne vous reste plus qu'à déterminer le défaut exact afin de le réparer. Pour chacune des 8 familles de pannes, le chapitre correspondant "Applications pratiques" vous donnera de nombreux exemples qui pourront vous rendre d'énormes services.

DÉPANNAGE RAISONNÉ : EXERCICE

L'installation ci-dessous va tomber en panne 9 fois de suite. A chaque fois, le dépanneur relève les températures de fonctionnement.



Votre mission va consister, si vous l'acceptez, à diagnostiquer les 9 pannes uniquement à partir des relevés effectués par le dépanneur sur le chantier.

Mesures sur l'air :
TAEE : θ Air Entrée Evapo.
TASE : θ Air Sortie Evapo.
TAEC : θ Air Entée Cond.
TASC : θ Air Sortie Cond.

Mesures sur le fluide
TED : θ Entrée Détendeur
TSE : θ Sortie Evaporateur
TSC : θ Sortie Condenseur

Voici les températures relevées lors de 9 dépannages effectués sur cette installation :

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 1	- 5°C	+ 42°C	+ 40°C	+ 39°C	+ 14°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
PANNE n° 2	+ 9°C	+ 54°C	+ 52°C	+ 50°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 21°C	+ 30°C	+ 33°C
PANNE n° 3	- 2°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 34°C	+ 2°C	+ 26°C	+ 22°C	+ 30°C	+ 35°C
PANNE n° 4	+ 12°C	+ 39°C	+ 34°C	+ 33°C	+ 18°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
PANNE n° 5	- 4°C	+ 40°C	+ 34°C	+ 33°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
PANNE n° 6	+ 10°C	+ 53°C	+ 51°C	+ 49°C	+ 16°C	+ 26°C	+ 21°C	+ 31°C	+ 44°C
PANNE n° 7	- 3°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 30°C	+ 18°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
PANNE n° 8	+ 9°C	+ 53°C	+ 40°C	+ 39°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
PANNE n° 9	- 3°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 34°C	+ 2°C	+ 26°C	+ 11°C	+ 31°C	+ 36°C

Donnez votre diagnostic pour chacune de ces 9 pannes (correction pages suivantes).

CORRECTION DE L'EXERCICE

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 1	**- 5°C**	**+ 42°C**	**+ 40°C**	+ 39°C	**+ 14°C**	**+ 26°C**	+ 20°C	**+ 30°C**	+ 35°C

Cette panne présente un écart anormalement élevé entre la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur et la température d'évaporation lue au manomètre BP (**TAEE - To = 31°C**). Ce Δθ total beaucoup trop important nous indique une panne BP typique.

La surchauffe trop élevée (**TSE - To = 19°C**) indique un manque important de fluide dans l'évaporateur. Le faible sous refroidissement (**Tk - TSC = 2°C**) *avec une HP peu élevée* (**Tk - TAEC = 12°C**) indique un manque de fluide dans le condenseur.

Puisqu'il manque du fluide dans l'évaporateur **et** dans le condenseur, nous sommes en présence ***d'un manque de fluide frigorigène caractéristique,*** dû par exemple à une fuite.

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 2	+ 9°C	**+ 54°C**	**+ 52°C**	+ 50°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 21°C	**+ 30°C**	**+ 33°C**

La panne n° 2 présente un écart anormalement élevé entre la température de condensation lue au manomètre HP et la température de l'air à l'entrée du condenseur (**Tk - TAEC = 24°C**). Ce Δθ total beaucoup trop important nous indique une panne HP typique.

Le sous refroidissement plutôt faible (**Tk - TSC = 2°C**) *avec une HP aussi élevée* indique un condenseur trop petit **:** *Soit il est sale, soit le débit d'air qui le traverse est insuffisant.*

Le faible Δθ sur l'air entre l'entrée et la sortie du condenseur (**TASC - TAEC = 3°C**) nous indique qu'il s'agit ***d'un condenseur encrassé.***

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 3	**- 2°C**	+ 40°C	+ 35°C	+ 34°C	**+ 2°C**	**+ 26°C**	**+ 22°C**	+ 30°C	+ 35°C

La panne N° 3, avec un Δθ total sur l'évaporateur très élevé (**TAEE - To = 28°C**) est une panne BP typique. La surchauffe peu élevée (**TSE - To = 4°C**) avec une BP faible nous indique la panne de l'évaporateur trop petit **:** *Soit il est sale, soit le débit d'air qui le traverse est insuffisant.*

Le faible Δθ sur l'air entre l'entrée et la sortie (**TAEE - TASE = 4°C**) indique sans aucun doute que ***cet évaporateur est très encrassé.***

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 4	**+ 12°C**	**+ 39°C**	+ 34°C	+ 33°C	+ 18°C	**+ 26°C**	+ 20°C	**+ 30°C**	+ 35°C

La panne n°4, présente un écart anormalement faible entre la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur et la température d'évaporation lue au manomètre BP ($\Delta\theta$ total = **TAEE - To = 14°C**), **mais aussi** un écart bien trop faible entre la température de condensation et la température de l'air à l'entrée du condenseur ($\Delta\theta$ total = **Tk - TAEC = 9°C**). Ces 2 symptômes (BP bien trop élevée et HP bien trop faible) nous indiquent **un compresseur trop petit**, *par exemple un clapet cassé.*

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condk***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 5	**- 4°C**	**+ 40°C**	**+ 34°C**	**+ 33°C**	**+ 15°C**	**+ 26°C**	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C

La panne n° 5, avec **TAEE - To = 30°C** est une panne BP typique. La surchauffe élevée (**TSE - To = 19°C**) et le sous refroidissement très correct (**Tk - TSC = 6°C**) indiquent soit un détendeur trop petit, soit une pré-détente parasite sur la ligne liquide. Aucun écart anormal de de température n'existant sur cette ligne liquide (**TSC - TED = 1°C**), la panne provient **d'un détendeur trop petit**, *par exemple d'une fermeture excessive du détendeur.*

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 6	+ 10°C	**+ 53°C**	**+ 51°C**	+ 49°C	+ 16°C	+ 26°C	+ 21°C	**+ 31°C**	**+ 44°C**

La panne n° 6, avec un $\Delta\theta$ total anormalement élevé sur le condenseur (**Tk - TAEC = 22°C**) nous indique une panne HP typique. Le faible sous refroidissement (**Tk - TSC = 2°C**) indique la panne du condenseur trop petit : *Soit il est sale, soit le débit d'air qui le traverse est insuffisant.* L'important $\Delta\theta$ sur l'air entre l'entrée et la sortie du condenseur (**TASC - TAEC = 13°C**) indique de façon flagrante ***un manque de débit d'air sur le condenseur.***

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 7	**- 3°C**	**+ 40°C**	**+ 35°C**	**+ 30°C**	**+ 18°C**	**+ 26°C**	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C

La panne n° 7, avec un $\Delta\theta$ total très important sur l'évaporateur (**TAEE - To = 29°C)** est une panne BP typique. La surchauffe élevée (**TSE - To = 21°C**) et le sous refroidissement très correct (**Tk - TSC = 5°C**) indiquent soit un manque de puissance du détendeur, soit une pré-détente parasite sur la ligne liquide. Or, il existe un écart de température très significatif sur la ligne liquide (**TSC - TED = 5°C**). Il s'agit donc de **la panne de la pré-détente**, *par exemple le déshydrateur est partiellement bouché.*

©KOTZA International	*Manomètres*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 8	+ 9°C	**+ 53°C**	**+ 40°C**	+ 39°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 20°C	**+ 30°C**	+ 35°C

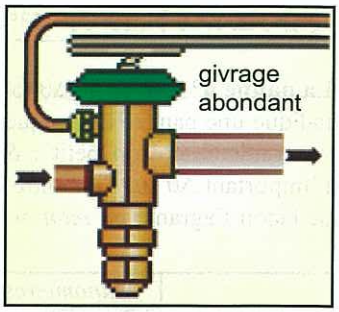
La panne n° 8, avec un Δθ total anormalement élevé sur le condenseur (**Tk - TAEC = 23°C**) nous indique une panne HP typique. Le sous refroidissement très élevé (**Tk - TSC = 13°C**) indique **soit une forte présence d'incondensables, soit un excès de fluide frigorigène dans l'installation.** Pour pouvoir trancher entre ces 2 hypothèses, il faudra procéder à un test des incondensables.

©KOTZA International	*Manoı*		*Mesures sur les tuyauteries*			*Mesures sur l'air*			
	BP	HP	Sortie cond	Entrée dét	Sortie évap	***Évaporateur***		***Condenseur***	
	To	**Tk**	**TSC**	**TED**	**TSE**	**TAEE**	**TASE**	**TAEC**	**TASC**
PANNE n° 9	**- 3°C**	+ 40°C	+ 35°C	+ 34°C	**+ 2°C**	**+ 26°C**	**+ 11°C**	+ 31°C	+ 36°C

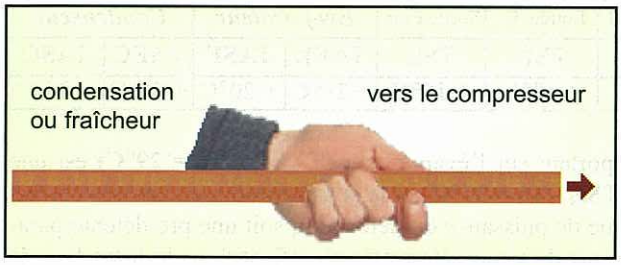
La panne N° 9, avec un Δθ total très important à l'évaporateur (**TAEE - To = 29°C**), est une panne BP typique. La surchauffe peu élevée (**TSE - To = 5°C**) avec cette faible BP nous indique alors la panne de l'évaporateur trop petit : *Soit il est sale, soit le débit d'air qui le traverse est insuffisant.* L'important Δθ sur l'air entre l'entrée et la sortie de l'évapo (**TAEE - TASE = 15°C**) indique sans aucun doute ***un manque de débit d'air sur l'évaporateur.***

A NOTER Les pannes de l'évaporateur trop petit sont *très fréquentes en climatisation* et sont le plus souvent provoquées par un manque de débit d'air (filtres sales, courroies détendues...). ***En climatisation, cette famille de panne est à l'évidence une des plus simple à détecter.***

En effet, en arrivant sur l'installation, sans avoir monté les manos, un simple coup d'oeil sur le détendeur permet de détecter ***immédiatement*** une BP trop faible.



En effet, en climatisation classique, la température d'évaporation est toujours supérieure à 0°C : ***Si la sortie du détendeur est givrée, le dépanneur peut immédiatement conclure que la température d'évaporation est négative, donc trop faible.***



A ce moment, si la tuyauterie en sortie de l'évaporateur (ou la vanne d'aspiration du compresseur quand le tube est calorifugé) condense abondamment (un simple regard suffit), ou si elle est très fraîche (un rapide toucher suffit), c'est que la surchauffe n'est pas très importante. Une BP trop faible et une faible surchauffe indiquent qu'il s'agit très vraisemblablement d'une panne de l'évaporateur trop petit.

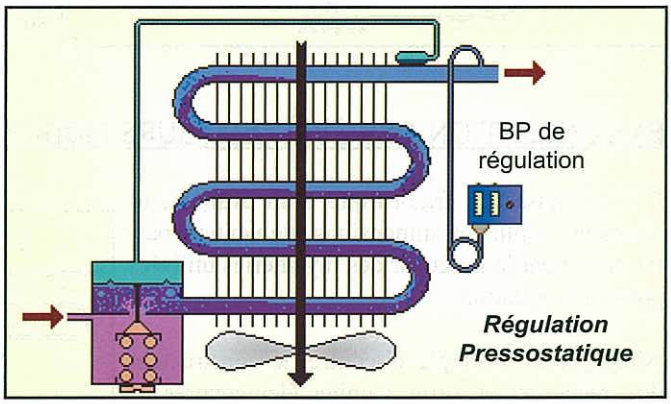
Ainsi, avant même de monter ses manos, le dépanneur expérimenté aura déjà diagnostiqué ce type de panne avec une quasi certitude !

RACCORDEMENT DES ÉVAPORATEURS

A la suite de la sortie de la première édition de ce manuel en novembre 90 (il ne faisait alors que 277 pages) plusieurs lecteurs nous avaient posé la question suivante : « Pourquoi alimentez-vous toujours les évaporateurs par le haut, est-ce un impératif technique ? ». *L'objet de ce chapitre (conçu pour la seconde édition) était de clarifier ce point.*

A) UN PEU D'HISTOIRE.

Nous savons que lorsque la température ambiante diminue dans l'enceinte refroidie la BP diminue simultanément, puisque le $\Delta\theta$ total reste sensiblement constant. *(voir : Influence de la température de l'air, page 30).*



Il y a quelques années, cette propriété était souvent utilisée en froid commercial, dans les chambres positives, pour stopper le compresseur lorsque la chambre parvenait à température.

Cette technique présentait *un double avantage :*

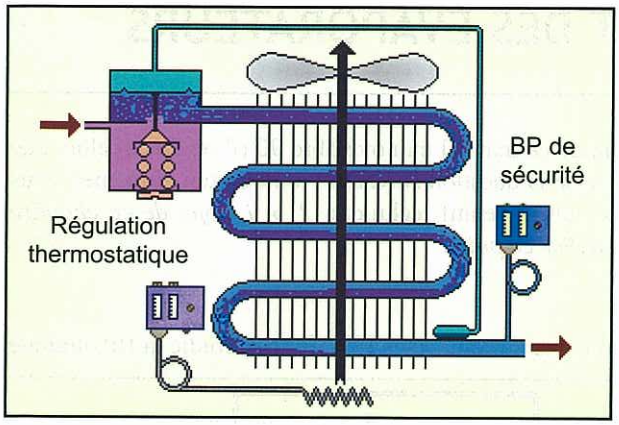
- D'abord, elle permettait d'économiser un thermostat de régulation, le pressostat BP ayant le double rôle de sécurité et de régulation.
- Ensuite, il suffisait de ***régler l'enclenchement du compresseur à une pression supérieure à 0°C pour assurer le dégivrage de l'évaporateur à chaque cycle,*** ce qui permettait d'économiser le coût d'un système de dégivrage !

Cependant, quand le compresseur s'arrêtait, afin que la BP suive la relation pression température dans l'ambiance de la chambre, il fallait absolument qu'il reste du liquide en permanence dans l'évaporateur. *C'est pourquoi, à cette époque, les évaporateurs étaient fréquemment alimentés par le bas, en régime semi-noyé.*

De nos jours, la régulation pressostatique est assez peu utilisée, car elle présente quelques inconvénients :

- Si la condensation se fait par air (cas le plus fréquent), la HP varie énormément au long de l'année *(voir : Condenseur à air, fonctionnement normal, page 17). Ces variations de la HP provoquent obligatoirement une variation de la BP et donc du $\Delta\theta$ total sur l'évaporateur.* La température de la chambre froide ne peut donc pas être régulière et elle subit trop de variation. Il faut donc utiliser soit un condenseur à eau, soit une régulation efficace de la HP.
- S'il y a la moindre anomalie de fonctionnement (en BP ou en HP) provoquant une variation du $\Delta\theta$ total sur l'évaporateur, même minime, la température ambiante de la chambre froide n'est plus assurée.

Si un clapet de refoulement n'est pas étanche, la BP remonte rapidement à l'arrêt du compresseur et il risque de fonctionner en courts cycles...



C'est pourquoi, de nos jours, c'est le plus souvent un thermostat d'ambiance qui coupe le compresseur, le pressostat BP assurant uniquement une fonction de sécurité.

Notons que dans ce cas, le mode d'alimentation de l'évaporateur (par le bas ou par le haut) n'a plus guère d'importance sur la qualité de la régulation.

B) CONCEPTION DES ÉVAPORATEURS MODERNES.

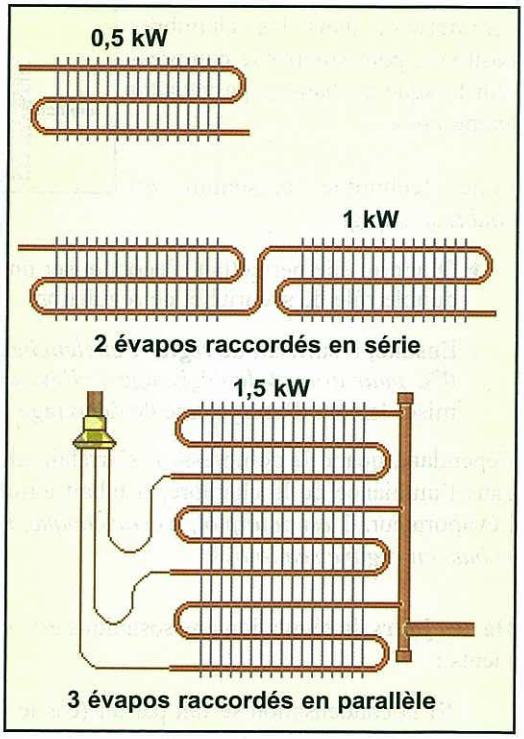
Plus la puissance frigorifique d'un évaporateur augmente et plus ses dimensions augmentent, particulièrement la longueur des tuyauteries utilisées pour sa fabrication.

Ainsi, dans l'exemple ci-contre, le constructeur doit raccorder en série 2 unités élémentaires de 0,5 kW pour obtenir un évaporateur de 1 kW.

Mais cette technique a ses limites. En effet, lorsque la longueur de tuyauterie double, la perte de charge double également. C'est dire que la perte de charge des gros évaporateurs deviendrait rapidement prohibitive.

C'est pourquoi, lorsque la puissance augmente, le fabricant dispose ses unités élémentaires non plus en série, *mais en parallèle*, de sorte à conserver une perte de charge la plus faible possible.

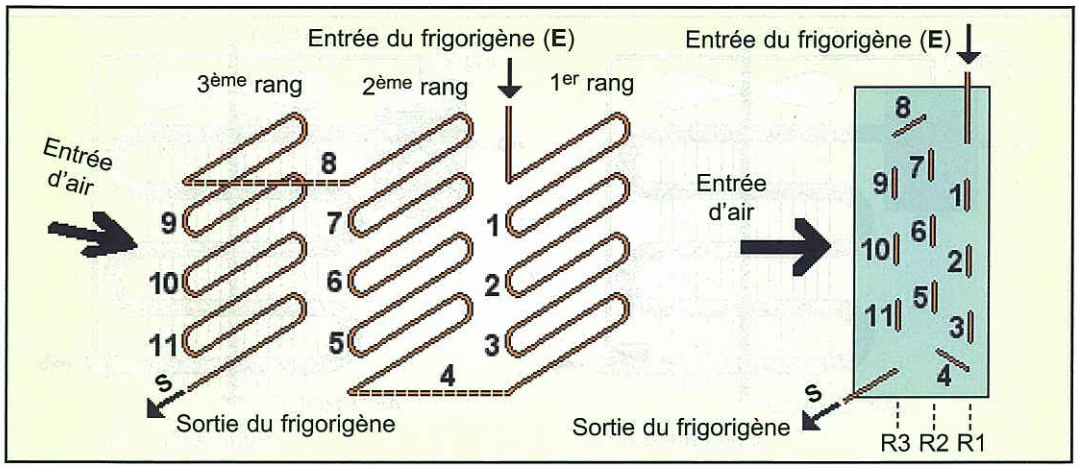
Il est alors impératif que chaque évaporateur soit alimenté en liquide de façon rigoureusement identique. C'est pourquoi le fabricant installe en usine un distributeur de liquide sur l'entrée de l'évaporateur.



A ce moment, la question ne se pose plus de savoir s'il faut alimenter l'évaporateur par le bas ou par le haut, puisqu'on ne peut l'alimenter que par le distributeur de liquide !

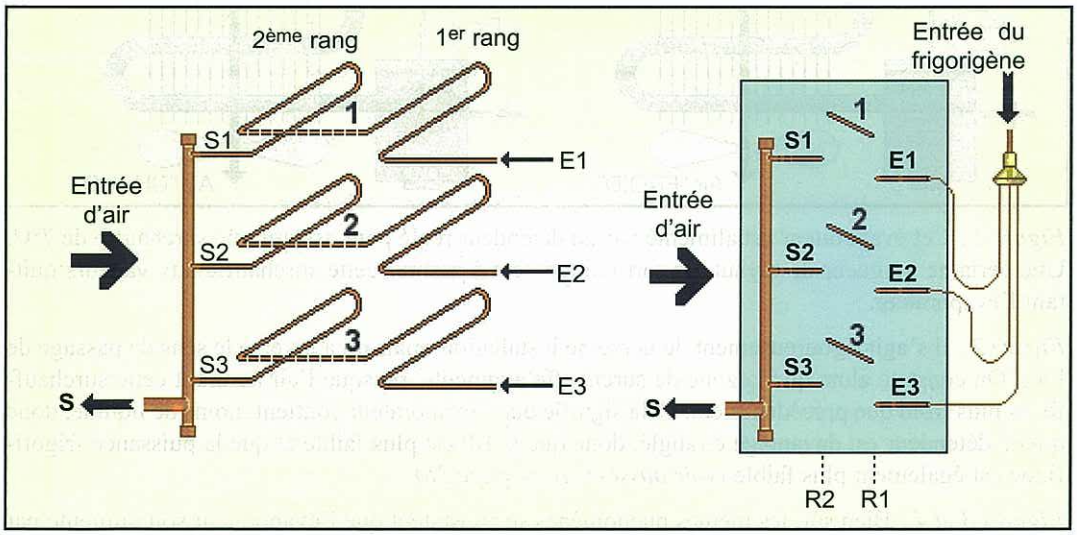
Maintenant, amusons-nous à suivre le raccordement des tuyauteries sur divers évaporateurs du commerce...

Pour commencer, prenons l'exemple d'un petit évaporateur dont la faible puissance n'a pas nécessité l'adjonction d'un distributeur de liquide :



Le fluide frigorigène pénètre dans l'évaporateur en **E** puis il *descend* dans le premier rang (crosses 1, 2 et 3). Il *remonte* ensuite le deuxième rang (crosses 4, 5, 6 et 7) puis il *redescend* dans le troisième rang (crosses 8, 9, 10 et 11) avant de quitter l'évaporateur en **S**. ***Notez que le fluide frigorigène descend, remonte puis redescend et qu'il chemine à contre courant du sens de l'air.***

Prenons maintenant l'exemple d'un évaporateur plus puissant, donc plus gros et alimenté par l'intermédiaire d'un distributeur de liquide :



Sur chaque portion, le fluide frigorigène entre en **E**, remonte dans le premier rang puis redescend dans le second rang avant de quitter l'évaporateur en **S**.

De nouveau, le fluide frigorigène monte puis redescend dans les tuyauteries, mais toujours en cheminant à contre courant du sens de l'air. Ainsi, quelque soit le type d'évaporateur, le fluide frigorigène monte et descend alternativement.

La notion d'alimentation par le bas ou par le haut n'a donc pas lieu d'être, surtout dans le cas le plus courant où l'évaporateur est alimenté par un distributeur de liquide.

Par contre, nous avons vu que l'air et le fluide frigorigène vont dans les 2 cas à contre courant. Il n'est pas inutile de rappeler les raisons de ce choix :

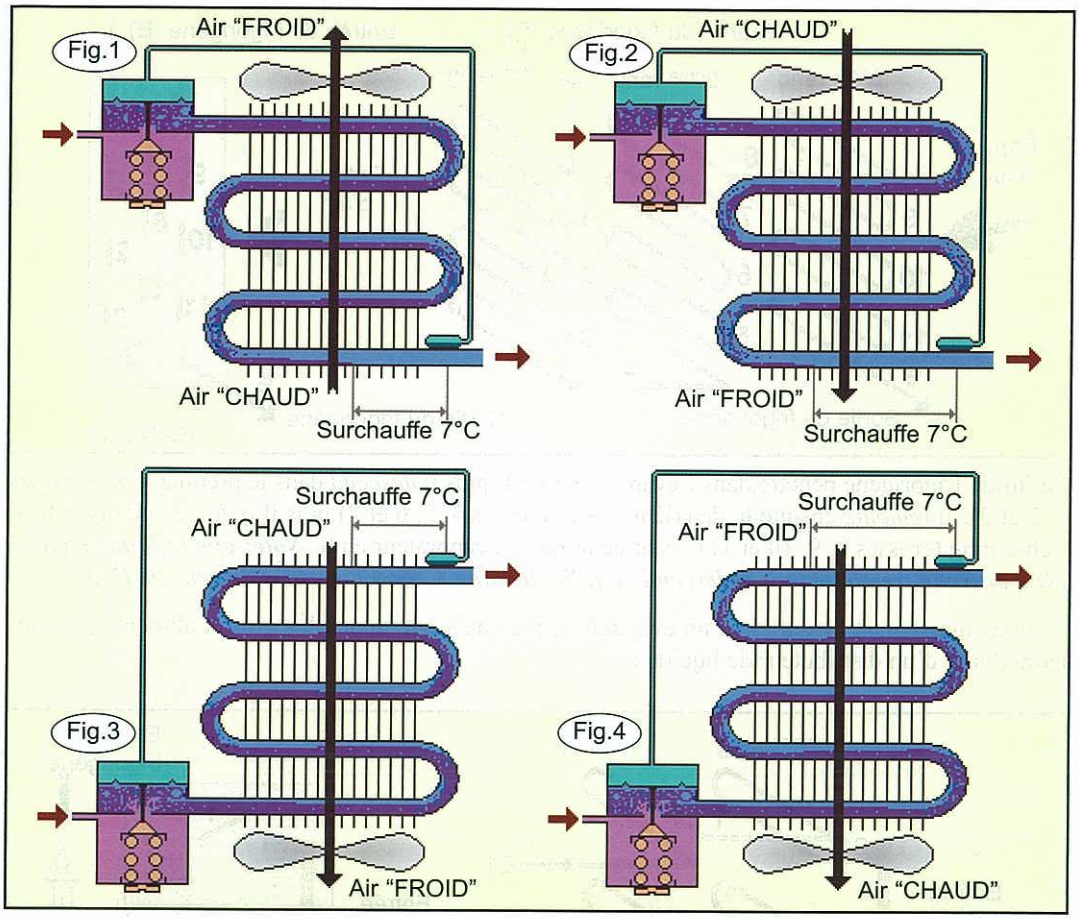


Figure 1 : Cet évaporateur est alimenté par un détendeur réglé pour assurer une surchauffe de 7°C. Une certaine longueur de tuyauterie sert uniquement à assurer cette surchauffe aux vapeurs quittant l'évaporateur.

Figure 2 : Il s'agit rigoureusement de la même installation, mais on a inversé le sens de passage de l'air. On constate alors que la zone de surchauffe augmente, puisque l'air assurant cette surchauffe est plus froid que précédemment. Cela signifie que l'évaporateur contient moins de liquide, donc que le détendeur est davantage étranglé, donc que la BP est plus faible et que la puissance frigorifique est également plus faible *(voir aussi exercice page 38)*.

Figures 3 et 4 : Bien sûr, les mêmes phénomènes se constatent que l'évaporateur soit alimenté par le haut ou par le bas.

Ainsi, si la plupart des évaporateurs à détente directe pris en exemple dans ce manuel sont alimentés en liquide par le haut, *c'est uniquement pour des raisons pédagogiques et de simplification.* **Dans la pratique le monteur frigoriste a réellement peu de chance de se tromper**.

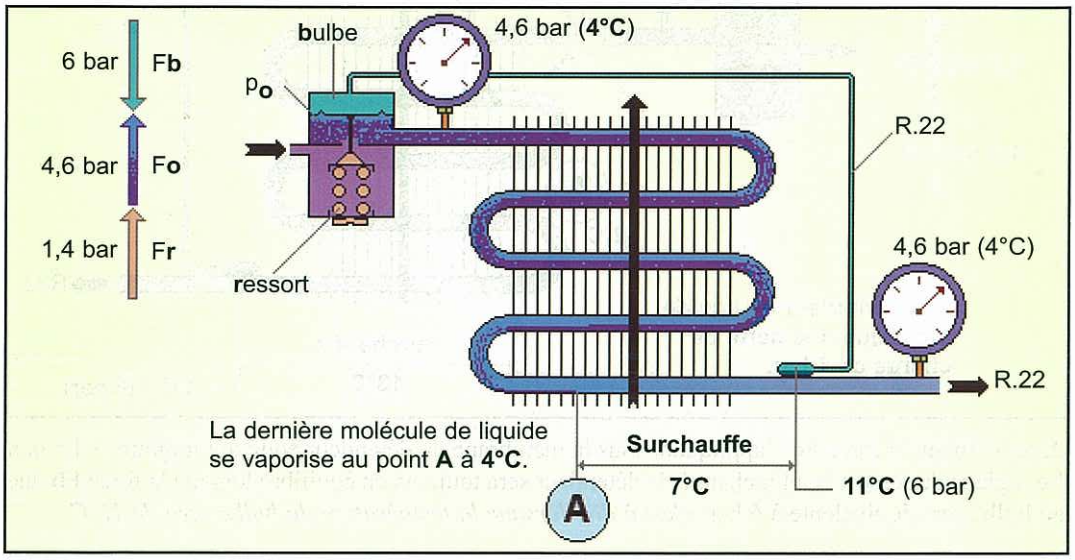
En cas d'hésitation, si le sens de passage de l'air sur l'évaporateur est un très bon indicateur pour décider du mode de raccordement des tuyauteries, il sera impératif de respecter les prescriptions du constructeur de façon à obtenir effectivement la puissance frigorifique annoncée dans son catalogue.

LES DÉTENDEURS THERMOSTATIQUES

Si le principe de fonctionnement du détendeur n'est pas *parfaitement compris, il est impossible* de maîtriser le mécanisme des diverses anomalies susceptibles de se produire dans un circuit frigorifique.

C'est pourquoi, bien que nous ayons déjà étudié le fonctionnement des détendeurs thermostatiques à égalisation de pression interne *(voir : Fonctionnement du détendeur thermostatique, page 26)*, nous allons compléter ces informations en d'analysant dans le détail les différents types de détendeurs fréquemment utilisés sur les circuits à détente directe.

A) DÉTENDEUR THERMOSTATIQUE À ÉGALISATION INTERNE.



Imaginons que le train thermostatique d'un *détendeur à égalisation de pression interne* (comme représenté sur le schéma ci-dessus) soit chargé avec du R22, utilisé sur une installation de climatisation fonctionnant également au R22, et qu'on règle parfaitement ce détendeur de sorte à équilibrer exactement sa puissance avec celle de l'évaporateur *(voir : Méthode de réglage, page 36)*.

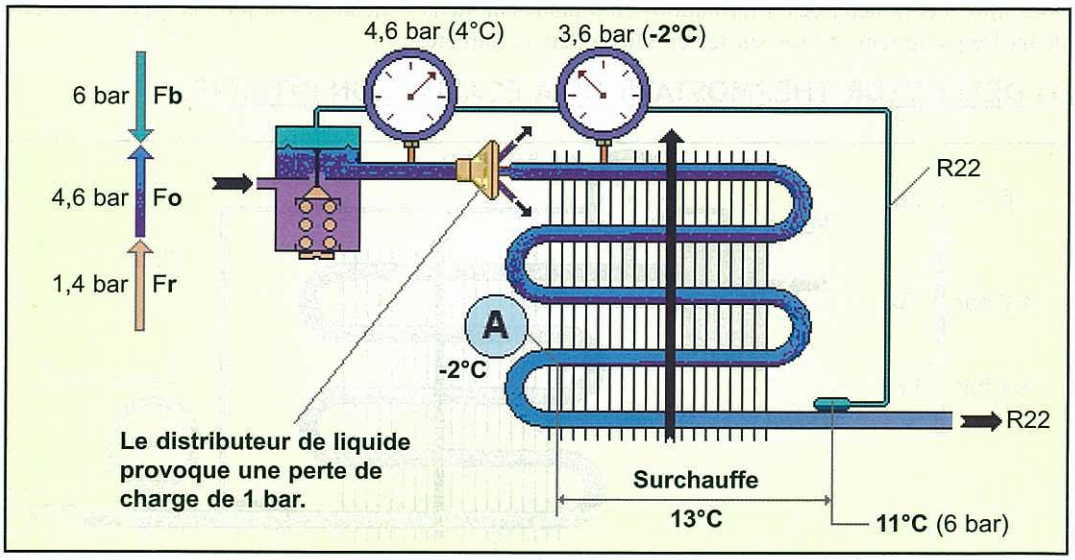
On mesure alors en régime établi une température d'évaporation par exemple de 4°C (soit 4,6 bar) et une surchauffe au bulbe de 7°C. A ce moment, la température du bulbe est de 11°C, ce qui correspond à une pression de 6 bar et donc à une force d'ouverture due au bulbe (**Fb**) équivalente à 6 bar.

La force de fermeture (**Fo**) correspond à la pression BP régnant sous la membrane, soit 4,6 bar. C'est dire, pour que le détendeur soit en équilibre, que le ressort de réglage exerce une force de fermeture (**Fr**) correspondant à 6 - 4,6 = 1,4 bar.

Le détendeur étant en équilibre, si la température de l'air s'élève à l'entrée de l'évaporateur, le liquide contenu se vaporise plus intensément et le point **A** recule dans l'évaporateur. La longueur de tube utilisée pour surchauffer les vapeurs devient plus importante et la température du bulbe augmente. La force d'ouverture **Fb** augmente donc ce qui rompt l'équilibre et provoque l'ouverture du détendeur. Le point A avance alors de nouveau dans l'évaporateur jusqu'à récupérer un nouvel état d'équilibre correspondant à la surchauffe réglée de 7°C.

A l'inverse, quand la température de l'air diminue à l'entrée de l'évaporateur, le liquide se vaporise moins intensément et le point **A** avance vers le bulbe. En conséquence, la surchauffe ainsi que la température du bulbe diminuent. La force d'ouverture F**b** diminue donc aussi, ce qui rompt l'équilibre et provoque la fermeture du détendeur. Le point A recule donc de nouveau dans l'évaporateur jusqu'à récupérer un nouvel état d'équilibre correspondant à la surchauffe réglée de 7°C.

En théorie, la surchauffe est ainsi maintenue constante à 7°C quelles que soient les conditions de fonctionnement. ***En réalité,*** ce n'est pas tout à fait exact. Pour bien en comprendre les raisons, imaginons que *le même détendeur, réglé exactement de la même façon,* alimente *le même évaporateur* mais que celui-ci présente une perte de charge très importante (pour l'exemple, imaginons une perte de charge de 1 bar provoquée par l'installation d'un distributeur de liquide) :



A ce moment, la force F**o** s'appliquant sous la membrane du détendeur équivaut toujours à 4,6 bar. Le réglage du ressort étant inchangé, le détendeur sera toujours en équilibre lorsque la force F**b** due au bulbe sera équivalente à 6 bar, *c'est à dire lorsque la température du bulbe sera de 11°C.*

Mais si le liquide est bien à 4°C à la sortie du détendeur, sa température n'est plus que de -2°C à la sortie du distributeur !

Pour maintenir 11°C au bulbe, la dernière gouttelette à -2°C doit se vaporiser obligatoirement plus tôt, par exemple au point **A,** et la surchauffe obtenue est alors de 13°C : L'évaporateur est mal alimenté et la puissance frigorifique obtenue est nettement moins importante !

En résumé, nous pouvons conclure de nos observations que si la perte de charge de l'évaporateur augmente, la surchauffe augmente. A l'inverse, la surchauffe diminue quand la perte de charge de l'évaporateur diminue.

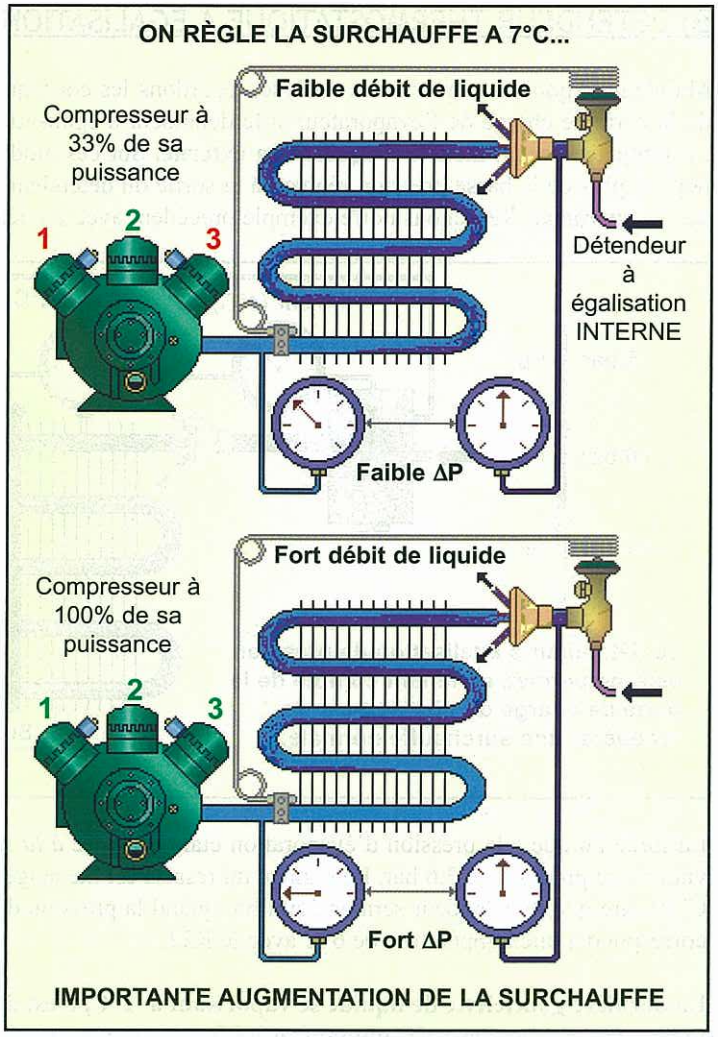
Que faut-il en conclure ? *A priori,* vous pourriez penser qu'il suffirait de modifier le réglage du détendeur de sorte à retrouver une valeur de la surchauffe admissible.

Dans ce cas précis vous auriez raison, mais comment procéder quand la perte de charge de l'évaporateur est variable, c'est à dire quand le débit de réfrigérant en circulation dans l'évaporateur est variable (par exemple s'il y a plusieurs compresseurs en parallèle raccordés sur le même évaporateur, ou encore si le compresseur possède plusieurs étages de puissance ?).

Pour mieux comprendre, prenons maintenant l'exemple d'un évaporateur raccordé sur un compresseur possédant 3 étages de puissance par élimination des cylindres.

Le compresseur étant à 33% de sa puissance, seule la culasse n°2 est en service. On règle le détendeur thermostatique à ÉGALISATION INTERNE et on obtient par exemple une surchauffe de 7°C. Puisque la puissance du compresseur est la plus faible, le débit de fluide frigorigène est très faible et la perte de charge de l'évaporateur est également très faible.

A présent, imaginons que la température ambiante augmente brutalement et que la régulation passe le compresseur à 100% de sa puissance par la mise en service des culasses 1 et 3. *Tous les cylindres étant en service, le débit de fluide frigorigène augmente aussitôt très fortement ce qui entraîne une importante augmentation de la perte de charge de l'évaporateur.*



Puisque la perte de charge augmente fortement, le détendeur à égalisation INTERNE provoque une importante augmentation de la surchauffe, ***avec pour conséquence un remplissage réduit de l'évaporateur au moment précis ou l'on aurait besoin d'une puissance frigorifique maximum !***

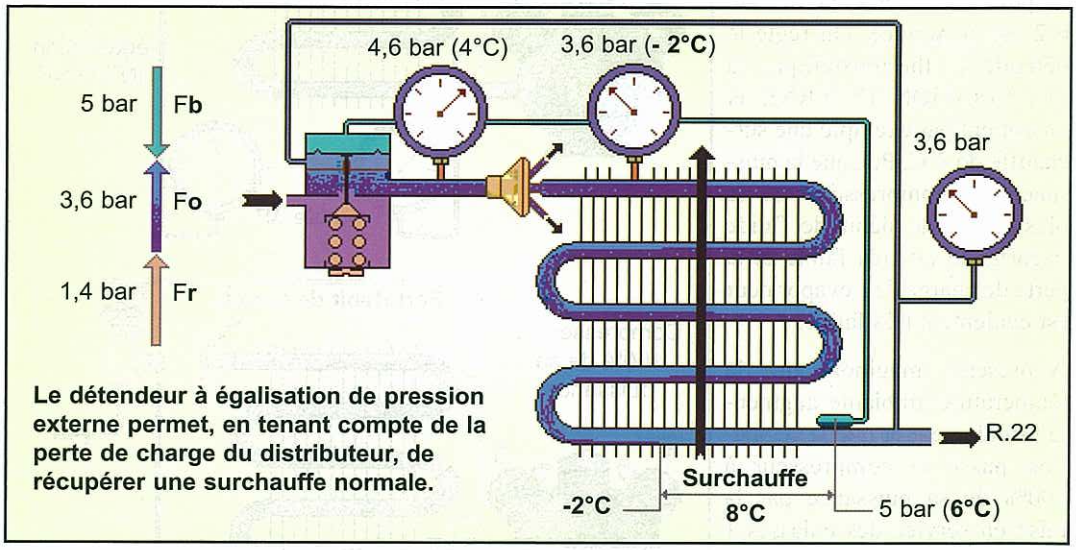
A l'inverse, si on réglait la surchauffe avec le compresseur à 100% de sa puissance, au fur et à mesure de la réduction de puissance provoquée par la régulation, le débit de frigorigène diminuerait et la perte de charge de l'évaporateur diminuerait en provoquant une diminution de la surchauffe : ***C'est le coup de liquide assuré !***

Alors, comment solutionner ce problème ? Rassurez-vous, cet exemple est purement théorique et a pour seul objectif de *renforcer encore* votre connaissance des phénomènes régissant le fonctionnement d'un circuit frigorifique.

En effet, dans la gamme de puissance des compresseurs de ce type (plusieurs dizaines de kW) les détendeurs du commerce possèdent tous une égalisation de pression externe (que nous allons étudier maintenant) et vous auriez beaucoup de mal à vous procurer un détendeur à égalisation de pression interne (repensez-y en répondant à l'exercice n°1, page 289).

B) DÉTENDEUR THERMOSTATIQUE À ÉGALISATION DE PRESSION EXTERNE.

Maintenant, pour continuer notre analyse, regardons les conséquences de la même augmentation de la perte de charge de l'évaporateur si le détendeur à égalisation interne utilisé jusqu'à présent est remplacé par un modèle **à égalisation externe.** Sur ces modèles, la force de fermeture **Fo** ne dépend plus de la basse pression régnant à la sortie du détendeur mais de celle régnant *à la sortie de l'évaporateur.* Reprenons notre exemple précédent avec un détendeur de ce type :



La force **Fo** due à la pression d'évaporation étant mesurée *à la sortie de l'évaporateur,* elle équivaut à une pression de 3,6 bar. Le réglage du ressort est inchangé et correspond toujours à 1,4 bar. C'est dire que le détendeur sera en équilibre quand la pression dans le bulbe sera de 5 bar, ce qui correspond à une température de 6°C avec le R22.

La dernière gouttelette de liquide se vaporisant à -2°C, c'est dire que la surchauffe aura pour valeur 8°C au lieu des 13°C obtenus précédemment avec le modèle à égalisation interne, exactement dans les mêmes conditions.

Notez que si la perte de charge était nulle, la pression serait de 4,6 bar à la sortie de l'évaporateur et le détendeur à égalisation externe donnerait exactement le même fonctionnement que le modèle à égalisation interne.

Non seulement il n'y a aucun inconvénient à remplacer un détendeur thermostatique à égalisation interne par un modèle à égalisation externe, mais au contraire, la surchauffe restera beaucoup plus stable entre le début du cycle (BP élevée, grosse demande de froid, détendeur très ouvert, gros débit de fluide frigorigène et donc importante perte de charge de l'évaporateur) et la fin du cycle de fonctionnement (BP plus faible puisque le $\Delta\theta$ total est sensiblement constant, demande de froid réduite, détendeur plutôt étranglé, débit de frigorigène plus faible et donc perte de charge de l'évaporateur réduite).

Ainsi, seul le détendeur thermostatique à égalisation externe permet d'assurer une surchauffe relativement stable lorsque la perte de charge de l'évaporateur est variable, c'est à dire lorsque le débit de réfrigérant peut varier dans des proportions importantes.

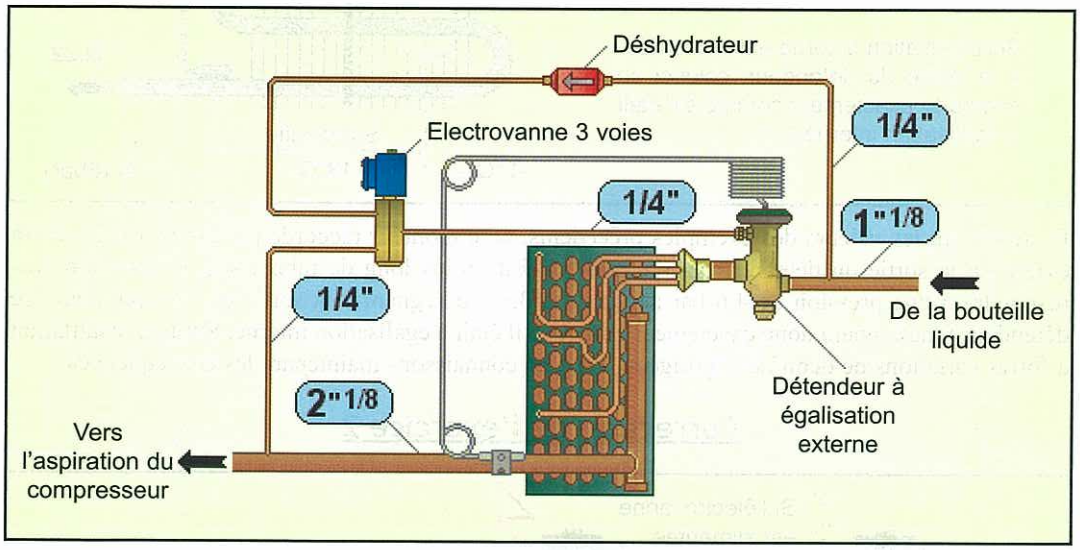
EXERCICE 1

Essayez d'imaginer les conséquences sur le fonctionnement d'une installation si on raccordait par erreur l'égalisation externe à la sortie du détendeur ?

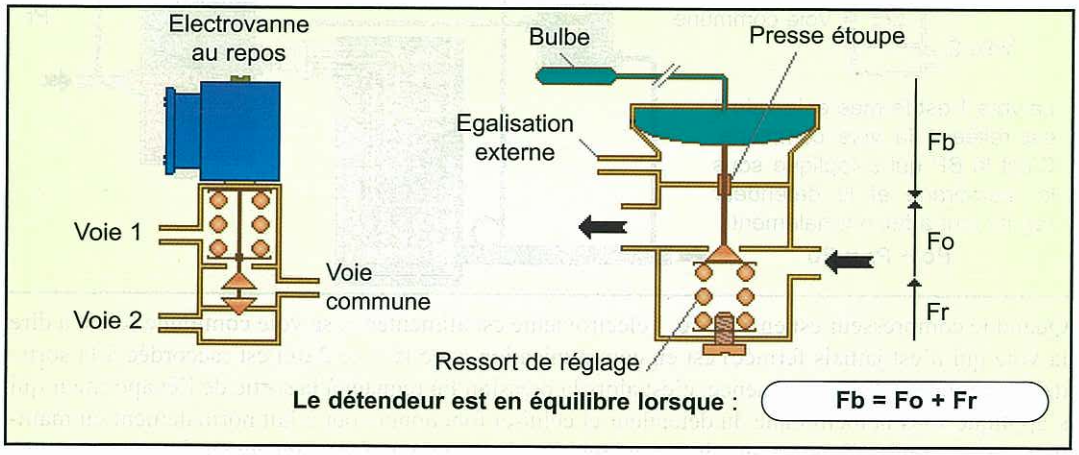
(Correction page suivante).

EXERCICE 2

Sur une installation de plusieurs dizaines de kW, équipée d'un compresseur à plusieurs étages de puissance, vous rencontrez le montage suivant :

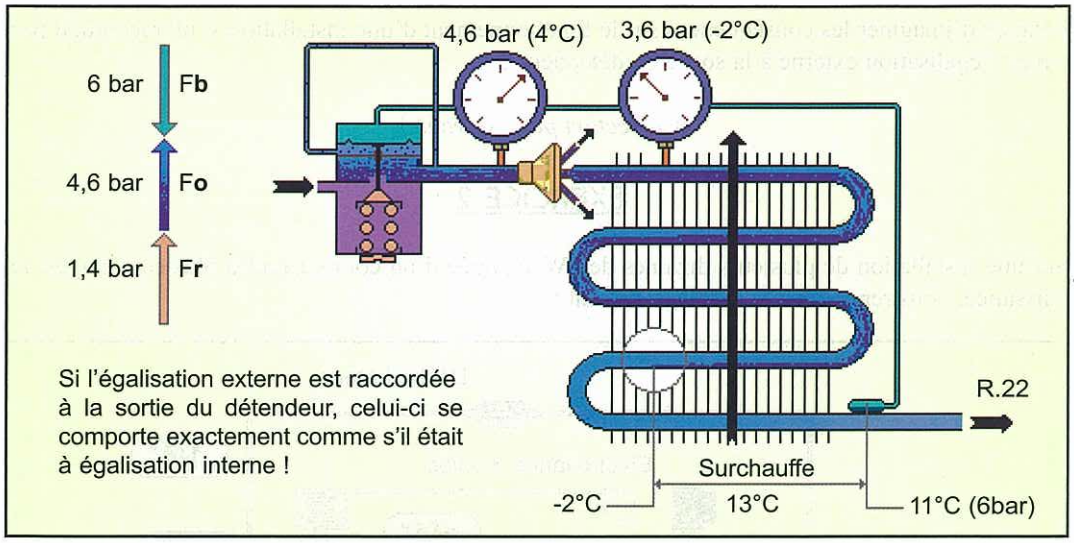


Essayez de comprendre le fonctionnement de ce montage, ses avantages et ses inconvénients. Pour vous aider, vous trouverez ci-dessous le schéma de principe du détendeur et de la petite électrovanne 3 voies.



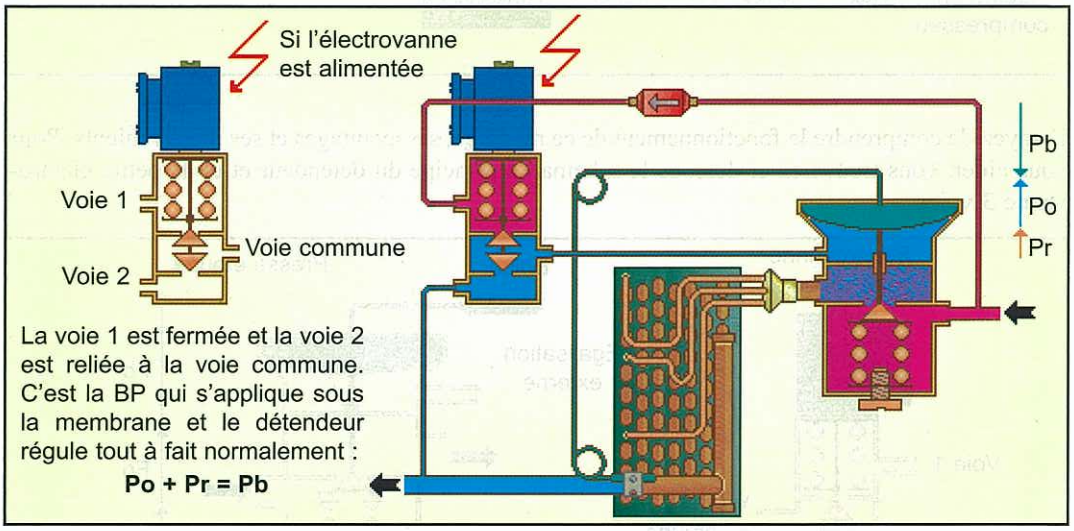
Correction page suivante (mais essayez de trouver tout seul...)

Correction de l'exercice 1

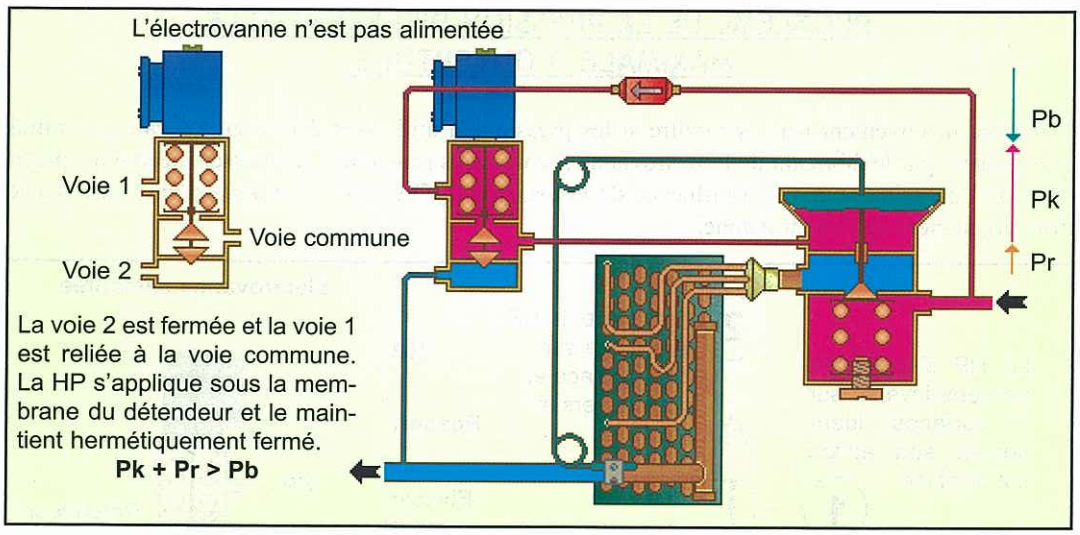


En reprenant les valeurs des exemples précédents, si le monteur raccorde par erreur l'égalisation externe à la sortie du détendeur (parce que "ça fait moins long de tube 1/4"), la force **Fo** correspondra à une pression de 4,6 bar au lieu des 3,6 bar régnant à la sortie de l'évaporateur. Le détendeur fonctionnera donc exactement comme s'il était à égalisation interne. Sur une installation à fortes variations de débit de frigorigène, nous en connaissons maintenant les conséquences !

Correction de l'exercice 2



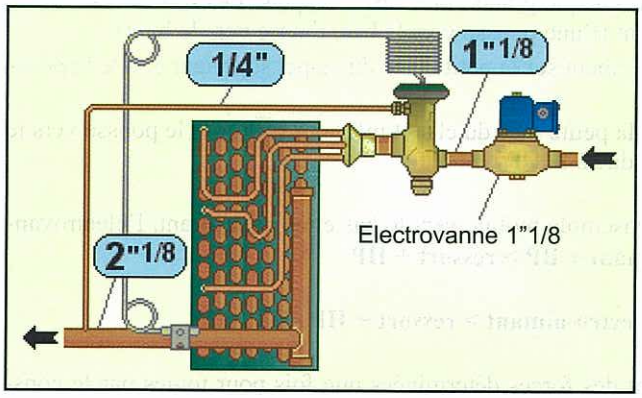
Quand le compresseur est en service, l'électrovanne est alimentée et sa voie commune (c'est à dire la voie qui n'est jamais fermée) est en communication avec la voie 2 qui est raccordée à la sortie de l'évaporateur. En conséquence, c'est alors la pression **Po** régnant à la sortie de l'évaporateur qui s'applique sous la membrane du détendeur et celui-ci fonctionne tout à fait normalement en maintenant une surchauffe constante, indépendamment du régime de fonctionnement du compresseur. Quand la régulation veut stopper le compresseur, elle coupe tout d'abord l'alimentation de l'électrovanne 3 voies, le compresseur continuant à tourner. *A ce moment, que se passe-t-il ?*



L'électrovanne 3 voies n'étant plus alimentée, elle ferme sur la voie 2 et met en communication la voie 1 et la voie commune. A ce moment, c'est la haute pression régnant à l'entrée du détendeur (Pk) qui vient s'appliquer sous la membrane. Le détendeur se ferme alors hermétiquement et l'évaporateur ne pouvant plus être alimenté en liquide, le compresseur tire au vide.

C'est donc le pressostat BP de mise à vide qui va stopper le compresseur, ***bien qu'il n'y ait pas d'électrovanne sur la ligne liquide*** *(voir : Arrêt des compresseurs frigorifiques, page 203).*

Ce montage permet donc d'obtenir, avec une petite électrovanne 1/4" le même automatisme de tirage au vide que celui obtenu avec une grosse électrovanne 1"1/8 (dans l'exemple) installée sur la ligne liquide. C'est donc principalement un montage *très économique* que l'on rencontre parfois sur des installations de puissance importante.



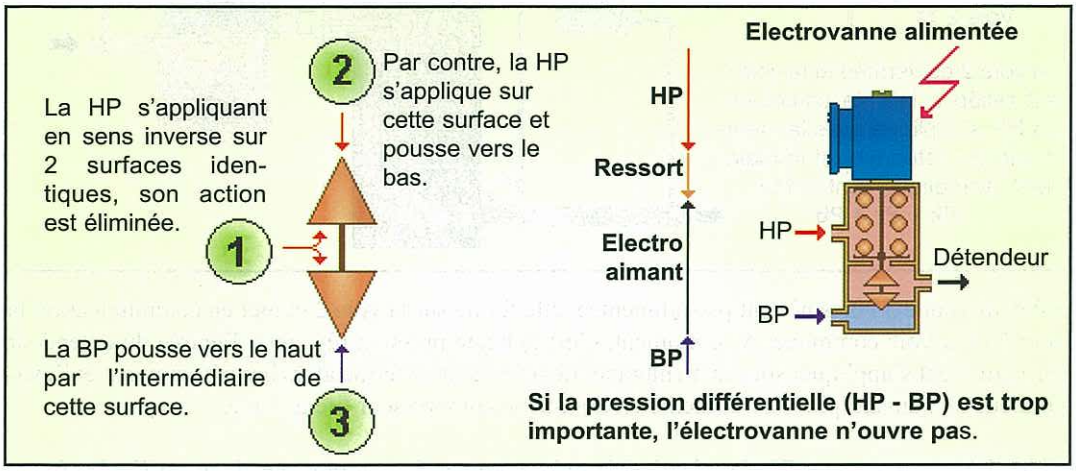
Pour mémoire, rappelons que le compresseur possédant plusieurs étages de puissance, il est essentiel de procéder à une mise à vide avant de l'arrêter de sorte à ramener dans le carter l'huile se trouvant piégée dans le circuit *(voir : Problème des retours d'huile, page 262).*

En ce qui concerne les inconvénients du montage proposé, la membrane du détendeur est soumise à des contraintes très importantes du fait de la valeur élevée que peut atteindre la HP (plus de 22 bar avec un condenseur à air et du R22). *Il est donc essentiel que le fabricant du détendeur autorise cette pratique avec son matériel,* sinon celui-ci sera très rapidement détruit et il faudra quand même le remplacer puis installer une électrovanne sur la ligne liquide.

P.S. : Le petit déshydrateur sert uniquement de filtre pour protéger les petits orifices de l'électrovanne 1/4" contre d'éventuelles particules (copeaux de cuivre, grains de décapant ou de brasure...) qui pourraient gêner son fonctionnement.

PROBLÈME DE LA PRESSION DIFFÉRENTIELLE MAXIMALE D'OUVERTURE.

Un autre inconvénient peut apparaître si les pressions d'utilisation dépassent les valeurs limites préconisées par le fabricant de l'électrovanne 3 voies. Ces problèmes étant assez méconnus, profitons de l'occasion pour voir l'influence de *la pression différentielle maximale d'ouverture* sur le fonctionnement de l'électrovanne.



Au repos, sa bobine n'étant pas alimentée, l'ensemble mobile de l'électrovanne est soumis à l'action de plusieurs forces :

- **Repère 1 :** La HP s'applique sur chaque grande face des 2 clapets. Les forces résultantes sont identiques et s'auto-éliminent (l'une pousse vers le bas, l'autre vers le haut).
- **Repère 2 :** La HP s'applique également sur la petite face du clapet supérieur et elle le pousse vers le bas.
- **Repère 3 :** La BP s'applique sur la petite face du clapet inférieur mais elle le pousse vers le haut, en sens inverse de la force due à la HP.

Bien sûr, le ressort de rappel pousse l'ensemble mobile vers le bas et en simplifiant, l'électrovanne ne pourra ouvrir que si : **Electro-aimant + BP > ressort + HP**

C'est à dire si **Electro-aimant > ressort + HP - BP**

L'électro-aimant et le ressort produisent des forces déterminées une fois pour toutes par le constructeur. Par contre, la différence **HP - BP** peut énormément varier selon le type d'installation (conditionnement d'air, congélation...), la saison (la HP sera plus élevée en été avec un condenseur à air...)

Le constructeur spécifie donc une *pression différentielle maximale d'ouverture* (HP - BP) au-delà de laquelle l'électrovanne risque de ne plus s'ouvrir lorsque sa bobine sera alimentée.

C'est pourquoi le jeu des forces internes peut empêcher l'électro-aimant d'attirer l'induit vers le haut si l'écart de pression entre la HP et la BP est trop important (en général, cette pression différentielle maximale est d'environ 17 à 19 bar).

Vous pouvez facilement imaginer les conséquences d'une telle anomalie sur le fonctionnement de l'installation !

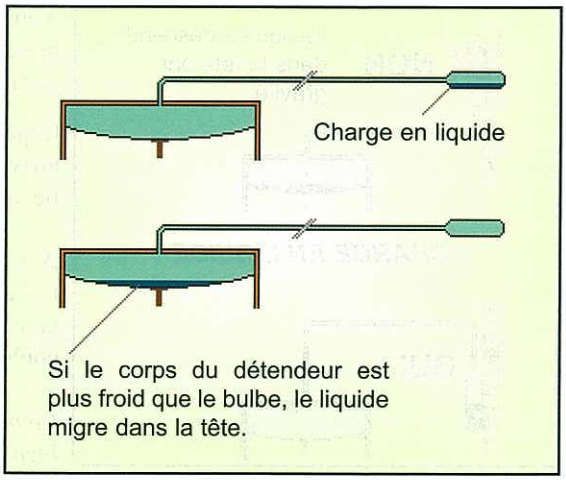
PROBLÈME DU TRAIN THERMOSTATIQUE DU DÉTENDEUR

Maintenant que nous connaissons un peu mieux les détendeurs thermostatiques, et avant de nous intéresser de près aux nombreux problèmes qui peuvent être provoqués par une mauvaise installation du bulbe du détendeur, il convient de rappeler les différentes charges thermostatiques couramment utilisées dans ces bulbes.

1) Charge en liquide.

C'est le type de charge que nous avons utilisé jusqu'à présent dans nos différents exemples pour comprendre le principe de fonctionnement des détendeurs. Comme nous l'avons vu, le train thermostatique contient alors généralement le même fluide frigorigène que l'installation.

Notez qu'avec ce type de charge, il est impératif que le corps du détendeur reste en permanence *plus chaud* que le bulbe.



En effet, si le corps devient plus froid que le bulbe, quelle qu'en soit la raison, le liquide ira migrer dans la tête du détendeur en vertu du principe de la paroi froide de Watt (*voir : Problème des migrations de fluide frigorigène, page 193*).

A ce moment, c'est la température du liquide dans la tête du détendeur qui décidera de la pression régnant dans l'ensemble du train thermostatique, *quelle que soit la température du bulbe !*

C'est dire que le détendeur ne pourra plus ouvrir normalement, même si la température de son bulbe augmente, et que l'installation donnera tous les symptômes d'un détendeur trop petit !

Notez qu'on obtiendra alors une BP beaucoup trop faible et une grande surchauffe. La faible température d'évaporation refroidira encore plus le corps du détendeur. Simultanément, la grande surchauffe réchauffera encore plus le bulbe du détendeur. L'écart de température entre le corps et le bulbe ayant tendance à augmenter *dans le mauvais sens*, c'est dire qu'il sera impossible de retrouver un fonctionnement normal.

Dans le cas ou, confronté à un problème de détendeur trop petit, vous suspecteriez une possible migration de la charge du bulbe vers la tête du détendeur, vous pourrez simplement vous en assurer en arrêtant le compresseur puis en entourant la tête du détendeur d'un linge abondamment mouillé à l'eau chaude (**ATTENTION : n'utilisez jamais un chalumeau, vous risqueriez un très grave accident**.)

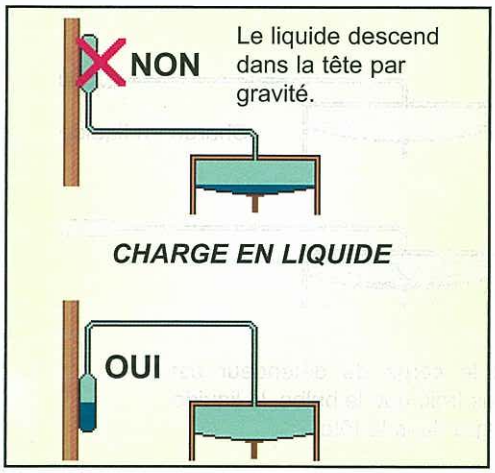
Si votre hypothèse est bonne, lorsque la tête du détendeur sera suffisamment réchauffée, le liquide migrera de nouveau vers le bulbe et le détendeur pourra à nouveau fonctionner tout à fait normalement...

Bien sûr, rien n'empêchera la panne de se reproduire si le corps du détendeur devient de nouveau plus froid que le bulbe.

C'est pourquoi il sera alors préférable d'opter pour un autre type de charge.

Notez que certains trains thermostatiques possèdent une charge en liquide volontairement supérieure à la contenance de la tête du détendeur plus le volume du capillaire. Dans ce cas, il restera toujours du liquide dans le bulbe, *quelle que soit la température du corps*, et la surchauffe sera assurée normalement.

Le problème, c'est que le monteur ou le dépanneur ne sait généralement pas quel type exact du train thermostatique équipe le détendeur !



Nous verrons un peu plus loin qu'il est toujours préférable de fixer le bulbe du détendeur sur une partie horizontale de la tuyauterie.

Cependant, cela peut s'avérer impossible et il peut arriver que vous soyez obligé de le fixer sur une partie verticale.

A ce moment, il est toujours préférable de faire partir le capillaire de liaison vers le haut de sorte à empêcher le liquide (si le bulbe en contient) de s'écouler par gravité vers la tête du détendeur.

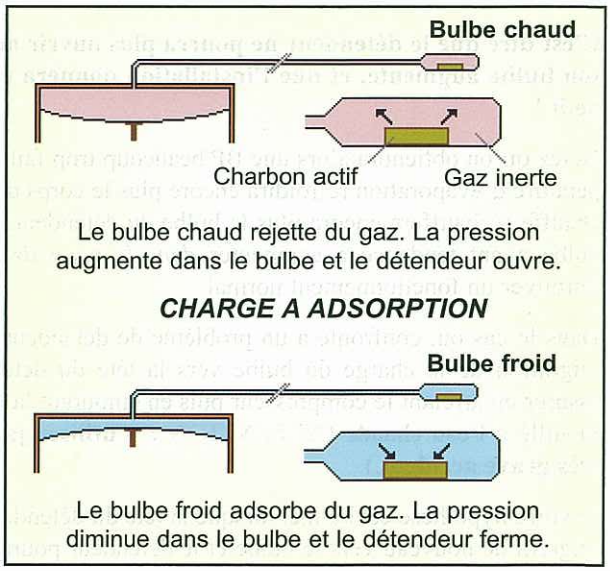
Ce petit réflexe lors de l'installation peut vous éviter bien des ennuis.

2) Charge à adsorption.

Dans ce type de charge, le train thermostatique est rempli avec un gaz inerte, incondensable aux températures usuelles, et le bulbe contient un corps adsorbant solide.

Quand la température du bulbe s'élève (quand la surchauffe augmente), il libère du gaz, ce qui provoque une augmentation de la pression dans le train thermostatique et une ouverture du détendeur.

A l'inverse, en se refroidissant (quand la surchauffe diminue), le bulbe adsorbe du gaz, ce qui provoque une diminution de la pression dans le train et une fermeture du détendeur.



L'avantage de ce type de charge est que le train ne contient pas du tout de liquide et donc qu'aucune migration n'est possible. Le détendeur fonctionnera tout à fait normalement quelques soient les températures respectives du corps du détendeur et du bulbe.

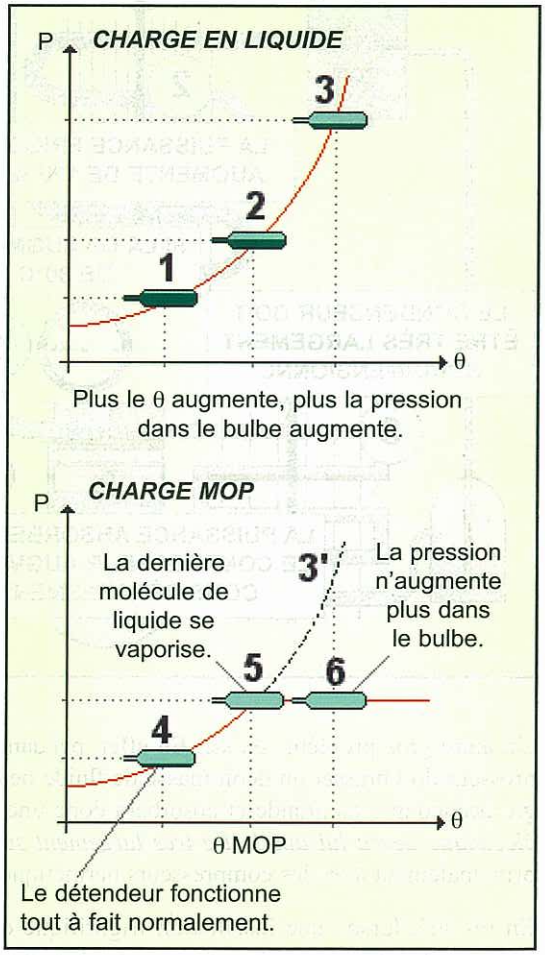
Par contre, il s'avère qu'une charge à adsorption réagit beaucoup moins rapidement aux brusques variations de température qu'une charge liquide.

C'est pourquoi, si la charge à adsorption donne entière satisfaction lorsque la demande de froid est relativement stable, elle n'est pas conseillée lorsque l'installation peut être soumise à des variations brutales et fréquentes de la demande de froid.

3) Charge MOP.

Les initiales **M.O.P.** signifient **M**aximum **O**perating **P**ressure (Pression maximum de fonctionnement) *ou encore* **M**otor **O**verload **P**rotection (Protection du Moteur contre les surcharges). Nous allons essayer de comprendre ce que cela signifie.

Dans un train thermostatique classique possédant une charge en liquide, plus la température du bulbe augmente et plus la pression dans le bulbe augmente, en suivant la relation pression-température (points 1, 2 et 3 ci-contre). Simultanément il y a de moins en moins de liquide dans le bulbe et de plus en plus de vapeurs au-dessus de la surface libre du liquide (*voir : La relation pression-température, page 12*).



Un train thermostatique MOP contient une charge limitée de liquide prévue par le fabricant de sorte qu'au-dessus d'une certaine température (appelée θ MOP) tout le liquide contenu dans le bulbe soit vaporisé (point 5).

Passé cette θ MOP, si la température du bulbe continue d'augmenter, la pression dans le bulbe ne varie pratiquement plus puisqu'il ne contient plus de liquide !

Ainsi, au point 6, la pression dans le bulbe est pratiquement égale à la pression au point 5 alors qu'avec une charge en liquide traditionnelle la pression dans le bulbe aurait été beaucoup plus importante (égale à la pression en 3'). C'est dire qu'au-dessus de la θ MOP, le détendeur sera beaucoup plus fermé qu'avec une charge traditionnelle. Par contre, en dessous de la θ MOP, le détendeur fonctionnera exactement de la même manière qu'un détendeur traditionnel (pression au point 4 = pression au point 1).

Au passage, rappelez-vous que les thermostats (voir page 437) possèdent les mêmes types de trains thermostatiques que les détendeurs. Cela pourra vous rendre service.

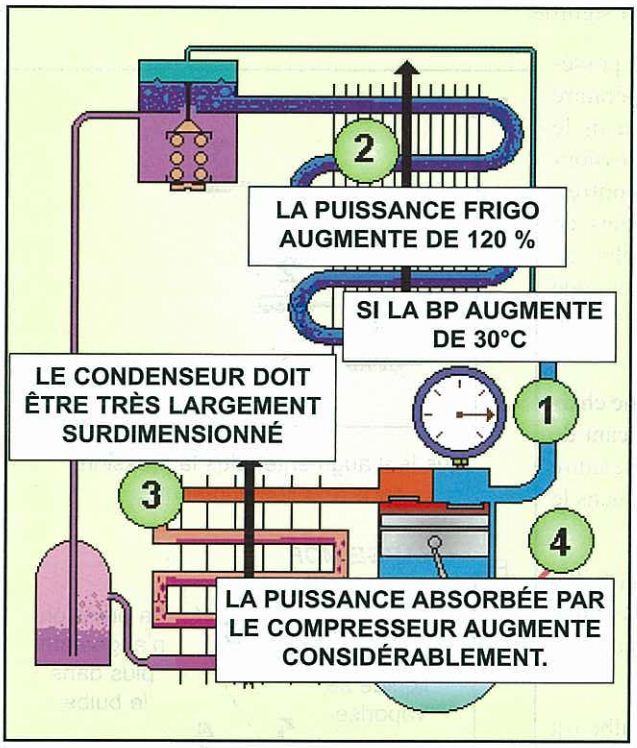
4) Quel est l'intérêt de la charge MOP ?

Pour répondre à cette question, rappelons-nous tout d'abord que la puissance frigorifique augmente d'environ 3 à 5% par degré d'augmentation de la température d'évaporation (*voir : Influence des pressions sur le débit masse et la puissance frigorifique, page 41*).

Ainsi, imaginons une installation frigorifique en fonctionnement avec une température d'évaporation de -30°C. C'est dire que l'évaporateur givre abondamment et qu'un dégivrage périodique sera absolument nécessaire (les techniques de dégivrage sont étudiées page 425).

Mais, pour procéder au dégivrage, quelle que soit la méthode utilisée, il faudra obligatoirement remonter la température de l'évaporateur (et donc la BP) au-dessus de 0°C.

C'est dire qu'au démarrage, après un dégivrage, la BP augmentera d'au moins 30°C !



En admettant une augmentation moyenne de la puissance frigorifique de 4% par degré d'augmentation de la BP, la puissance frigo au moment du démarrage voudra brutalement augmenter de 4 x 30 = 120%.

Pour éviter une coupure en HP, le condenseur devra être sélectionné pour évacuer cette formidable surpuissance frigorifique qui existera pendant toute la durée de la mise en régime, tant que la BP n'aura pas atteint de nouveau sa valeur normale de -30°C.

Ainsi, uniquement dans le but de permettre un redémarrage après un dégivrage (ou un arrêt de l'installation), il faudrait installer un condenseur largement surpuissant en régime normal avec tous les inconvénients que cela suppose *(voir : Pourquoi réguler les condenseurs à air, page 231)*.

Un autre gros problème existe. En effet, pendant toute la durée de la remise en régime, le compresseur doit brasser un débit masse de fluide beaucoup plus important. Il devra fournir une énergie beaucoup plus grande et absorbera donc une intensité beaucoup plus importante : *Le moteur électrique devra lui aussi être très largement surdimensionné,* ce qui pose quelques problèmes, principalement avec les compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques !

En résumé, lorsqu'une installation frigorifique équipée d'un détendeur thermostatique peut être amenée à travailler avec une température d'évaporation très largement supérieure à la normale, (par exemple une congélation après un dégivrage), pendant toute la durée de l'augmentation de la BP (c'est à dire pendant la mise en régime), la puissance absorbée par le moteur du compresseur augmentera (risque de coupure au relais thermique ou aux sécurités internes du moteur) et la puissance rejetée au condenseur augmentera également (risque de coupure en sécurité HP).

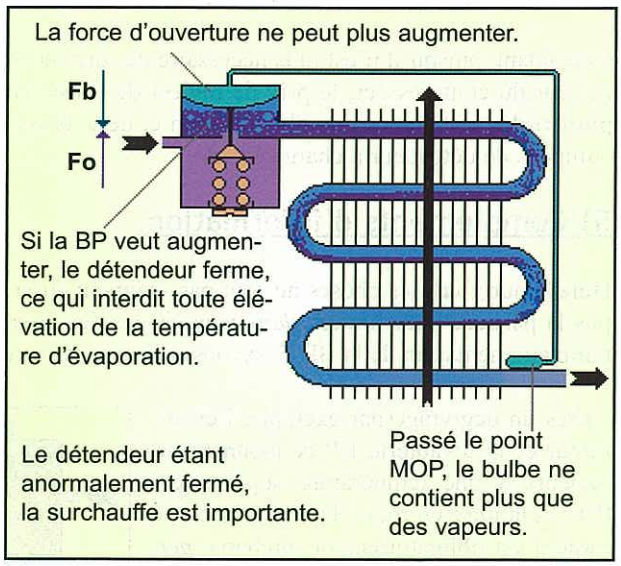
Pour éviter ces risques, il suffirait tout simplement d'empêcher la BP de remonter trop fortement après un dégivrage.

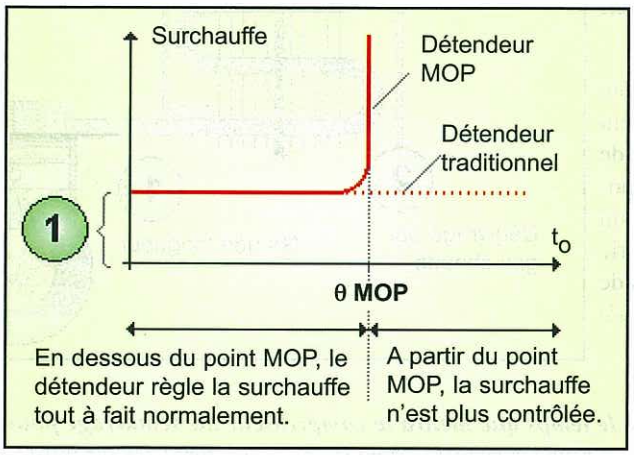
Or, que se passe-t-il si le détendeur est équipé d'une charge MOP ?

Passé le point MOP, tout le liquide contenu dans le bulbe s'est vaporisé et *la force d'ouverture du détendeur est à son maximum.*

Si la BP veut augmenter, la force résultante qui s'applique sous la membrane du détendeur oblige celui-ci à se fermer (*voir : Les détendeurs thermostatiques, page 285*).

Ainsi, la BP ne peut en aucun cas devenir supérieure au point MOP, ce qui est précisément le but recherché.





En résumé, nous avons vu qu'en dessous du point MOP, le détendeur travaille tout à fait normalement en maintenant une surchauffe constante (repère **1**).

Mais atteint le point MOP, tout le liquide s'est vaporisé dans le bulbe et le détendeur ne peut plus ouvrir davantage.

C'est dire que passé ce point l'évaporateur ne peut plus être alimenté correctement en liquide et que la surchauffe commence à augmenter. A l'inverse, une charge traditionnelle dans le train continuerait d'ouvrir le détendeur pour maintenir la surchauffe constante.

Ainsi, pendant toute la durée de la mise en régime, le détendeur MOP limite l'admission de liquide dans l'évaporateur en empêchant la température d'évaporation d'augmenter dangereusement au-dessus de la θ MOP.

Pour reprendre l'exemple précédent (BP = -30°C en marche normale), si on équipe le détendeur avec une charge MOP à -25°C par exemple, la BP après un dégivrage ne pourra pas remonter à 0°C comme précédemment mais restera à environ -25°C pendant toute la phase de mise en régime. Dans ce cas, l'élévation de la BP ne dépassera guère 5°C (soit une surpuissance d'environ 20% seulement).

L'augmentation de puissance frigorifique au démarrage du compresseur passe alors de 120% (avec une charge traditionnelle) à environ 20% (avec une charge MOP).

Notez que le remplissage en fluide de l'évaporateur étant limité pendant toute la durée de la remise en régime, la surchauffe restera importante tant que la BP restera au-dessus du point MOP. *La durée de cette mise en régime sera donc plus longue qu'avec un détendeur traditionnel.*

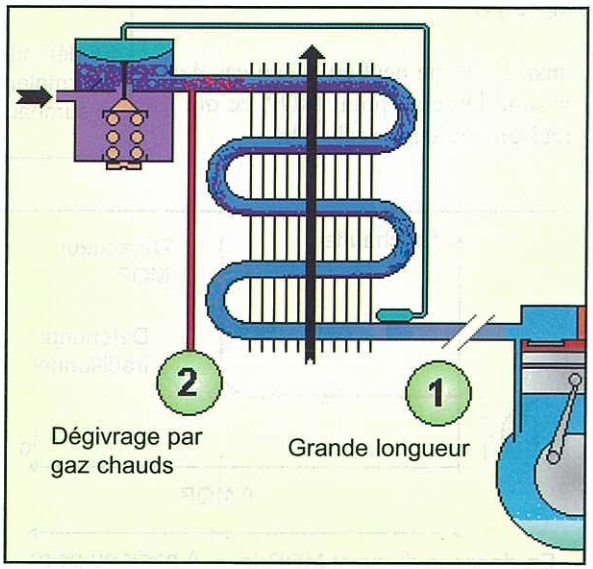
Cependant, puisqu'il n'est plus nécessaire de surdimensionner outrageusement le condenseur et le moteur du compresseur, le prix de revient de l'installation chute énormément. C'est pourquoi la plupart des installations de climatisation et de « basse température » *à évaporateur unique* sont équipées de détendeur à charge MOP.

5) Compléments d'information.

Hélas pour vous, les choses ne sont pas vraiment aussi simples et le détendeur MOP ne constitue pas la panacée pour limiter, *dans tous les cas,* les grosses surcharges provoquées par une importante augmentation de la BP. Essayons maintenant de comprendre pourquoi.

Après un dégivrage par exemple, l'évaporateur et la tuyauterie BP contiennent des vapeurs à une température supérieure à 0°C. A la mise en route du compresseur, le moteur est obligatoirement surchargé ***pendant tout le temps nécessaire pour abaisser la pression du coté BP jusqu'au point MOP.***

Si l'évaporateur et le compresseur sont côte à côte, cette surcharge est relativement brève et n'occasionne généralement pas de coupure en sécurité. Par contre, si l'évaporateur et le compresseur sont très loin l'un de l'autre, la grande longueur de tuyauterie (de gros diamètre pour limiter les pertes de charge) entraîne *un très gros volume de vapeurs* du coté BP (repère **1**).



Mais plus ce volume est important, plus le temps que mettra le compresseur au démarrage pour atteindre le point MOP sera important, et plus les risques de coupure en sécurité seront importants.

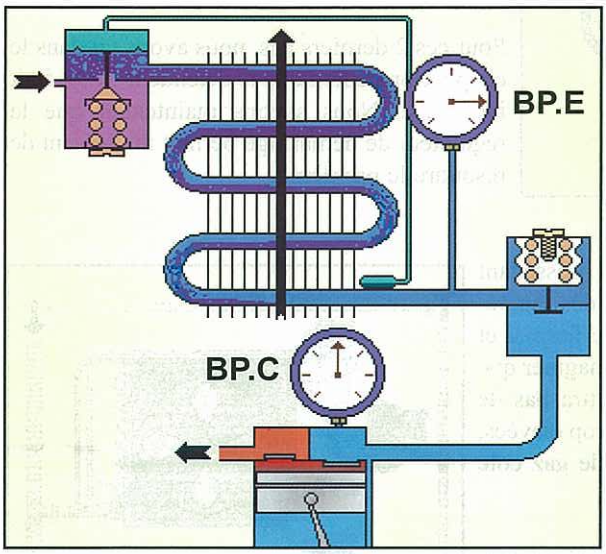
Un autre problème existe lorsque le dégivrage ne se fait pas par des résistances électriques mais par injection de gaz chauds dans l'évaporateur (repère **2**). A ce moment, même si le détendeur MOP étrangle, l'augmentation de pression provoquée par l'afflux des gaz chauds n'est plus contrôlée par le détendeur mais dépend de la quantité de gaz chauds injectés et de la température de ces gaz (*voir page 431*).

Dans ce cas, bien que le détendeur ferme si le point MOP est dépassé, les gaz chauds peuvent faire monter la BP *largement au-dessus de ce point* en occasionnant une surcharge importante du moteur du compresseur et une coupure en sécurité.

C'est là qu'intervient le régulateur de démarrage...

RÉGULATEURS DE DÉMARRAGE

Dans le chapitre précédent, nous avons vu les problèmes soulevés par le démarrage d'une installation frigorifique avec une BP anormalement élevée par rapport à la BP normale de fonctionnement. Nous savons maintenant qu'un détendeur MOP peut parfois permettre de solutionner le problème. Cependant, dans certains cas (gros volume coté BP, dégivrage par gaz chauds) le temps nécessaire pour descendre la BP jusqu'au point MOP est beaucoup trop long. Le compresseur restant surchargé trop longtemps, il risque alors de couper en sécurité.



La solution pour résoudre ce type de problème est une vanne frigorifique spéciale appelée régulateur de démarrage.

Vous voyez ci-contre le schéma de principe d'un tel régulateur qui s'installe sur la ligne d'aspiration à proximité immédiate du compresseur. L'évaporateur est raccordé sur l'entrée du régulateur et le compresseur sur sa sortie.

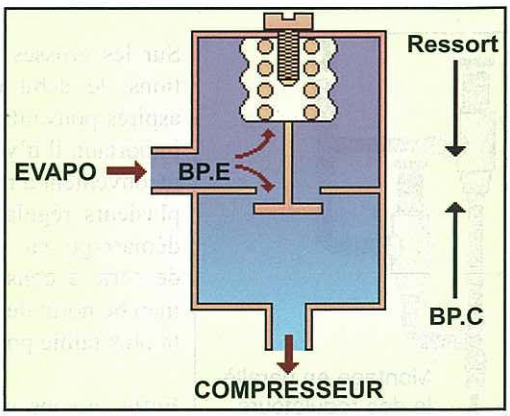
Par construction, la surface du soufflet et celle du clapet sont identiques. Appelons **BP.E** la pression coté **E**vaporateur et **BP.C** la pression coté **C**ompresseur.

BP.E applique une force de fermeture (vers le haut) sur le soufflet et une force d'ouverture (vers le bas) sur le clapet (voir fig. ci-dessous). Attendu que la surface du soufflet et la surface du clapet sont les mêmes, *ces 2 forces s'annulent et la position du régulateur de démarrage ne dépend absolument pas de la pression coté évaporateur !*

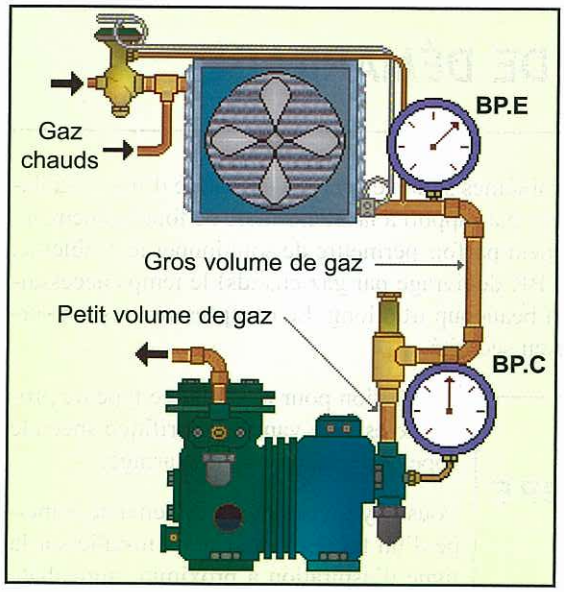
Il reste alors 2 forces en présence : La force d'ouverture due au ressort et la force de fermeture due à la BP coté compresseur.

Pour un réglage donné du ressort, si la BP.C augmente, le régulateur ferme. A ce moment, le compresseur continuant d'aspirer, la BP.C diminue. Quand la force du ressort redevient prépondérante, le régulateur ouvre, et ainsi de suite jusqu'à trouver une position d'équilibre.

Ainsi, la BP.C ne pourra pas dépasser la valeur réglée par l'intermédiaire du ressort, même si l'augmentation de la BP veut se faire alors que le compresseur est à l'arrêt !



A l'inverse, tant que la BP.C reste inférieure au réglage du ressort (ce qui est le cas en marche normale), le régulateur est ouvert en grand et il n'intervient plus sur le fonctionnement de l'installation.



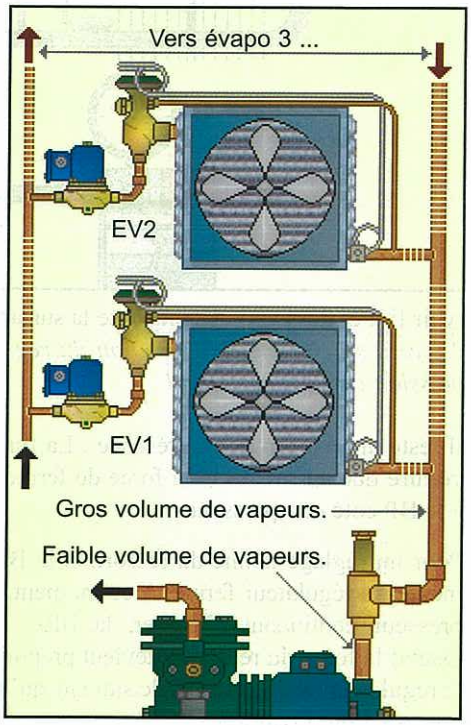
Le régulateur de démarrage s'installant à proximité immédiate du compresseur, le volume de gaz à réguler est relativement faible et la pression descend très rapidement au démarrage, par exemple après un dégivrage, même si le volume de gaz coté évaporateur est très important : *La durée d'une éventuelle surcharge est donc extrêmement brève.*

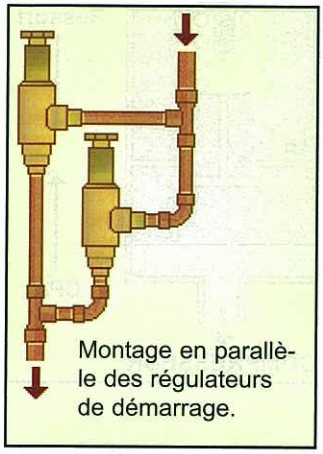
De même, un dégivrage par gaz chauds fera monter fortement BP.E mais BP.C sera limité au maximum à la valeur de réglage du ressort.

Pour ces 2 derniers cas, nous avons vu dans le chapitre précédent que le détendeur MOP était inefficace. Nous savons maintenant que le régulateur de démarrage permet facilement de résoudre le problème.

Sur les installations de froid commercial possédant plusieurs évaporateurs pouvant travailler à des températures différentes, certains étant en service normal et d'autres en dégivrage, on peut facilement imaginer que l'utilisation de détendeurs MOP ne permettra pas de résoudre efficacement le problème des BP trop élevées, d'autant plus que dans ce cas, le volume de gaz coté évaporateurs est obligatoirement important.

Sur ce type d'installation, l'utilisation d'un régulateur de démarrage permettra de résoudre tous les problèmes courants, quels que soient les procédés de dégivrage utilisés.




Montage en parallèle des régulateurs de démarrage.

Sur les grosses installations, le débit des gaz aspirés pouvant être très important, il n'y a aucun inconvénient à raccorder plusieurs régulateurs de démarrage en parallèle de sorte à conserver en marche normale (donc régulateurs ouverts à fond) la perte de charge la plus faible possible aux bornes des régulateurs.

Enfin, notons que le régulateur de démarrage réduisant le débit masse de fluide frigorigène pendant toute la durée de la mise en régime (après un arrêt ou un dégivrage), *le temps nécessaire pour retrouver des conditions normales de fonctionnement sera obligatoirement plus long.*

En résumé, sur les installations ou la BP risque de s'élever très fortement (par exemple en basse température après un dégivrage ou un arrêt prolongé de l'installation), le moteur du compresseur est soumis pendant toute la phase de la remise en régime à *des surcharges importantes obligeant à le surdimensionner* afin d'éviter les coupures intempestives en sécurités (relais thermiques, protections internes du moteur, pressostat HP...)

Afin d'installer malgré tout un moteur de compresseur moins puissant, *et donc plus économique* (à l'achat comme au niveau de la consommation électrique), il faut limiter la montée de la BP coté compresseur à une valeur limite admissible par l'installation.

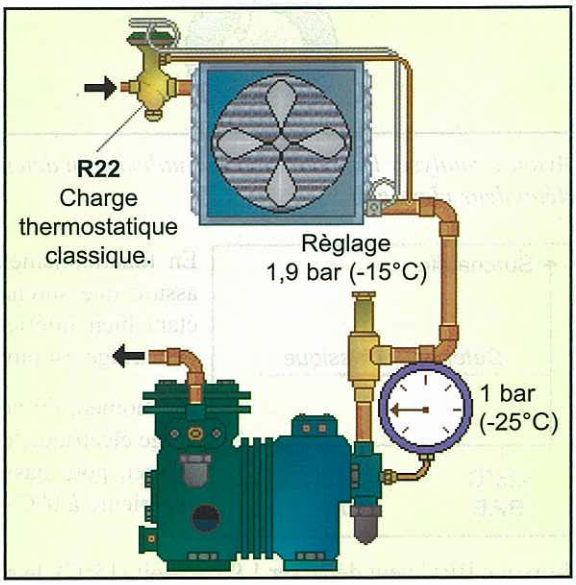
Un détendeur MOP permettra de protéger sans problème le moteur du compresseur sur les installations à un seul évaporateur, lorsque l'évaporateur et la conduite d'aspiration présenteront *un faible volume* et lorsque le système de dégivrage *utilisé stoppera l'alimentation en liquide de l'évaporateur* pendant la durée du dégivrage.

Tous les autres cas (plusieurs évaporateurs, gros volume coté évaporateur(s), dégivrage par gaz chauds...) pourront être solutionnés par l'utilisation d'un régulateur de démarrage.

EXERCICE

Peut-on installer *à la fois* un régulateur de démarrage *et* un détendeur MOP ?

Pour vous aider à répondre à cette question, observons l'installation ci-contre, représentée en fonctionnement normal. La température d'évaporation est alors de -25°C (soit 1 bar avec du R22) et le régulateur de démarrage est réglé pour limiter à 1,9 bar (soit -15°C) *au maximum* la pression coté compresseur. Le détendeur à égalisation externe est équipé d'un train thermostatique démontable, avec une charge par exemple à adsorption. Après un dégivrage, la température dépassant 0°C, la pression coté l'évaporateur peut remonter au-dessus de 4 bar.



Imaginons que le train thermostatique du détendeur soit percé et que vous deviez le remplacer. *Malheureusement* (vous vous en doutiez), vous n'avez pas le même train thermostatique dans votre véhicule. Par contre, vous disposez de 3 trains MOP adaptables sur le détendeur :

Un train avec un point MOP à -30°C, un autre avec un MOP à -20°C et un troisième avec un MOP à -10°C.

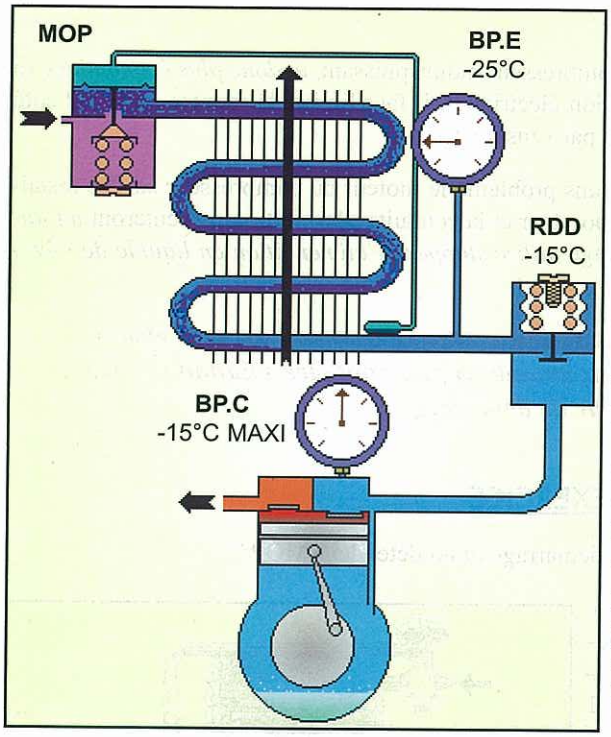
1) Comment fonctionnerait cette l'installation avec chacun de ces 3 trains ? Lequel choisiriez-vous ?

2) Comment procéderiez-vous pour régler le régulateur de démarrage ?

Quand vous aurez une bonne idée de la réponse (sinon révisez les 2 derniers chapitres) vous pourrez vous auto-corriger page suivante.

Correction de l'exercice

1) Peut-on installer à la fois un régulateur de démarrage et un détendeur MOP ?



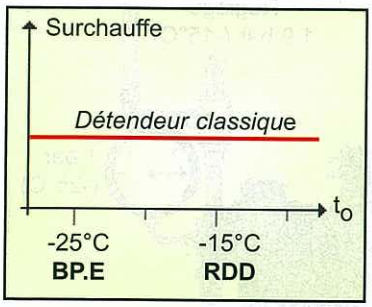
Pour répondre à cette délicate question, comprenons bien les données du problème :

1) La température d'évaporation (BP.E) *doit impérativement être maintenue à -25°C en fonctionnement normal* de sorte à assurer la température désirée dans la chambre froide.

2) Bien sûr, BP.E peut augmenter au-dessus de 0°C (soit 4 bar avec du R22) après un dégivrage ou un arrêt prolongé de l'installation.

3) La pression coté compresseur (BP.C) *doit dans tous les cas demeurer égale ou inférieure à 1,9 bar (soit -15°C)* de sorte à ne pas dépasser la surcharge admissible par le moteur du compresseur après un dégivrage ou un arrêt prolongé de l'installation, ce qui pourrait provoquer une coupure en sécurité.

Avant d'analyser les 3 propositions utilisant un détendeur MOP, rappelons ce qui se passe ***avec un détendeur classique*** *:*



En fonctionnement normal, BP.E est à -25°C et le détendeur assure une surchauffe constante. La pression des gaz aspirés étant bien inférieure à sa valeur de réglage, le régulateur de démarrage est ouvert à fond, comme s'il n'existait pas.

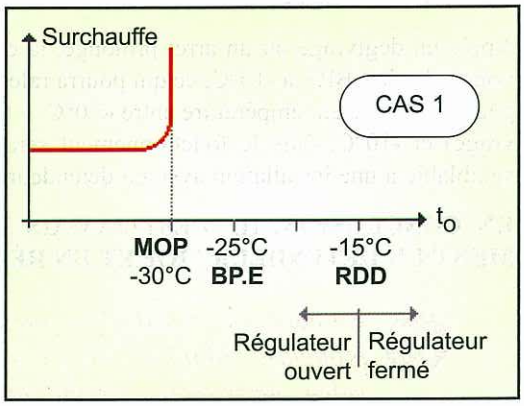
Au moment du dégivrage (pour simplifier, imaginons un dégivrage électrique, compresseur à l'arrêt), la BP commence à augmenter, pour passer de 1 bar (-25°C) jusqu'à une température supérieure à 0°C (plus de 4 bar).

Lorsque BP.C veut dépasser 1,9 bar (soit -15°C), le régulateur de démarrage se ferme et la pression ne peut plus monter dans le carter du compresseur, même s'il est à l'arrêt. Par contre BP.E continue d'augmenter jusqu'à dépasser 4 bar à la fin du dégivrage.

Le dégivrage étant terminé, le compresseur démarre avec BP.C = 1,9 bar (c'est à dire la pression maximum admissible), quelle que soit la pression coté évaporateur. Pendant toute la durée de la mise en régime, le régulateur de démarrage maintient BP.C à 1,9 bar. Pendant ce temps, BP.E va redescendre aux environs de 1,9 bar (-15°C), le détendeur continuant d'assurer sa surchauffe normale. Puis, BP.E devenant inférieure à -15°C, le régulateur de démarrage restera ouvert à fond et la descente en température dans la chambre se fera normalement, jusqu'à récupérer une température d'évaporation normale de -25°C.

Analysons maintenant les 3 cas proposés :

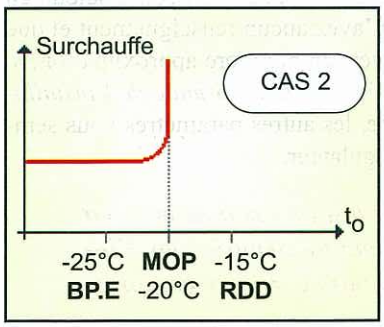
Dans le premier cas, si on installe un train thermostatique avec un point MOP à -30°C, le détendeur voudra empêcher BP.E de dépasser -30°C *alors qu'il faudrait absolument, en fonctionnement normal, obtenir une température d'évaporation de -25°C.* La BP sera donc en permanence trop faible, ce qui provoquera un $\Delta\theta$ total en fonctionnement bien trop important.



Le détendeur restant trop fermé, l'évaporateur sera très mal rempli en liquide et la surchauffe au bulbe sera trop importante. Le mauvais remplissage de l'évaporateur fera chuter la puissance frigorifique et la température montera dans la chambre froide. Notez toutefois que le régulateur de démarrage ne commençant à fermer qu'aux alentours de -15°C, il restera grand ouvert en permanence et qu'il n'agira qu'après un dégivrage pour assurer son rôle de protection du moteur.

Le montage d'un détendeur avec un point MOP inférieur au réglage du régulateur de démarrage provoquera tous les symptômes de la panne du détendeur trop petit. *(voir : Panne du détendeur trop petit - Analyse des symptômes, page 53).*

Première conclusion : La température MOP doit toujours être supérieure à la température d'évaporation.



Dans le second cas, si on installe un détendeur avec un point MOP à -20°C, celui-ci va s'efforcer d'empêcher BP.E de dépasser cette température. En fonctionnement normal, BP.E pourra sans problème être maintenue à -25°C (en dessous du point MOP) et la production frigorifique sera tout à fait normale, contrairement au cas précédent. Mais, après un dégivrage, la BP.E sera obligatoirement supérieure à 0°C (soit 4 bar).

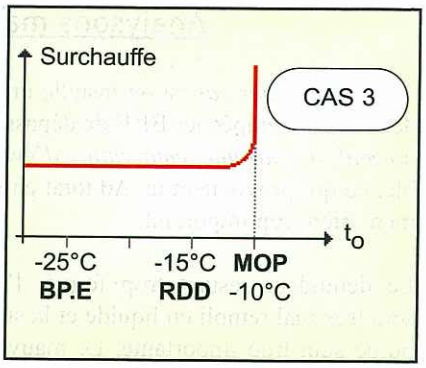
Au démarrage du compresseur, le dégivrage étant terminé, le détendeur MOP tentera de maintenir -20°C coté évaporateur et dans tous les cas, le régulateur de démarrage maintiendra 1,9 bar (-15°C) coté compresseur, interdisant toute surcharge dangereuse pour le moteur. *Mais, alors qu'elle pourrait sans problème être à -15°C pendant la mise en régime, la BP.E sera limitée à -20°C par le détendeur MOP, soit 5°C en dessous du maximum admissible par le moteur.*

Ainsi, à cause du détendeur MOP, la puissance frigorifique sera inutilement réduite d'environ 5 x 4 = 20% et le temps nécessaire pour ramener la chambre à température sera obligatoirement bien plus long. *Ainsi, au lieu d'apporter une quelconque amélioration au fonctionnement, le détendeur MOP provoquera une augmentation de la durée de la mise en régime après un dégivrage, un arrêt prolongé ou une introduction massive de denrées dans la chambre froide !*

Deuxième conclusion : La température MOP ne doit pas être inférieure à la température réglée par la vanne de démarrage.

Examinons maintenant le dernier cas *(Les explications précédentes vous ont normalement donné une bonne idée de la solution). Alors, réfléchissez encore un peu avant de tourner cette page !)...*

Dans le dernier cas, le point MOP est à -10°C, donc bien ***au-dessus*** du réglage du régulateur de démarrage (-15°C) et de la température normale d'évaporation (-25°C). En fonctionnement normal, la BP.E pourra être maintenue à -25°C sans problème et l'installation pourra fonctionner tout à fait normalement.



Après un dégivrage ou un arrêt prolongé, la charge MOP voudra limiter BP.E à -10°C, ce qui pourra ralentir quelque peu la descente en température entre « 0°C » (fin de dégivrage) et -10°C. Puis le fonctionnement sera tout à fait semblable à une installation avec un détendeur classique.

EN CONCLUSION, IL N'EST JAMAIS RECOMMANDÉ D'UTILISER CONJOINTEMENT UN DÉTENDEUR MOP ET UN RÉGULATEUR DE DÉMARRAGE.

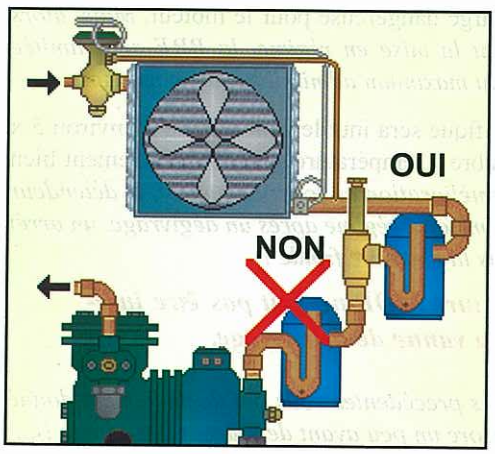
En dépannage, s'il n'y a aucun moyen de faire autrement, la moins mauvaise solution consiste à utiliser un point MOP supérieur à la valeur de réglage du régulateur de démarrage.

2) Comment régler un régulateur de démarrage ?

Le réglage se fait en montant un manomètre BP coté compresseur et en agissant sur la vis de réglage de sorte à obtenir la pression désirée (en bandant le ressort, on augmente la pression BP.C).

La pression de réglage du régulateur ne doit pas dépasser la plus haute pression admissible coté compresseur. Elle est déterminée, au moment de la sélection dans le catalogue du constructeur, en fonction des conditions nominales de fonctionnement. Si vous n'avez aucun renseignement et que vous ne savez pas à quelle valeur régler le régulateur vous pouvez, en première approximation, *le régler à une valeur supérieure de 5 à 10°C à la température d'évaporation normale de l'installation.* Si l'intensité est trop importante pendant la mise en régime, les autres paramètres vous semblant corrects, vous devrez abaisser la pression de réglage du régulateur.

Dans tous les cas, vous devrez contrôler, pendant un essai de mise en régime, que l'intensité absorbée par le moteur ne dépasse pas l'intensité maximum indiquée sur la plaque signalétique du compres-



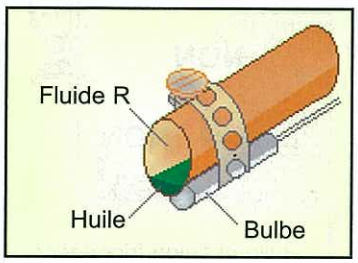
A noter : Le montage d'un régulateur de démarrage, très courant en basse température, ne pose aucun problème particulier si l'on respecte bien les prescriptions du constructeur.

*De sorte à avoir **le plus faible volume possible** de vapeurs coté BP.C, il faut installer le régulateur de démarrage le plus près possible du compresseur, en évitant qu'un autre appareil (bouteille anti coups de liquide, ré-évaporateur...) ne soit intercalé entre le régulateur et le compresseur.*

PROBLÈME DU BULBE DU DÉTENDEUR

Afin de terminer notre étude des détendeurs thermostatiques, nous évoquerons les précautions à respecter afin d'éviter les problèmes que peuvent occasionner une mauvaise installation du bulbe du détendeur. Tout d'abord, il est essentiel de rappeler que le détendeur assure sa fonction de régulation en fonction de la température de son bulbe. C'est dire que si le bulbe n'est pas ***parfaitement*** installé, le détendeur ne pourra pas ***parfaitement*** fonctionner.

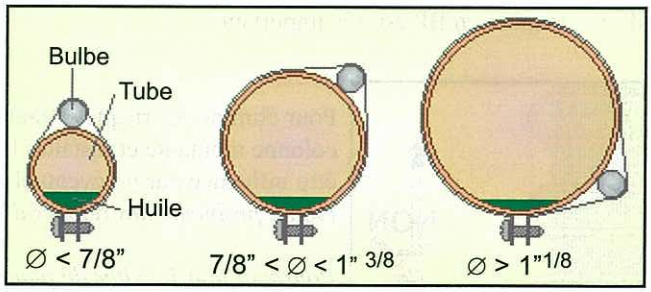
C'est pourquoi le bulbe du détendeur doit être installé sur la tuyauterie d'aspiration, à la sortie de l'évaporateur, de façon à ce que sa température soit en permanence la plus représentative possible de la température des gaz sortant de l'évaporateur.

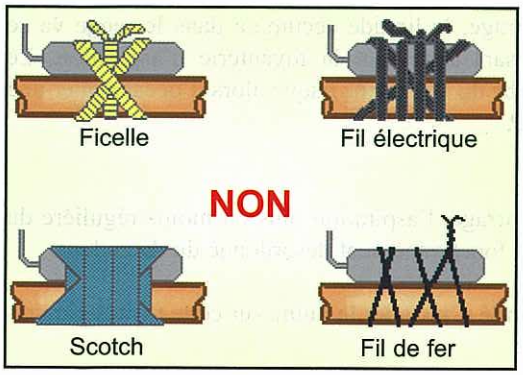


Par exemple, le bulbe ne devra jamais être positionné *en dessous* du tube d'aspiration, comme représenté ci-contre. En effet, l'huile qui retourne au compresseur circule par gravité dans la partie basse de la tuyauterie d'aspiration. Le bulbe mesurerait alors la température de l'huile au lieu de mesurer la température des gaz.

Avec ce montage, l'huile se comporte comme un isolant placé entre le bulbe et les gaz d'aspiration. Par exemple, si la température des gaz se met à diminuer rapidement, ils devront d'abord refroidir l'huile avant que le bulbe commence à ressentir la chute de température. Le bulbe sera donc beaucoup plus long à réagir pour fermer le détendeur (à la limite, ce retard pourrait même occasionner un coup de liquide !).

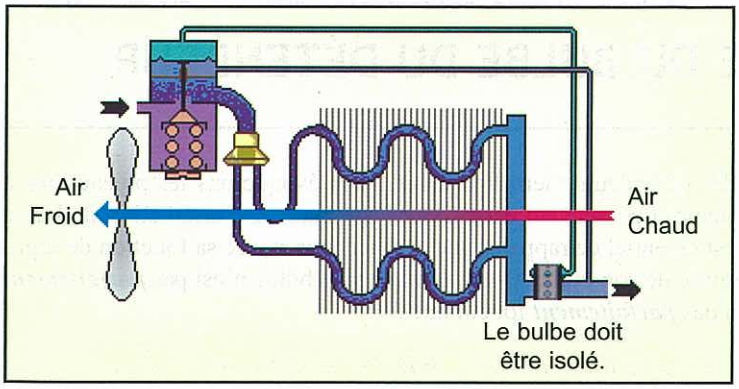
Ci-contre, vous pouvez observer l'emplacement optimal du bulbe recommandé par la plupart des fabricants en fonction du diamètre de la tuyauterie d'aspiration. Remarquez que plus le diamètre du tube est important, plus on recommande de descendre le bulbe sans jamais le placer en dessous du tuyau (à cause du film d'huile).





Comme le bulbe doit être le plus parfaitement possible représentatif de la température des gaz, ***il doit être fixé sur la tuyauterie à l'aide du collier fourni par le fabricant.***

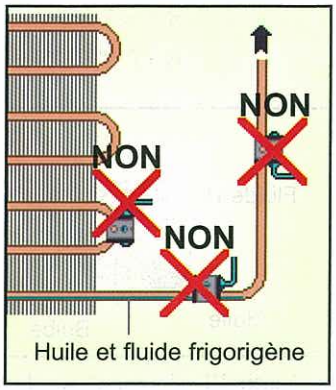
L'utilisation de ficelle, fil électrique, sparadrap, fil de fer, etc. pour fixer le bulbe est absolument à prohiber principalement à cause des phénomènes de dilatation (d'autant plus importants que la température d'évaporation est basse) qui risquent rapidement de provoquer un très mauvais contact entre le bulbe et le tuyau. Les risques de coups de liquide seraient alors très importants !



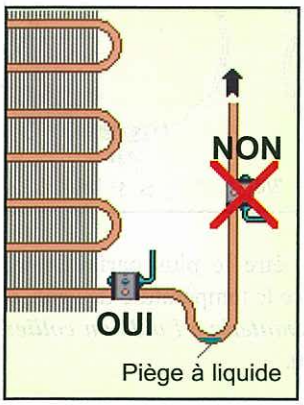
De même, si la température du bulbe risque d'être influencée par le flux d'air chaud pénétrant sur l'évaporateur, il faudra impérativement l'isoler, faute de quoi le détendeur « croira » faussement que la surchauffe est trop importante, avec toutes les conséquences que vous pouvez imaginer !

La figure ci-contre représente la sortie d'un évaporateur dont la tuyauterie d'aspiration remonte vers le compresseur. Sur un montage de ce type, il est normal qu'un mélange d'huile et de fluide frigorigène s'écoule par gravité dans le bas de l'évaporateur lorsque le compresseur s'arrête.

Au démarrage du compresseur, la BP va chuter brutalement en provoquant la vaporisation du fluide frigorigène dissous dans l'huile. Or, pour se vaporiser, le fluide a besoin de chaleur. C'est pourquoi la tuyauterie *et le bulbe* vont se refroidir fortement.



A ce moment, alors que *la HP au démarrage est faible* et que le détendeur devrait être ouvert à fond pour alimenter le mieux possible l'évaporateur en liquide, il ferme brutalement et le risque d'une coupure en BP est très important !



Pour éliminer ce risque, il faut prévoir un piège à liquide en bas de la colonne montante et installer le bulbe de sorte à ce qu'il ne puisse pas être influencé par un éventuel refroidissement du piège au démarrage *(voir : problème des retours d'huile, page 256).*

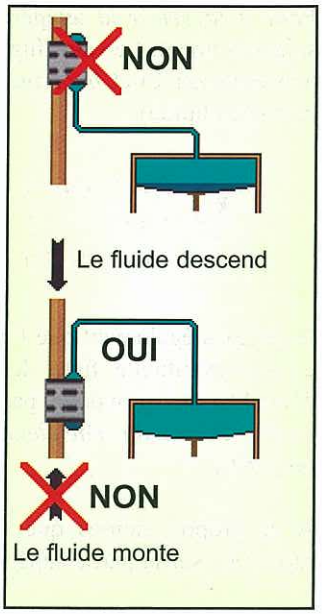
Pourquoi faut-il éviter de placer le bulbe verticalement ?

Au moment du démarrage, le liquide accumulé dans le piège va se vaporiser en refroidissant fortement la tuyauterie d'aspiration. Le refroidissement du bulbe du détendeur risque alors d'occasionner une coupure en sécurité BP.

En plus du risque de coupure au moment du démarrage, l'aspiration plus ou moins régulière du liquide piégé peut occasionner des pompages et un fonctionnement désordonné du détendeur.

C'est pourquoi il n'est généralement pas recommandé d'installer le bulbe sur cette tuyauterie verticale.

Si le bulbe est chargé avec du liquide (charge liquide ou charge MOP), le capillaire de liaison avec le train thermostatique doit impérativement partir vers le haut (comme représenté ci-contre) afin d'empêcher la charge du bulbe de descendre vers la tête du détendeur par gravité *(voir : Problème du train thermostatique, page 294).*

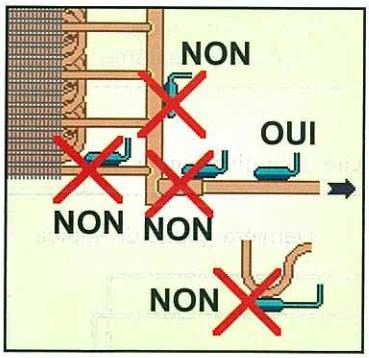


Le monteur ignorant généralement le type de charge du bulbe, il est préférable de ***toujours*** *faire partir le capillaire vers le haut.*

Nous venons de voir également qu'il est déconseillé d'installer le bulbe sur une partie verticale de la tuyauterie d'aspiration.

S'il est impossible de fixer le bulbe sur une portion horizontale de tuyauterie, il sera toujours préférable de l'installer sur une partie verticale où le fluide frigorigène circule *de haut en bas*.

Dans ce dernier cas, au lieu de circuler *de temps en temps,* l'huile retourne *régulièrement* vers le compresseur. Le passage de l'huile n'occasionne alors plus des pulsations périodiques du détendeur.



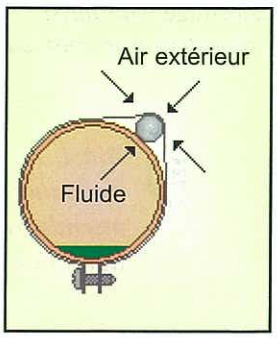
Le monteur devrait toujours garder présent à l'esprit que le détendeur régule en fonction de la température du bulbe. C'est pourquoi tout emplacement du bulbe ne donnant pas une image représentative de la température des gaz quittant l'évaporateur ne pourra que donner un fonctionnement farfelu.

Par exemple, le bulbe ne devra pas être positionné sur le collecteur d'aspiration (la température de sortie des nappes inférieures n'est pas prise en compte) ou sur le tube de sortie d'une des nappes de l'évaporateur. De même, il ne faudra pas l'installer sur un raccord brasé ou sur un coude (le contact entre le bulbe et le tube serait alors obligatoirement mauvais).

Remarquez que le bulbe n'est pas soumis uniquement à la température du fluide circulant dans la tuyauterie d'aspiration.

En effet, la température extérieure régnant *autour du bulbe* l'influence tout autant. ***Il est donc essentiel de favoriser le mieux possible la température du fluide et de défavoriser au maximum la température extérieure !***

Pour favoriser la température du fluide, le tube doit être parfaitement propre. Aussi, n'hésitez pas à le nettoyer.



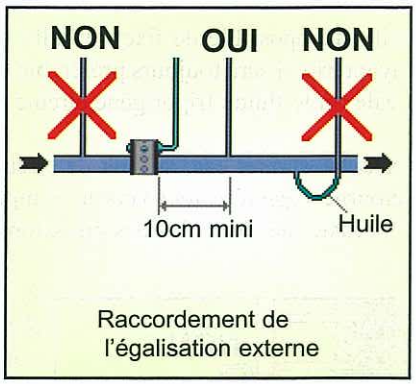
Bien sûr le bulbe doit également être propre et parfaitement rectiligne.

Il sera possible d'améliorer encore le contact à l'aide d'une pâte thermo-contact spéciale qui favorise la transmission de la chaleur. Évidemment, le collier de fixation doit être parfaitement serré et le monteur ne doit pas réussir à faire tourner à la main l'ensemble bulbe-collier autour du tube...

Pour défavoriser la température de l'air autour du bulbe, il sera nécessaire de le calorifuger soigneusement. Le calorifuge utilisé devra être *démontable* (pour permettre une inspection facile non destructive) et *imperméable* afin qu'il ne s'engorge pas d'eau (ce qui donnerait une grosse inertie au bulbe).

Notez que le calorifugeage du bulbe du détendeur est d'autant plus indispensable que l'écart de température entre le fluide et l'air extérieur est important..

Rappelons également que l'égalisation externe doit être raccordée en aval du bulbe de sorte à ce qu'une éventuelle fuite de liquide au presse-étoupe du détendeur ne provoque pas une fermeture intempestive *(voir : Panne du détendeur trop petit - Aspect pratique, page 61).*



Raccordement de l'égalisation externe

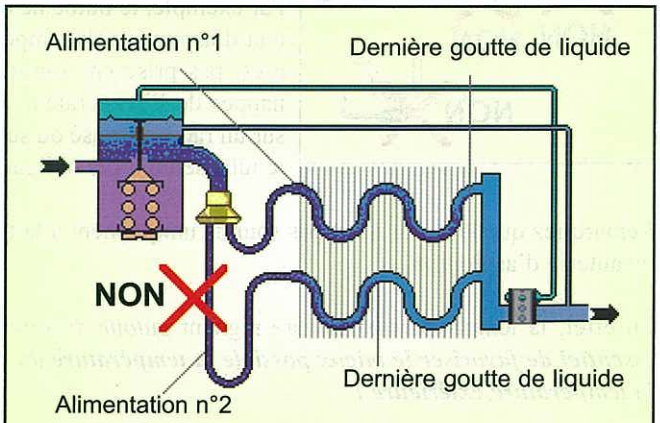
A ce propos, notons que l'égalisation externe doit être raccordée sur la partie supérieure du tube.

En effet, si l'huile qui circule dans le bas de la tuyauterie d'aspiration arrivait à se piéger dans la canalisation d'égalisation, les variations normales de la BP seraient beaucoup plus longues à parvenir sous la membrane du détendeur, ce qui fausserait immanquablement son fonctionnement.

Rappelons enfin que si l'évaporateur est alimenté par l'intermédiaire d'un distributeur de liquide, la longueur de chaque tube d'alimentation doit être identique.

Dans l'exemple ci-contre le tube d'alimentation n°2 est beaucoup plus long que le tube n°1.

Le ΔP du tube n°2 étant plus important, la dernière goutte de liquide se vaporise plus tôt que dans le tube n°1 et la nappe n°2 est sous alimentée en liquide, même si le bulbe du détendeur est merveilleusement installé et calorifugé *(voir aussi : Panne de l'évaporateur trop petit, page 124).*



Longueur du tube n°2 > longueur du tube n°1

Ainsi, ne négligez jamais le montage du bulbe du détendeur. Pour caricaturer, ne vous étonnez pas de ne pas obtenir le fonctionnement attendu si vous fixez le bulbe sur l'entrée de l'évaporateur ou sur la ligne liquide !

LE DÉTENDEUR PRESSOSTATIQUE

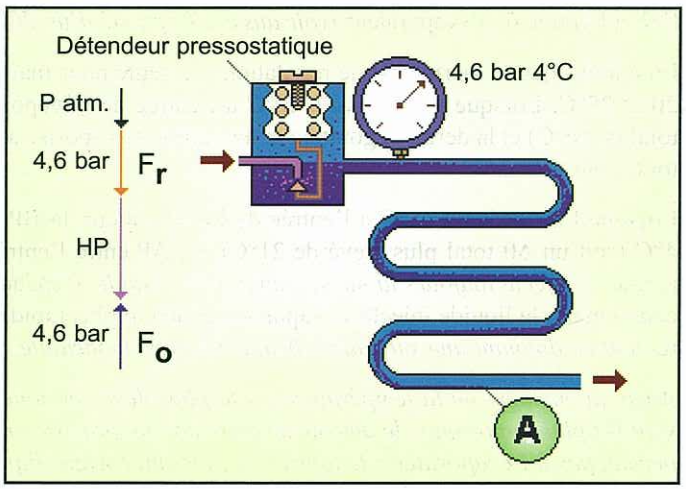
De nos jours, ce type de détendeur (appelé également *détendeur automatique*) n'est quasiment plus utilisé. On lui préfère maintenant soit le détendeur thermostatique (que nous venons d'étudier), soit le détendeur capillaire (que nous étudierons dans le prochain chapitre). Cependant, vous pourrez encore rencontrer des détendeurs pressostatiques principalement sur des anciennes machines de faible puissance (armoires ménagères, machines à glace ou vieux modèles de climatiseurs individuels).

Malgré la faible probabilité d'en rencontrer, nous étudierons malgré tout ce type de détendeur car la compréhension de son fonctionnement et des phénomènes qu'il engendre pourra assurément vous aider à améliorer votre connaissance des circuits frigorifiques et à mieux comprendre le chapitre suivant sur les détendeurs capillaires.

A) Fonctionnement du détendeur pressostatique.

Si le détendeur thermostatique est conçu pour maintenir une surchauffe constante, le détendeur *pressostatique* a pour rôle de maintenir une *pression* d'évaporation constante.

Vous voyez ci-contre le schéma de principe d'un détendeur pressostatique.



La pression atmosphérique (à l'intérieur du soufflet), le ressort de réglage et la HP (sur le dessus du pointeau) constituent les forces d'ouverture tandis que et la BP (sous le soufflet) représente la force de fermeture.

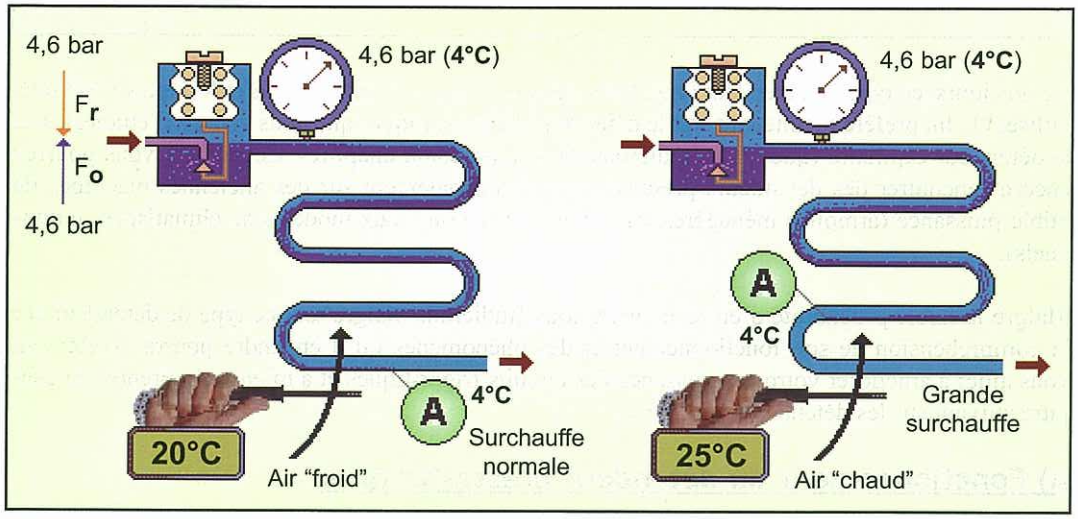
La pression atmosphérique varie très peu. Si nous admettons pour simplifier que la HP reste constante, les seules forces restant en présence sont celle due à la pression d'évaporation (**Fo**) et celle due au ressort (**Fr**) : C'est dire que c'est uniquement en bandant plus ou moins le ressort qu'on réglera la pression d'évaporation à la valeur désirée.

Dans la suite du chapitre, nous prendrons comme exemple un détendeur pressostatique dont le ressort a été réglé pour maintenir une pression d'évaporation de 4,6 bar (soit 4°C avec du R.22).

En examinant le schéma ci-dessus, on voit que si la BP veut dépasser 4,6 bar, le détendeur se ferme. Comme le compresseur continue d'aspirer, la BP redescend aussitôt vers 4,6 bar. A l'inverse, si la BP veut diminuer en dessous de 4,6 bar, le ressort ouvre le détendeur qui injecte du liquide dans l'évaporateur, ce qui fait aussitôt remonter la BP, *qui est donc maintenue en permanence à 4,6 bar.*

Ainsi, le détendeur réagit uniquement en fonction des variations de la BP et en aucun cas en fonction de la surchauffe (la position du point **A** n'intervient pas sur le fonctionnement du détendeur).

Examinons maintenant les conséquences de ce mode de fonctionnement lorsque la température de l'air qui arrive sur l'évaporateur varie.



La HP est constante et le ressort est réglé pour maintenir une pression d'évaporation constante de 4,6 bar (soit 4°C avec du R22) : C'est dire que le ΔP aux bornes du détendeur est maintenu constant et donc qu'il injecte *en permanence la même quantité de liquide*, quelle que soit la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur *(voir aussi : Capacité d'un détendeur thermostatique, page 32).*

Imaginons que le thermostat de régulation soit réglé pour maintenir la température ambiante entre 20 et 25°C. Lorsque l'air arrive à 20°C à l'entrée de l'évaporateur, la BP est de 4°C (soit un Δθ total de 16°C) et la dernière gouttelette de liquide se vaporise au point **A** en donnant une surchauffe tout à fait normale.

Lorsque l'air arrive à 25°C à l'entrée de l'évaporateur, la BP n'a pas changé et reste constante à 4°C (soit un Δθ total plus élevé de 21°C). Le ΔP entre l'entrée et la sortie du détendeur étant le même, *il injecte toujours la même quantité de liquide*. Cependant, *l'air étant plus chaud* que précédemment, le liquide injecté se vaporise beaucoup plus rapidement et le point **A** recule *obligatoirement en donnant une surchauffe beaucoup plus importante.*

Ainsi, au moment où la température est la plus élevée et donc au moment où les besoins en froid sont les plus importants, le détendeur automatique procure une plus grande surchauffe, ce qui ne permet pas à l'évaporateur de fournir sa puissance frigorifique maximale !

Quand le compresseur s'arrête en régulation, dès que la BP veut commencer à augmenter, le détendeur pressostatique se ferme : Il reste donc fermé pendant toute la durée de l'arrêt, ce qui limite la montée de la BP. Au redémarrage du compresseur, le détendeur reste fermé et interdit toute injection de liquide dans l'évaporateur tant que la BP ne descend pas à 4,6 bar *: Il permet donc de limiter la puissance absorbée par le moteur.*

Ce type de détendeur a donc pour principal inconvénient de ne pas s'adapter aux besoins frigorifiques en provoquant la plus grande surchauffe (et donc en limitant la puissance frigorifique) quand les besoins en froid sont les plus importants. La descente en température étant *plus longue* qu'avec un détendeur thermostatique, il ne peut être utilisé que sur des petites installations où les besoins en froid sont relativement réguliers. Par contre, il permet d'utiliser *un moteur moins puissant* puisqu'en fonctionnement, il interdit à la BP de dépasser sa valeur de réglage.

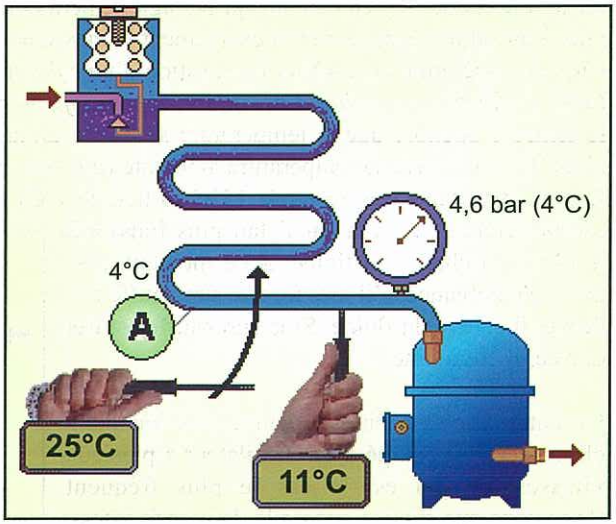
B) Problème de la charge en fluide frigorigène.

Imaginons qu'un frigoriste soit appelé en dépannage sur un petit climatiseur individuel car il fait trop chaud dans l'ambiance (plus de 27°C) alors que le client souhaite obtenir 20°C.

Il remarque que le détendeur est du type pressostatique puisqu'il ne possède ni capillaire, ni bulbe. La BP est très faible (-10°C) et le détendeur est abondamment givré. La surchauffe est très importante (plus de 30°C) et le sous refroidissement est très faible (environ 1°C). Il conclut donc à un manque de charge et procède à une recherche systématique des fuites.

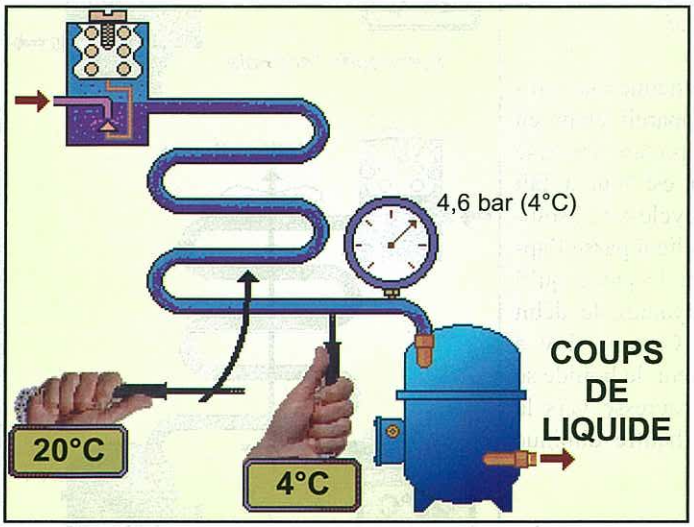
Ayant trouvé la fuite, il la répare puis il décide de procéder à un appoint de charge. La plaque signalétique du climatiseur indique qu'il doit contenir une charge de 420g de R22. Comme notre frigoriste n'a dans son véhicule ni cylindre de charge, ni balance, il décide de charger lentement en gaz.

Au début de la charge, la BP monte lentement jusqu'à 4,6 bar (soit 4°C), puis elle n'augmente plus. La surchauffe est encore élevée puisque le tube de sortie de l'évaporateur est à environ 20°C (soit une surchauffe de 16°C).



Il continue donc précautionneusement la charge en surveillant la surchauffe et le sous refroidissement et lorsqu'il quitte le chantier, les conditions de fonctionnement sont les suivantes : le sous refroidissement est d'environ 5°C, la température ambiante est de 25°C, la BP de 4,6 bar et la surchauffe est de 11 - 4 = 7°C.

Tandis que notre frigoriste est sur la route, satisfait de la qualité de son dépannage, imaginons la suite...



Le thermostat de régulation étant réglé pour couper à 20°C en ambiance, l'installation continue de fonctionner et la température ambiante continue de diminuer.

Mais, au fur et à mesure de la diminution de la température ambiante, *le détendeur continue toujours d'injecter la même quantité de liquide.*

Le point **A** se rapproche donc lentement de la sortie de l'évaporateur en provoquant une lente diminution de la surchauffe.

Fatalement, la surchauffe devient tellement faible que le liquide déborde de l'évaporateur jusqu'à obtenir un fonctionnement en coups de liquide permanents avec les conséquences que vous connaissez !

Alors, qu'aurait-il fallu faire ? Pour répondre à cette question, comprenons bien que les coups de liquide provoqués par la baisse (normale) de la température ambiante sont uniquement dus à *un excès de charge en fluide.* En effet, quand le constructeur indique sur la plaque signalétique une charge de 420g de R22, cette charge extrêmement précise correspond à des essais effectués en usine sur ce modèle d'appareil. Lors de ses tests, le constructeur fait diminuer la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur, puis il ajuste la charge de sorte à ne jamais atteindre une valeur trop basse de la surchauffe dans des conditions normales de fonctionnement.

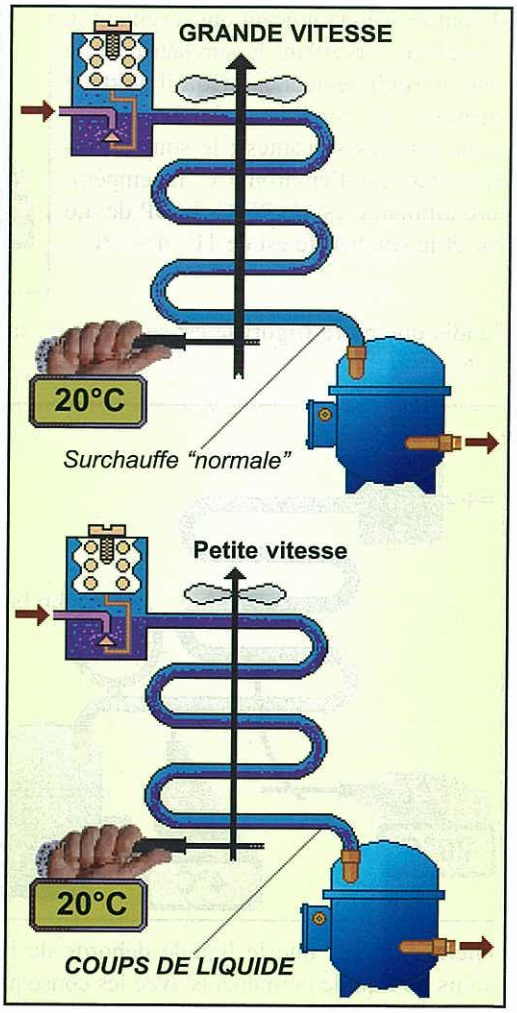
Le sous refroidissement n'est donc absolument plus un critère de charge avec un détendeur pressostatique !

La meilleure solution pour recharger ce type d'appareil consiste donc bien évidemment à récupérer tout le fluide (il y en peu puisqu'il s'agit de petits matériels), à effectuer un léger tirage au vide puis à introduire dans le circuit exactement la masse de fluide préconisée par le constructeur. Bien sûr, cette opération nécessitant l'utilisation d'un cylindre de charge ou d'une balance, *elle est plus facile à effectuer en atelier.* Lors de son dépannage, notre frigoriste n'avait vraisemblablement pas le temps d'attendre que la température ambiante diminue. Par contre, sachant que la surchauffe allait diminuer avec la température ambiante (qui était de 25°C), il aurait pu laisser une surchauffe plus importante (par exemple 15°C au lieu de 7°C) et repasser sur le chantier un peu plus tard (de préférence le matin car il fait plus frais) afin d'affiner la charge en fluide. A ce moment, avec 20°C en ambiance, s'il mesure une surchauffe trop faible, il enlève du fluide. Si la surchauffe est trop élevée, il en rajoute.

Un autre type de problème peut arriver lorsque le climatiseur est équipé d'un ventilateur à plusieurs vitesses, ce qui est le cas le plus fréquent. Rappelons que sur ces appareils, la grande vitesse est utilisée l'été en rafraîchissement, afin d'éviter de souffler de *l'air trop froid* sur les occupants. La petite vitesse est utilisée l'hiver en chauffage dans le but de souffler de l'air *plus chaud.*

Imaginons que le climatiseur maintienne une température ambiante de 20°C. L'appareil étant en grande vitesse, un débit d'air important traverse l'évaporateur. Le fonctionnement est tout à fait correct et la surchauffe en fin de cycle est absolument normale. A ce moment, si le client passe l'appareil en petite vitesse (par exemple parce qu'il trouve la grande vitesse trop bruyante), le débit d'air sur l'évaporateur diminue. Comme il y a moins d'air qui traverse l'évaporateur, le liquide se vaporise moins intensément, il progresse vers la sortie de l'évaporateur et la surchauffe diminue dangereusement.

Il y a alors de fortes chances de provoquer des coups de liquide meurtriers au compresseur.



Notez que le même type de problème peut arriver, *même en grande vitesse*, **si le filtre à air placé sur l'aspiration du ventilateur est trop encrassé,** ce qui provoquerait obligatoirement une diminution du débit d'air.

Pour limiter ces problèmes, il est indispensable que l'appareil soit parfaitement chargé en fluide frigorigène, selon les recommandations du constructeur. Il faut également assurer un entretien sérieux et régulier et éduquer le client à bien utiliser son appareil.

EXERCICE :

Pensez-vous qu'il soit intéressant, sur une installation à compresseur unique possédant 2 points de froid (l'un vaporisant par exemple à -10°C et l'autre à +2°C), d'utiliser des détendeurs pressostatiques pour alimenter chacun des 2 évaporateurs ?

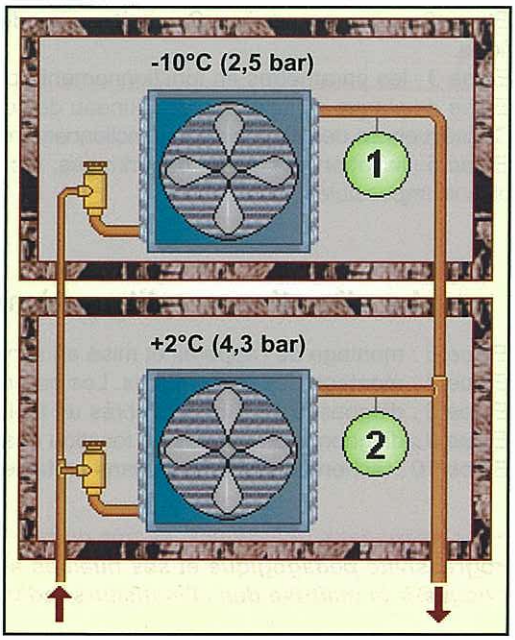
Correction de l'exercice.

Pour équiper ces 2 postes d'un détendeur pressostatique, Il faudrait être capable de maintenir 2,5 bar (-10°C avec le R22) au point **1** et *simultanément* 4,3 bar (+2°C) au point **2**.

Or ces 2 points sont reliés ensemble par la canalisation d'aspiration, ce qui signifie que la pression en **1** et la pression en **2** *sont obligatoirement identiques !*

En conclusion, ce montage ne pourrait que donner un fonctionnement complètement farfelu (vous pouvez vous amuser à imaginer ce qui se passerait au démarrage).

Nous conclurons en affirmant qu'on ne peut utiliser un détendeur pressostatique que sur des petites installations à évaporateur unique, *dont les besoins en froid sont relativement réguliers.*

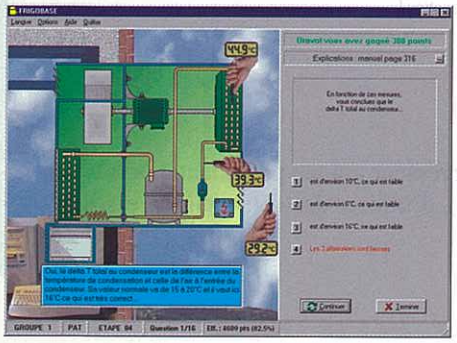


FRIGOBASE3

Le froid et la " clim " expliqués au débutant

pour Windows 95/98/Me/NT/2000/XP

Frigobase est une méthode complète d'apprentissage composée d'un manuel de 266 pages et d'un logic complet **permettant à un débutant d'acquérir toutes les connaissances nécessaires pour interver efficacement sur la plupart des climatiseurs individuels.**



Frigobase est un logiciel auto adaptatif qui pose des problèm concrets en s'adaptant à la qualité des réponses précédentes ainsi, à chaque passage sur le logiciel, les situations proposé seront différentes.

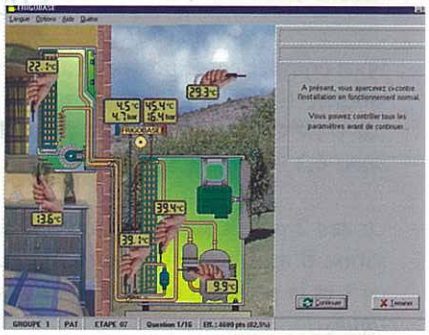
Vous répondez à chaque problème d'un simple clic de la souri Aussitôt, **Frigobase** met votre coefficient d'efficacité à jour et vo propose à l'écran un corrigé adapté. Vous pouvez interrompre à n'ir porte quel moment la séance en cours. La fois suivante, **Frigoba** vous dirigera exactement à l'endroit où vous vous trouviez.

La progressivité des difficultés sur une aussi grande diversité de problèmes permet d'acquérir un di gnostic rapide et sûr. L'auto correction en temps réel permet de progresser absolument seul en réa sant des progrès aussi rapides que spectaculaires.

THÈME DE CHAQUE ÉTAPE DE FRIGOBASE

Le climatiseur window

- *Etape 1 :* nom et rôle des différents composants du climatiseur.
- *Etape 2 :* mise en service. Compréhension du circuit frigorifique.
- *Etape 3 :* les paramètres en fonctionnement normal.
- *Etape 4 :* plaque signalétique et panneau de commande. Conséquences des anomalies de fonctionnement.
- *Etape 5 :* initiation aux petits dépannages, les pannes possibles et impossibles.



Le climatiseur split système.

- *Etape 6 :* montage de l'appareil et mise en service avec la télécommande.
- *Etape 7 :* montage des manomètres. Les paramètres en fonctionnement normal.
- *Etape 8 :* diagnostic de pannes d'après un tableau de tendances.
- *Etape 9 :* diagnostic de pannes en fonction des relevés de pression et de température.
- *Etape 10 :* recherche des erreurs dans un tableau de tendance.

Avec ses animations graphiques, sa très grande simplicité d'utilisation, son fonctionnement interactif, sa progressivité pédagogique et ses qualités auto adaptatives, Frigobase est vraiment l'outil idéal pour acquérir la maîtrise des climatiseurs individuels.

Kotza International

CD de démonstration absolument gratuit sur simple demande :

www.kotza.com

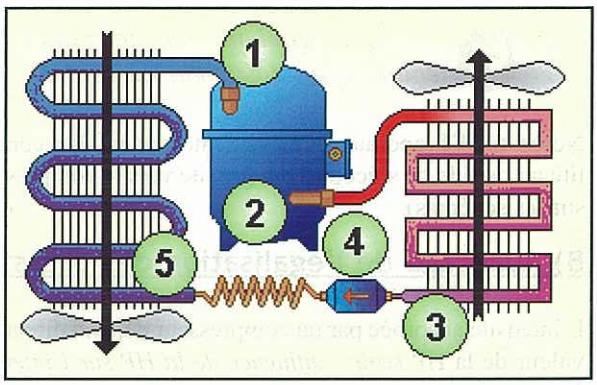
LE DÉTENDEUR CAPILLAIRE

De tous les détendeurs existants, le détendeur capillaire est assurément le plus simple puisqu'il n'est constitué que d'un simple morceau de tube frigorifique de petit diamètre, ce qui lui assure un coût de revient extrêmement faible. De plus, il ne contient aucun organe mécanique et il ne possède aucun réglage, ce qui lui confère une fiabilité et une tenue dans le temps excellentes.

Malgré quelques précautions à respecter, que nous verrons dans ce chapitre, les nombreux avantages du détendeur capillaire expliquent son choix pour équiper de très nombreux matériels de petite puissance, surtout lorsqu'ils sont fabriqués en grande série : Climatiseurs, réfrigérateurs ménagers, petites pompes à chaleur, petits meubles frigorifiques...

A) Fonctionnement.

L'objet de ce chapitre est de bien mettre en évidence les précautions nécessaires pour toute intervention sur un circuit frigorifique équipé d'un détendeur capillaire. Pour commencer, examinons un tel circuit :



Vu la petite puissance des matériels, *le compresseur utilisé sur ce type de circuit est généralement une cloche hermétique.* Les vapeurs quittant l'évaporateur sont le plus souvent aspirées sur la partie haute du compresseur (repère **1**). C'est pourquoi cette zone est plutôt fraîche, le dessus de la cloche étant « tiède ».

Les gaz aspirés passent ensuite sur le moteur du compresseur dont ils assurent le refroidissement. L'huile se trouve dans le fond de la cloche (repère **2**), et les gaz refoulés étant très chauds, la partie inférieure du compresseur l'est également.

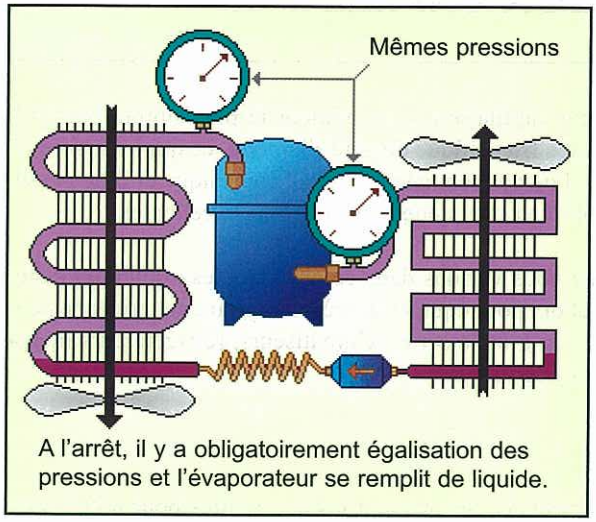
Vous pourrez parfois déceler une anomalie par un simple toucher de la cloche hermétique (attention aux brûlures, la zone 2 peut être très chaude !).

Le liquide sous refroidi qui sort du condenseur (repère **3**) passe ensuite dans un filtre ou un filtre déshydrateur (repère **4**). Ce filtre est indispensable afin **d'éviter la plus grosse panne du capillaire** : Une obstruction par une impureté (copeau de cuivre, grain de décapant ou de brasure...), qui empêcherait le passage du liquide en donnant les symptômes de « la panne du détendeur trop petit ». Le liquide détendu qui sort du capillaire (repère **5**) traverse alors l'évaporateur puis les vapeurs surchauffées retournent au compresseur.

EXERCICE :

Nous n'avons pas représenté la bouteille liquide en sortie du condenseur. A votre avis, est-il recommandé d'en mettre une ? Pourquoi ?

Correction de l'exercice.



Tout d'abord, il est essentiel de bien comprendre qu'un détendeur capillaire n'est rien d'autre qu'un morceau de tube très fin ***dont l'orifice est ouvert en permanence.***

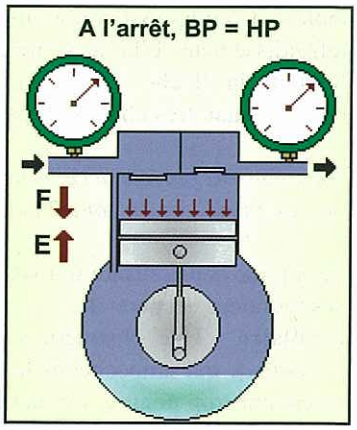
En fonctionnement, la HP s'applique *sur l'entrée* du capillaire mais on retrouve la BP sur *sa sortie*. Le capillaire restant ouvert en permanence, quand le compresseur s'arrête rien ne peut empêcher le liquide de HP de continuer à s'engouffrer dans le capillaire (puis dans l'évaporateur), jusqu'à ce que les pressions HP et BP s'égalisent exactement. En conclusion, à l'arrêt du compresseur, le condenseur se vide dans l'évaporateur qui se remplit de liquide.

Si on installait *en plus* une bouteille liquide, son contenu pourrait sans problème migrer dans l'évaporateur à l'arrêt et l'engorger complètement, d'autant plus que l'évaporateur est « froid » : *Ce serait alors un formidable coup de liquide au prochain démarrage du compresseur !*

C'est pourquoi on n'installe jamais de bouteille liquide sur un circuit équipé d'un détendeur capillaire.

Notez que l'évaporateur doit obligatoirement être conçu de sorte à interdire à l'arrêt toute possibilité au liquide de s'écouler par gravité vers le compresseur (c'est pourquoi il est alimenté par le bas sur les schémas).

B) Avantage de l'égalisation des pressions à l'arrêt.



L'intensité absorbée par un compresseur dépend directement de la valeur de la HP *(voir : influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43).*

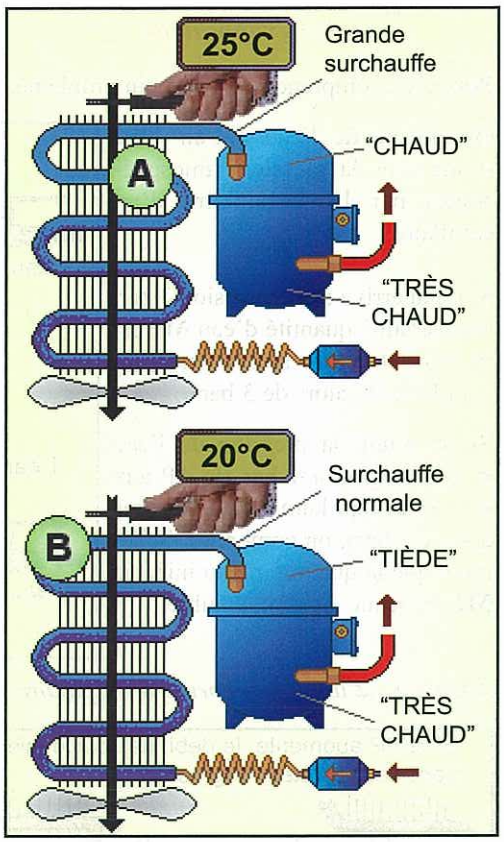
Nous venons de voir que les pressions BP et HP s'égalisent à l'arrêt du compresseur. Or, lorsque le compresseur démarre, la HP ne monte pas instantanément, mais elle augmente *lentement* jusqu'à atteindre sa valeur normale de fonctionnement.

Cela signifie que pendant toute la phase de mise en régime, l'intensité absorbée est d'abord faible, puis elle augmente progressivement en même temps que la HP.

Ainsi, le démarrage du moteur du compresseur se passe facilement, sans contrainte excessive, avec une intensité de démarrage très limitée. L'égalisation de pression à l'arrêt provoquée par le détendeur capillaire permet donc, grâce à un démarrage plus facile, *d'utiliser un moteur électrique plus petit*. Cela est particulièrement intéressant sur le plan économique, vous l'imaginez, lorsque le moteur est du type *monophasé* et qu'il équipe du matériel de grande série (réfrigérateurs ménagers, climatiseurs...) !

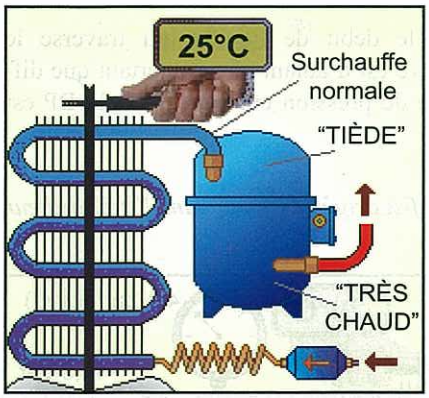
C) Problème de la charge en fluide frigorigène.

La charge en fluide frigorigène représente sans aucun doute le problème le plus délicat sur ce type d'installation. Pour bien comprendre, regardons le comportement *d'un petit climatiseur dont la charge en fluide frigorigène est tout à fait correcte.*



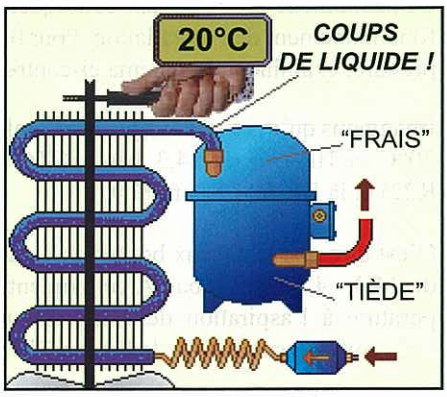
Quand l'air qui arrive sur l'évaporateur est chaud (par exemple 25°C), la vaporisation du fluide frigorigène est très intense. La dernière molécule de liquide se vaporise assez tôt ***(point A)*** et la surchauffe est plutôt importante (par ex. une quinzaine de°C). Le dessus de la cloche hermétique est relativement chaud (par ex. 35°C), le bas du compresseur est très chaud (par ex. 60°C).

Un peu plus tard, imaginons que l'air arrive à 20°C sur l'évaporateur. L'air étant plus froid que précédemment, la vaporisation est moins intense et, ***attendu que le capillaire continue d'injecter quasiment la même quantité de fluide frigorigène***, la dernière molécule de liquide se rapproche de la sortie de l'évaporateur ***(point B).*** *C'est pourquoi la surchauffe diminue au fur et à mesure de la diminution de la température de l'air* pour atteindre en fin de cycle par exemple 7°C. Le dessus de la cloche est alors tiède (par ex. 30°C) et le bas du compresseur reste très chaud.



Imaginons maintenant qu'à la suite d'une intervention chez un client, un frigoriste désire procéder à un appoint de charge sur ce climatiseur. Comme il n'a ni cylindre de charge, ni balance, il décide de charger lentement en gaz.

La température ambiante étant de 25°C, il charge le climatiseur jusqu'à obtenir une surchauffe normale (par ex. 7°C). La température de la cloche hermétique est normale, le climatiseur « fait du froid ». Notre frigoriste quitte donc le chantier l'esprit tranquille...



Mais, au fur et mesure de la diminution de la température ambiante, la surchauffe diminue. Si le thermostat est réglé pour couper à 20°C, il y alors de fortes chances que le compresseur prenne des coups de liquide !

Notez que plus la surchauffe diminue et plus la température de la cloche (haut et bas) diminue par rapport à la normale.

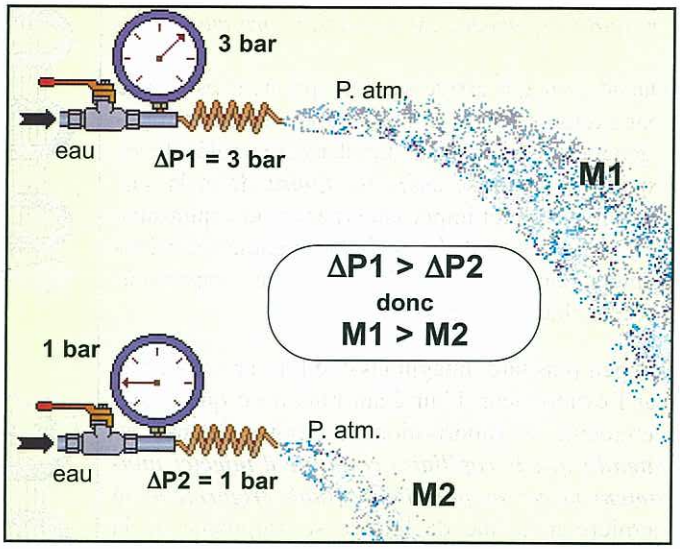
Ainsi, nous venons de voir le premier danger d'une charge approximative : La surchauffe dépend de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

Pour bien comprendre le prochain problème, examinons le montage ci-dessous :

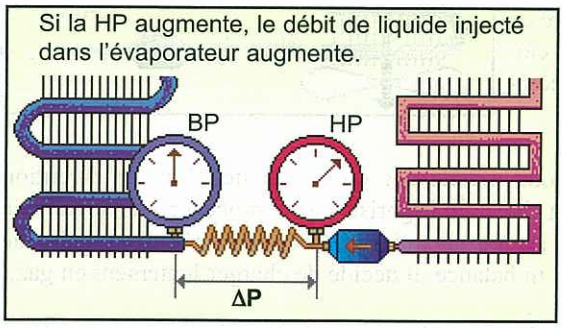
On injecte de l'eau à l'air libre (donc sous la pression atmosphérique) par l'intermédiaire d'un capillaire.

Si l'eau arrive à une pression 3 bar, une certaine quantité d'eau **M1** est injectée (le ΔP aux bornes du capillaire est alors de 3 bar).

Si on réduit la pression de l'eau d'alimentation à 1 bar (le ΔP aux bornes du capillaire n'est alors plus que de 1 bar), on comprend facilement que la quantité d'eau injectée **M2** devienne alors plus faible.



Ainsi, quand le ΔP aux bornes du capillaire diminue, le débit d'eau injecté diminue également.



Bien évidemment, le même phénomène se produit si, au lieu d'utiliser de l'eau, on injecte du fluide frigorigène.

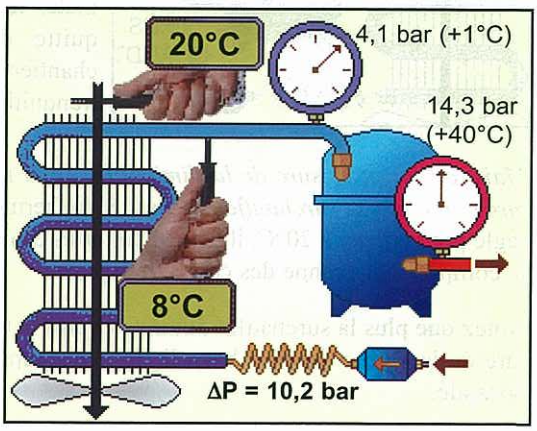
Ainsi, le débit de liquide qui traverse le capillaire est d'autant plus important que différence de pression entre la HP et la BP est élevée.

En pratique, plus la HP augmente et plus le débit de fluide frigorigène injecté dans l'évaporateur augmente.

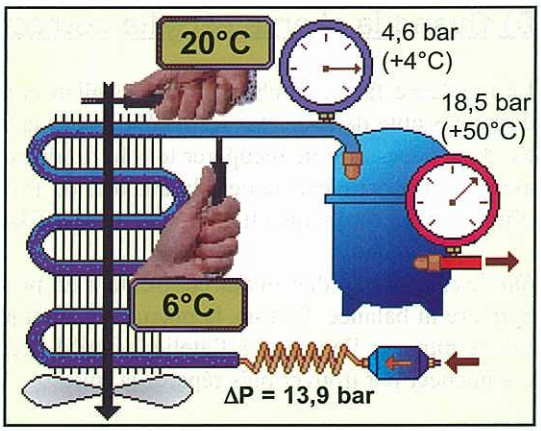
Ce phénomène n'est pas sans conséquence sur le fonctionnement de l'installation. Pour bien comprendre, examinons le schéma ci-contre.

Imaginons qu'avec une température ambiante de 20°C la HP soit de 14,3 bar (+40°C avec du R22) et la BP de 4,1 bar (+1°C).

C'est dire que le ΔP aux bornes du capillaire est de 14,3 - 4,1 = 10,2 bar. A ce moment, la température à l'aspiration du compresseur est de 8°C, soit une surchauffe de 8 - 1 = 7°C.



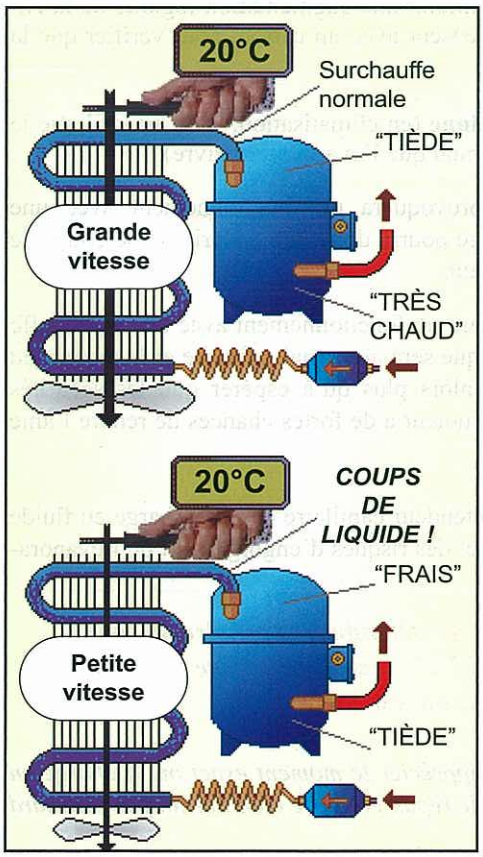
Quelle qu'en soit la raison (condenseur encrassé, augmentation de la température de l'air à l'entrée du condenseur...), imaginons maintenant que la HP augmente par exemple à 18,5 bar. Puisque la HP augmente, le compresseur aspire moins de gaz *(voir : Influence des pressions sur le débit masse, page 41)* et la BP augmente également, par exemple à 4,6 bar.



Le ΔP au capillaire passe donc de 10,2 bar à 13,9 bar ce qui provoque une augmentation sensible de la quantité de liquide injecté dans l'évaporateur. La dernière molécule de liquide s'approche donc du compresseur et la surchauffe mesurée à l'aspiration diminue (dans l'exemple, elle n'est plus que de 6 - 4 = 2°C).

Ainsi, nous venons de voir un second danger de la charge approximative : La surchauffe à l'aspiration dépend de la HP.

Lorsque le détendeur capillaire équipe un climatiseur, un autre problème peut intervenir sur le bon fonctionnement. Il s'agit de la vitesse de ventilation, les climatiseurs étant généralement équipés d'un moteur à plusieurs vitesses. Rappelons une nouvelle fois que sur ce type d'appareils, la grande vitesse est utilisée l'été en rafraîchissement afin d'éviter de souffler de *l'air trop froid* sur les occupants. La petite vitesse est surtout utilisée l'hiver en chauffage dans le but de souffler de l'air *plus chaud* sur les occupants.



Imaginons que le climatiseur soit réglé pour maintenir une température ambiante de 20°C. L'appareil étant en grande vitesse, un débit d'air important traverse l'évaporateur. Le fonctionnement est tout à fait correct et la surchauffe en fin de cycle est absolument normale.

A ce moment, si le client passe l'appareil en petite vitesse (souvent parce qu'il trouve la grande vitesse trop bruyante), le débit d'air sur l'évaporateur diminue. Comme il y a moins d'air qui traverse l'évaporateur, le liquide se vaporise moins intensément, il progresse vers le compresseur et la surchauffe diminue dangereusement.

Il y a alors de fortes chances de provoquer des coups de liquide meurtriers au compresseur.

En fait, la plupart des causes étudiées dans la « panne de l'évaporateur trop petit » peuvent provoquer des coups de liquide dangereux sur ce type d'installation, que ce soit en climatisation ou en froid commercial, puisqu'il n'y a plus le détendeur thermostatique pour contrôler l'injection de liquide *(voir : Panne de l'évaporateur trop petit - aspect pratique, page 114).*

D) Quand la charge est-elle correcte ?

La meilleure façon de charger une installation équipée d'un détendeur capillaire est sans aucun doute possible de respecter *scrupuleusement* la masse de fluide recommandée par le fabricant. Il est donc nécessaire de récupérer tout le fluide pouvant rester dans l'appareil, puis de tirer au vide avant d'introduire exactement la quantité de fluide indiquée sur la plaque signalétique au moyen d'un cylindre de charge ou d'une balance suffisamment précise.

Sur le chantier, le dépanneur confronté à un problème de manque de charge n'a généralement ni cylindre ni balance. Parfois, la plaque signalétique est inexistante ou illisible. S'il lui est impossible de ramener l'appareil à l'atelier et qu'il décide de réparer sur place, il devra *impérativement* commencer par trouver puis réparer la fuite...

Au moment de charger, il devra introduire *précautionneusement* le fluide, *si possible en phase gazeuse,* sauf lorsque le frigorigène utilisé est un mélange de fluide *(voir page 412)*, en mesurant en permanence l'évolution de la surchauffe à l'aspiration du compresseur. En froid commercial, il sera souvent possible de contrôler de visu l'avancée du givre sur l'évaporateur au fur et à mesure de la réduction de la température de l'air.

Selon les conditions de fonctionnement au moment de la charge en fluide, le dépanneur devra se rappeler que **la surchauffe peut diminuer dangereusement si :**

- **La température ambiante diminue** (généralement, elle est élevée au moment du dépannage).
- **La HP augmente** (il est toujours possible de simuler une augmentation logique de la HP par exemple en bouchant partiellement le condenseur avec un carton, pour vérifier que la surhauffe reste acceptable).
- **La capacité d'échange de l'évaporateur diminue** (en climatisation, il est normal que le filtre s'encrasse. En froid commercial, il est normal que l'évaporateur givre).

Notons qu'une charge en fluide trop importante provoquera un fonctionnement avec une surchauffe à l'aspiration trop faible. Un excès de charge pourra donc être à l'origine de coups de liquide meurtriers qui risquent de détruire le compresseur.

A l'inverse, une charge en fluide insuffisante provoquera un fonctionnement avec une surchauffe à l'aspiration beaucoup trop élevée. La cloche hermétique sera alors mal refroidie et le moteur du compresseur va chauffer exagérément. Il ne restera alors plus qu'à espérer que les sécurités internes fonctionneront correctement, faute de quoi le moteur a de fortes chances de rendre l'âme prématurément !

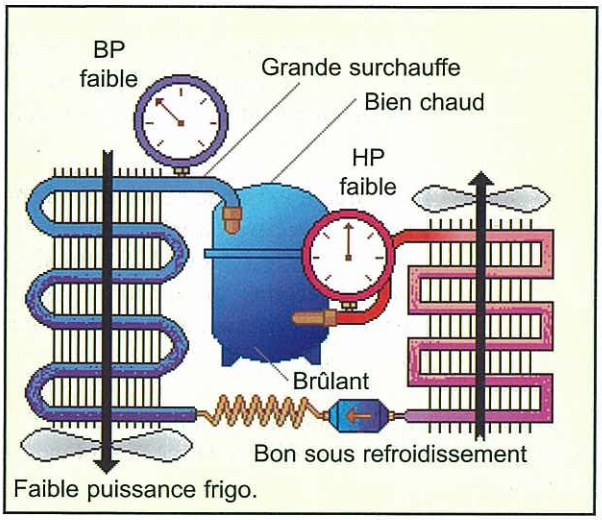
Enfin, rappelons que les installations équipées d'un détendeur capillaire ont une charge en fluide réduite à cause de l'équilibrage des pressions à l'arrêt et des risques d'engorgement de l'évaporateur qui en découlent.

C'est pourquoi, sur une installation avec détendeur capillaire, le sous refroidissement ne peut pas être considéré comme un critère déterminant pour apprécier si la charge en fluide est correcte.

Seule l'expérience pourra permettre au dépanneur d'apprécier le moment exact où la charge en fluide sera correcte. Dans le doute, il sera préférable de repasser sur le chantier un peu plus tard afin d'affiner éventuellement la charge.

E) Problème du remplacement du capillaire.

Malheureusement il arrive parfois que le capillaire se bouche, totalement ou partiellement. Cela peut principalement se produire après un grillage du compresseur ou lorsqu'une intervention sur le circuit n'a pas été réalisée en respectant les règles de l'art. Si le capillaire est bouché, il y a très peu de liquide dans l'évaporateur. La puissance frigorifique est donc faible et la surchauffe est très importante, ce qui provoque un échauffement tout à fait anormal de la cloche hermétique.

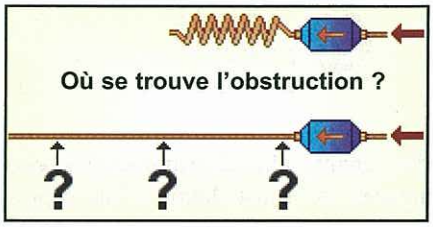


Attention, un manque de charge en fluide frigorigène donnerait les mêmes symptômes. Cependant, s'il manquait du fluide dans le circuit, il en manquerait également dans le condenseur et le sous refroidissement serait mauvais. *A l'inverse,* si c'est le capillaire qui est bouché, le fluide manquant dans l'évaporateur se trouve obligatoirement dans le condenseur et le sous refroidissement est alors tout à fait correct.

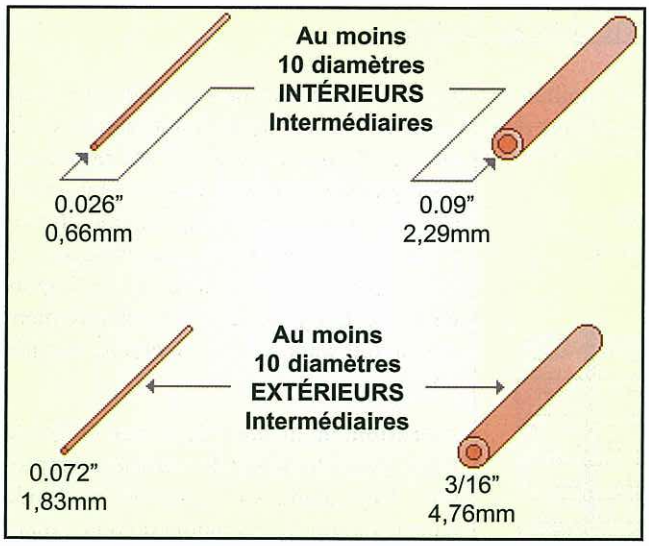
Un autre indice est extrêmement précieux pour diagnostiquer à coup sûr un capillaire bouché. En effet, si on arrête le compresseur, les pressions doivent rapidement s'égaliser. Si le capillaire est bouché, l'égalisation des pressions à l'arrêt ne se produit plus (si l'obstruction est partielle, l'égalisation est d'autant plus longue que le colmatage est important).

Attention à ne pas confondre un capillaire bouché avec un manque de fluide frigorigène.

Si on ne dispose pas d'un débouche capillaire (une pompe manuelle permettant d'injecter de l'huile sous très forte pression), on peut toujours essayer de déboucher un capillaire, par exemple en soufflant de l'azote sous forte pression à contre sens. On peut aussi essayer de le raccourcir *de quelques centimètres du coté de l'entrée*, en espérant que l'obstruction s'y trouve et sera ainsi éliminée. Malheureusement, cela ne réussit pas souvent et l'on est alors amené à remplacer le capillaire ainsi que le filtre placé en amont (en effet, si le filtre avait convenablement fait son travail, le capillaire ne serait pas bouché).



Si l'on dispose d'un capillaire d'origine, fourni par le fabricant de l'appareil défectueux et correspondant au modèle exact du capillaire bouché, l'opération est relativement simple à réaliser. *Par contre, si l'on veut fabriquer soi même le capillaire de remplacement, ce peut être le début de nombreux ennuis*. En effet, pour un modèle d'appareil donné, la détermination exacte d'un capillaire est une opération longue et coûteuse pour le fabricant, avec une grosse part d'expérimentation (c'est pourquoi l'utilisation d'un capillaire ne peut se concevoir que sur des appareils de grande série). De plus, chaque modèle de la gamme ayant une puissance frigorifique différente, le capillaire utilisé sur chacun de ces modèles est également différent (en longueur et parfois en diamètre) !



Un dépanneur non averti pourrait penser qu'il suffit de mesurer la longueur et le diamètre du capillaire bouché pour en fabriquer un autre exactement identique.

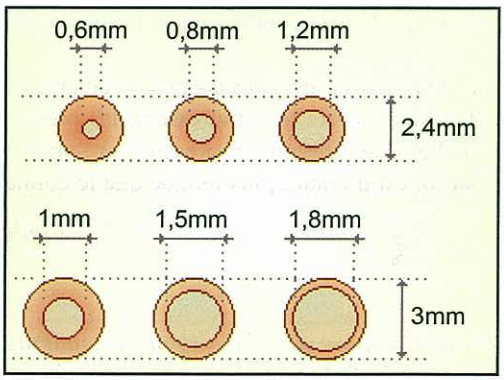
S'il est facile de mesurer la longueur du capillaire bouché, la détermination du diamètre est généralement moins évidente.

En effet, il existe au moins une dizaine de *diamètres intérieurs* différents compris entre 0,66 et 2,29 mm ainsi qu'une dizaine *de diamètres extérieurs différents* compris entre 1,83 et 4,76 mm !

Tous ceux qui ont déjà essayé de mesurer le diamètre exact d'un capillaire comprendront facilement qu'à moins de disposer d'un outil de calibrage des capillaires, le dépanneur ne pourra mesurer, souvent *de façon approximative*, que le diamètre extérieur.

Mais, pour le même diamètre extérieur mesuré, il existe plusieurs possibilités de diamètres intérieurs !

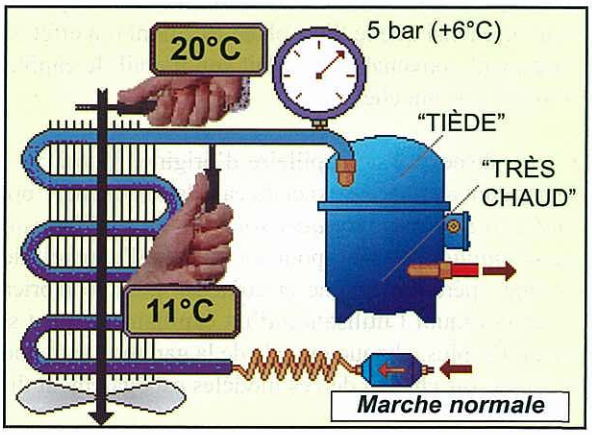
En effet, il suffit de feuilleter le catalogue des divers distributeurs de matériel frigorifique pour s'apercevoir qu'il existe du capillaire de diamètre extérieur 2,4mm, avec un diamètre intérieur *soit* de 0,6mmm, *soit* de 0,8mm, *soit* de 1,2mm. De même, en diamètre extérieur 3mm, il existe du capillaire avec un diamètre intérieur *soit* de 1mmm, *soit* de 1,5mm, *soit* de 1,8mm.

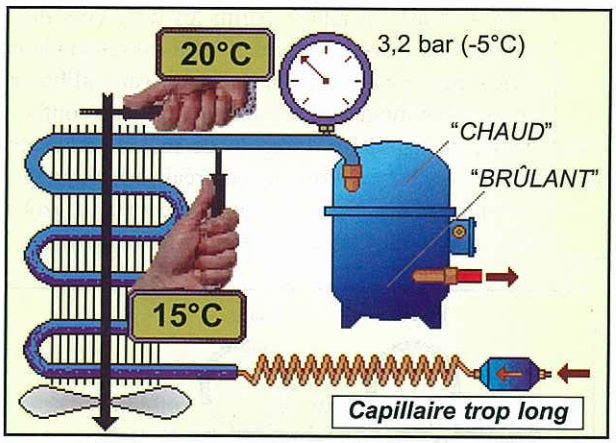


C'est pourquoi la mesure de la longueur et du diamètre extérieur ne peut en aucun cas permettre de fabriquer un capillaire de remplacement qui donnera le même fonctionnement que celui d'origine.

Maintenant, afin d'examiner les conséquences de l'installation d'un capillaire non adapté, prenons l'exemple du petit climatiseur ci-contre en fonctionnement normal.

L'air ambiant est à une température de 20°C, le manomètre BP indique 5 bar (soit 6°C avec du R22), la surchauffe à l'aspiration est de 11 - 6 = 5°C et la température de la cloche hermétique est tout à fait normale.



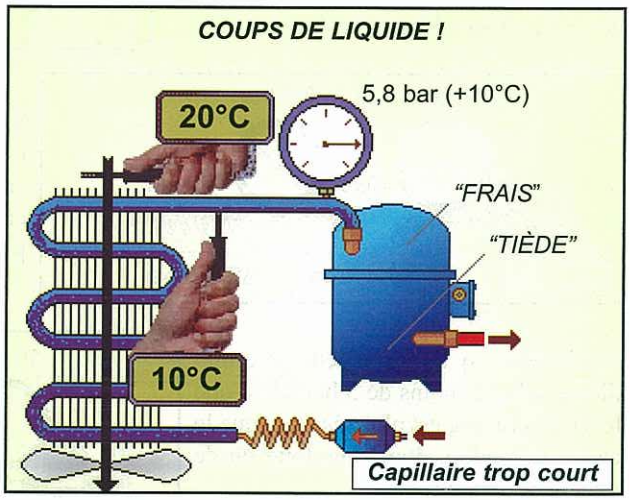


Si on installe un capillaire trop long (ou de même longueur que le modèle bouché, mais avec un diamètre intérieur plus petit), il y a beaucoup moins de liquide injecté dans l'évaporateur que précédemment.

C'est pourquoi la surchauffe à l'aspiration augmente, la BP diminue fortement et la cloche hermétique s'échauffe exagérément.

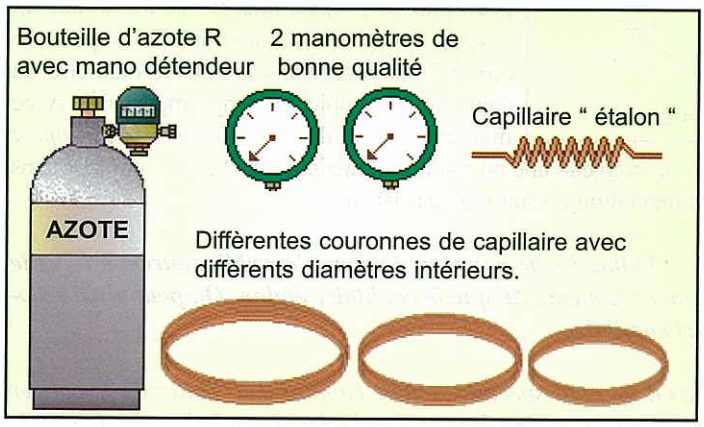
A l'inverse, si on installe un capillaire trop court (ou de même longueur que le modèle bouché, mais avec un diamètre intérieur plus gros), il y a beaucoup plus de liquide injecté dans l'évaporateur qu'en marche normale.

C'est pourquoi la surchauffe à l'aspiration diminue dangereusement (avec de gros risques de coups de liquide), la BP augmente et la température de la cloche hermétique est bien plus faible que la normale.



Ainsi, nous venons de voir qu'il n'est pas du tout raisonnable de vouloir confectionner soi même un capillaire de remplacement. La meilleure solution reste bien d'utiliser un capillaire d'origine fourni par le fabricant.

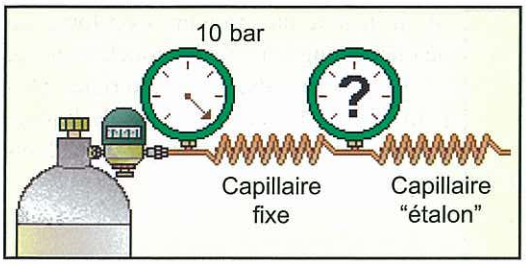
EXERCICE :



Essayez de trouver une méthode pratique permettant de recopier exactement un capillaire « étalon » de référence.

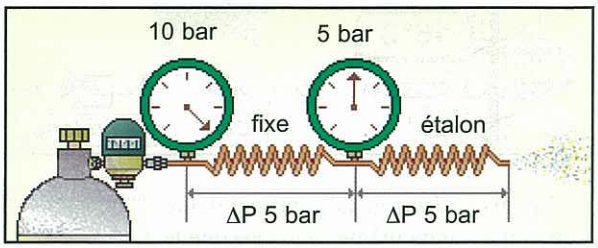
En plus de l'outillage usuel du frigoriste, vous disposez d'une bouteille d'azote « R » (**R**éfrigération, c'est à dire parfaitement déshydraté), de 2 manomètres de bonne qualité et d'un choix important de capillaires avec différents diamètres intérieurs.

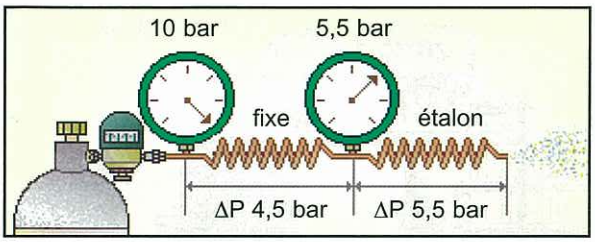
Correction page suivante...



Tout d'abord, on repère parmi les différents diamètres intérieurs disponibles celui correspondant exactement à notre capillaire étalon (un calibreur de capillaire rend bien service). Ensuite on confectionne un capillaire « fixe » de même longueur que le capillaire étalon, puis on réalise le montage ci-contre et on règle le mano-détendeur d'azote pour obtenir 10 bar sur le premier manomètre.

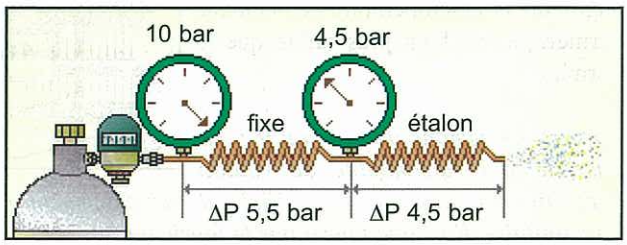
Si les 2 capillaires sont identiques, le ΔP à leurs bornes est obligatoirement le même puisqu'ils sont traversés par le même débit d'azote. Dans ce cas, puisque le capillaire étalon « crache » à la pression atmosphérique (0 bar), le manomètre intermédiaire devrait indiquer 5 bar.



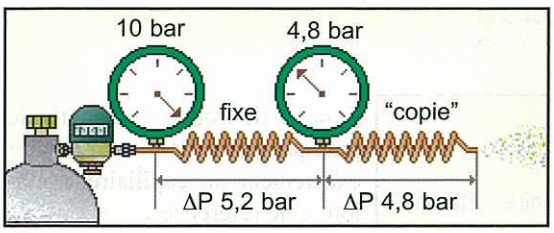


Si le manomètre intermédiaire indique une pression supérieure à 5 bar, c'est que le capillaire fixe est moins résistant que le capillaire étalon, donc moins long ou de plus gros diamètre.

A l'inverse, si le manomètre intermédiaire indique moins de 5 bar, c'est que le capillaire fixe est plus résistant que le capillaire étalon, donc plus long ou de plus petit diamètre.



Reprenons ce dernier exemple...



Si on enlève le capillaire étalon et qu'on le remplace par un capillaire de « copie » volontairement plus long (donc plus résistant), on devrait obtenir une pression intermédiaire supérieure aux 4,5 bar précédents (sinon, le diamètre du capillaire de copie est trop important). A ce moment, il suffit de *raccourcir progressivement* le capillaire de copie jusqu'à obtenir de nouveau une pression intermédiaire de 4,5 bar (comme dans le dernier exemple), la pression d'alimentation restant réglée à 10 bar.

Dès que le manomètre intermédiaire indiquera de nouveau 4,5 bar, c'est obligatoirement que le capillaire de copie présente exactement le même ΔP que le capillaire étalon. On peut ainsi recopier avec exactitude n'importe quel capillaire.

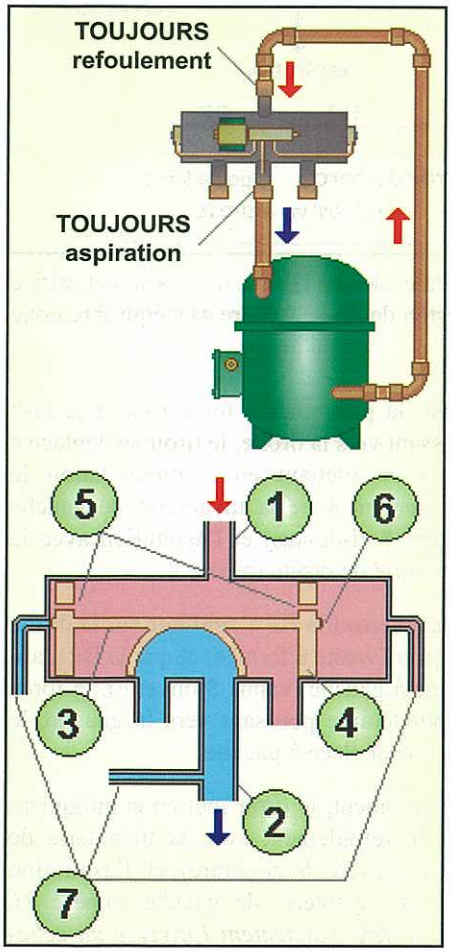
A NOTER : *si vous ne disposez pas d'un outil spécial " coupe capillaire ", évitez de le couper avec un coupe tube, car cela écrase l'extrémité coupée et réduit le diamètre. Préférez une simple lame de scie pour entailler le tube à l'endroit désiré puis finissez la cassure du capillaire à la main.*

LA VANNE 4 VOIES D'INVERSION DE CYCLE

De très nombreuses pompes à chaleur ont été installées depuis le premier choc pétrolier de 1973. La plupart de ces pompes à chaleur sont équipées d'une vanne d'inversion de cycle à 4 voies utilisée soit pour passer la pompe en régime été (refroidissement), soit pour dégivrer la batterie extérieure en régime hiver (chauffage).

L'objet de ce chapitre est d'étudier le fonctionnement de la vanne d'inversion de cycle à 4 voies (**V4V**), qui équipe la majorité des pompes à chaleur air-air classiques ainsi que les systèmes de dégivrage par inversion de cycle *(étudiés page 433)*, de sorte à être capable de remédier efficacement aux dysfonctionnements les plus courants.

A) Fonctionnement de la V4V :



Examinons ci-contre le schéma de l'une de ces vannes, constituée d'une grosse vanne principale à 4 voies et d'une petite électrovanne pilote à 3 voies montée sur le corps de la vanne principale. Pour l'instant, intéressons-nous de près à la vanne principale à 4 voies :

Remarquons d'abord que sur les 4 raccordements de la vanne principale, 3 sont placés côte à côte (*l'aspiration du compresseur est toujours raccordée sur celui du milieu*) et que le quatrième raccordement se trouve *seul* de l'autre coté *(on y raccorde toujours le refoulement du compresseur*)

Notez que le raccordement du refoulement peut être décentré sur certains modèles de V4V.

Le refoulement (repère 1) et l'aspiration (repère 2) du compresseur sont TOUJOURS raccordés comme indiqué sur le schéma.

A l'intérieur de la vanne principale, la communication entre les différentes voies est assurée par un tiroir amovible (repère **3**) coulissant entre 2 pistons (repère **4**). Chaque piston est percé d'un petit orifice (repère **5**) et est équipé d'un pointeau (repère **6**).

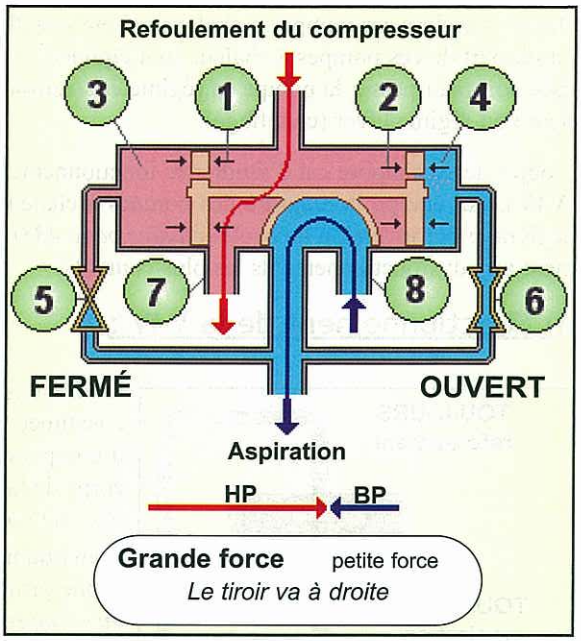
Enfin, 3 capillaires (repères **7**) sont piqués sur le corps de vanne, comme indiqué sur le schéma, et raccordés sur l'électrovanne pilote.

Chaque élément que nous venons de présenter à son rôle dans le fonctionnement de la vanne V4V. C'est dire que si l'un de ces éléments est défaillant, il peut être à l'origine d'une anomalie de fonctionnement très difficile à déceler si l'on ne maîtrise pas bien le principe de fonctionnement de la vanne.

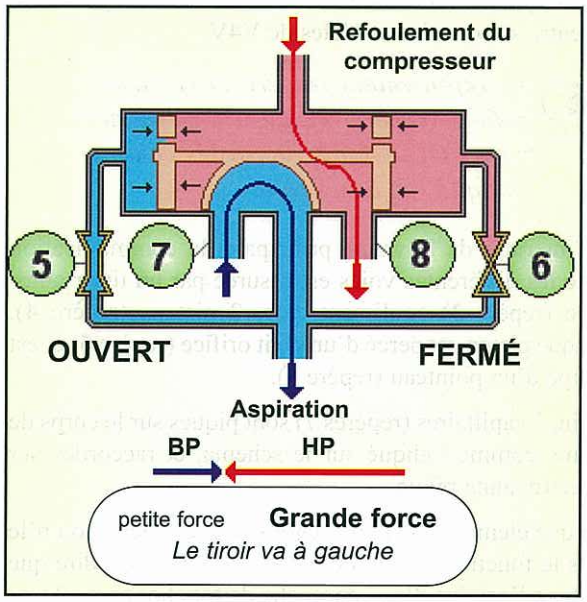
Étudions maintenant comment fonctionne la vanne principale...

Si la V4V n'est pas installée et qu'on alimente la petite électrovanne pilote, on l'entend distinctement « cliquer » *mais le tiroir ne bouge pas*. En effet, pour faire bouger le tiroir à l'intérieur de la vanne principale, il est absolument nécessaire que les pressions HP et BP soit présentes à l'intérieur de cette vanne. Voyons pourquoi...

Le refoulement du compresseur (la HP) et l'aspiration (la BP) sont toujours raccordés comme représenté ci-contre. Pour l'instant, *nous simulerons le fonctionnement de l'électrovanne pilote à 3 voies par l'intermédiaire de 2 vannes manuelles* : L'une fermée (repère **5**) et l'autre ouverte (repère **6**). *Au centre de la vanne*, la HP exerce une force sur les 2 pistons, qui pousse le tiroir vers la gauche (repère **1**) et en même temps vers la droite (repère **2**). *Ces 2 forces étant identiques, elles s'annulent.*



Rappelez-vous que les 2 pistons sont percés d'un petit orifice. La HP peut donc passer *derrière* le piston de gauche (repère **3**) et elle pousse alors le tiroir vers la droite. Simultanément, la HP passe également derrière le piston de droite (repère **4**). Mais, comme la vanne **6** est ouverte ***et que le diamètre du capillaire de liaison est beaucoup plus important que le diamètre de l'orifice du piston***, les molécules de gaz HP qui traversent cet orifice sont aussitôt aspirées dans la BP. La pression derrière le piston de droite (repère **4**) s'équilibre donc avec la BP.



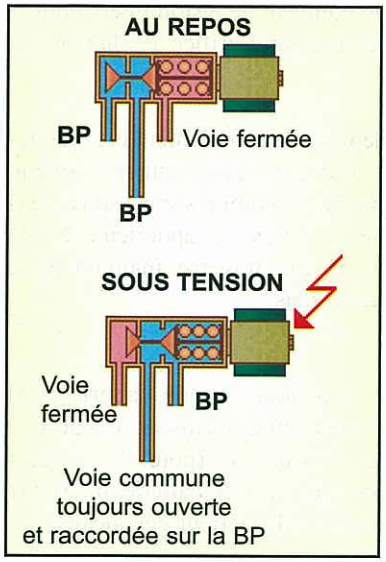
Ainsi, la plus grande force (due à la HP) poussant vers la droite, le tiroir se déplace à droite en mettant en communication le refoulement avec la tuyauterie de gauche (repère **7** ci-dessus) et l'aspiration avec la tuyauterie de droite (repère **8**).

Si maintenant la HP s'applique sur la droite du tiroir (vanne **6** fermée) et que la BP s'applique à gauche (vanne **5** ouverte), la force prépondérante poussant vers la gauche, le tiroir se déplace à gauche.

A ce moment, le tiroir met en communication le refoulement avec la tuyauterie de droite (repère **8** ci-contre) et l'aspiration avec la tuyauterie de gauche (repère 7), ***c'est à dire exactement l'inverse du schéma précédent !***

Rappelez-vous que c'est la différence de pression entre la HP et la BP qui permet au tiroir de se déplacer.

Bien sûr, il ne serait pas envisageable d'utiliser 2 vannes manuelles pour inverser le cycle de fonctionnement. C'est pourquoi nous allons maintenant étudier de plus près le fonctionnement de l'électrovanne pilote à 3 voies chargée d'automatiser cette inversion de cycle.



Nous avons vu que les déplacements du tiroir ne pouvaient se produire que s'il existe une différence de pression entre la HP et la BP. L'électrovanne pilote à 3 voies ne sert qu'à faire chuter la pression sur l'une ou l'autre des extrémités de la vanne principale. *C'est pourquoi cette électrovanne pilote, de très faible dimension, est exactement la même quel que soit le diamètre de la grosse vanne principale.*

La voie centrale est la voie commune (qui n'est jamais fermée) et qui est raccordée sur la BP.

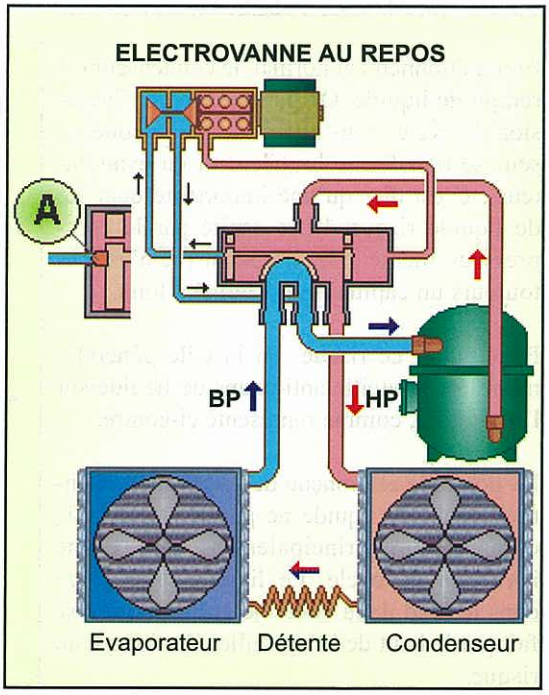
La bobine n'étant pas alimentée, la voie de droite est fermée et c'est la voie de gauche qui est mise en communication avec la BP. A l'inverse, quand la bobine est alimentée, la voie de droite est mise en communication avec la BP et c'est la voie de gauche qui se ferme.

Examinons maintenant un circuit frigorifique très simplifié équipé d'une V4V.

La bobine de l'électrovanne pilote n'étant pas alimentée, sa voie de gauche ainsi que la partie gauche du tiroir sont mis en communication avec la BP (rappelons que le diamètre de l'orifice du piston est beaucoup plus petit que le diamètre des capillaires de liaison). C'est donc la BP qui règne à gauche du tiroir.

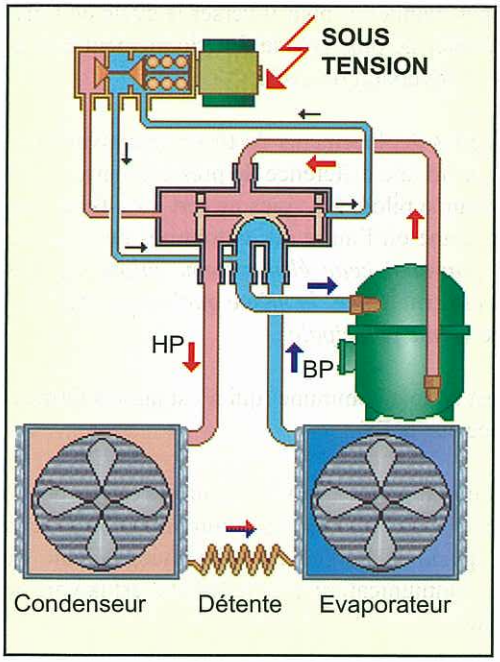
Puisque la HP règne sur la droite du tiroir, la différence de pression le repousse brutalement sur la gauche de la vanne principale.

Arrivé en butée gauche, le pointeau de piston (repère **A**) étrangle l'orifice de liaison du capillaire de sorte à interrompre le passage des gaz, devenu inutile. En effet, une fuite permanente entre la HP et la BP ne pourrait qu'avoir une influence néfaste sur le fonctionnement (*voir panne du compresseur trop petit, aspect pratique, page 145*). Notez que la pression va de nouveau s'équilibrer avec la HP à gauche du tiroir, mais la HP régnant également à droite, le tiroir ne pourra plus changer de position.



Notez bien l'emplacement du condenseur et de l'évaporateur, ainsi que le sens de passage du fluide dans le détendeur capillaire.

Maintenant, avant de tourner la page, essayez d'imaginer ce qui va se passer lorsqu'on va alimenter la bobine de l'électrovanne...



En alimentant la bobine de l'électrovanne, on met en communication la partie droite du tiroir avec la BP, et le tiroir se déplace brutalement vers la droite. Arrivé en butée, le pointeau de piston interrompt la fuite de gaz en étranglant l'orifice de liaison du capillaire.

Le tiroir s'étant déplacé, le refoulement est maintenant dirigé sur l'ancien évaporateur, devenu condenseur. De même, le compresseur aspire dans l'ancien condenseur, devenu évaporateur. Notez que le fluide frigorigène traverse maintenant le capillaire dans l'autre sens.

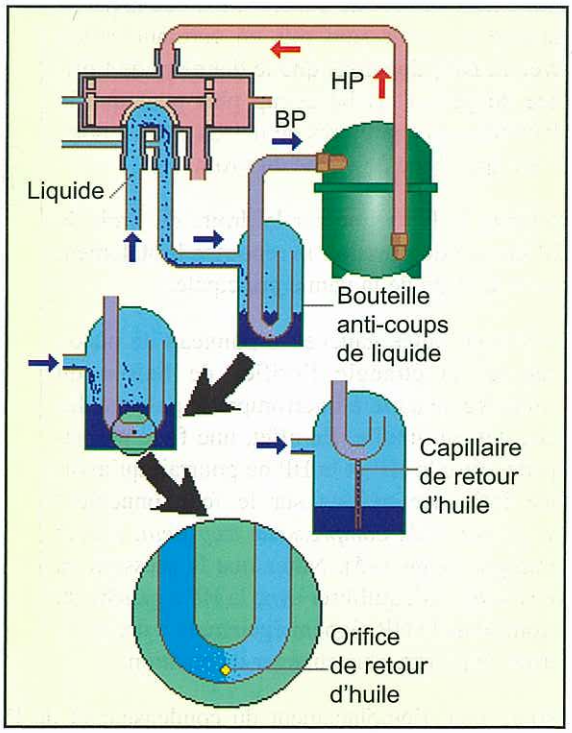
Pour éviter toute confusion, chaque batterie étant tour à tour évaporateur ou condenseur, on préfère les nommer batterie extérieure (pour l'échangeur situé en dehors des locaux) et batterie intérieure (pour l'échangeur situé à l'intérieur des locaux).

B) Risques de coups de liquide :

En fonctionnement normal, le condenseur est rempli de liquide. Or, au moment de l'inversion de cycle, nous avons vu que le condenseur se transforme brutalement en évaporateur : C'est dire qu'une importante quantité de liquide risque d'être aspiré par le compresseur, même si le détendeur (ce n'est pas toujours un capillaire) est fermé à fond.

Pour éviter ce risque, on installe généralement une bouteille anti-coups de liquide sur l'aspiration, comme représenté ci-contre.

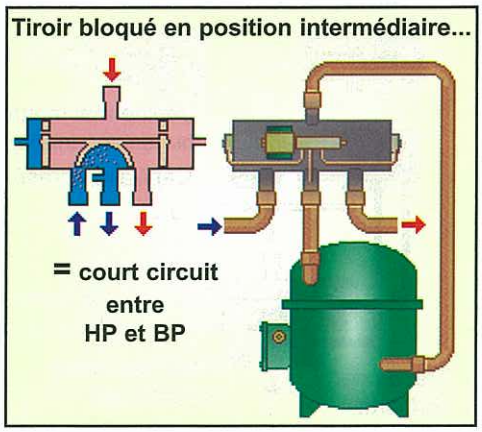
La bouteille est conçue de sorte qu'un éventuel afflux de liquide ne puisse atteindre le compresseur, principalement lors d'une inversion de cycle. Le liquide reste piégé dans le fond de la bouteille et l'aspiration se fait par le haut de la bouteille, éliminant tout risque.



Mais nous avons vu que de l'huile (donc un liquide) revient en permanence par l'aspiration. Pour permettre le retour de cette huile au compresseur, un orifice calibré (ou parfois un capillaire) est prévu en partie basse de la canne d'aspiration...

Lorsque du liquide (huile ou frigorigène) se trouve piégé dans la bouteille, il est aspiré par l'orifice calibré et retourne lentement et régulièrement au compresseur, en quantité bien insuffisante pour risquer de provoquer des dégâts.

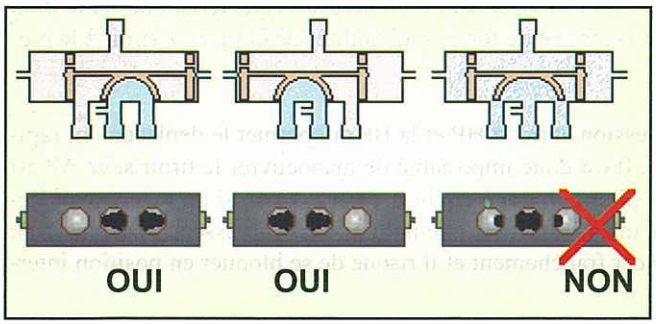
C) Les risques de pannes :



La panne la plus délicate pouvant arriver à une V4V est vraisemblablement le blocage du tiroir en position intermédiaire.

A ce moment, les 4 voies sont en communication ce qui provoque un court circuit *plus ou moins franc* entre la HP et la BP, selon la position du tiroir au moment du blocage. Cela donne alors tous les symptômes d'un compresseur trop petit : Puissance frigorifique réduite, HP faible et BP élevée *(voir : Panne du compresseur trop petit, page 139).*

Ce blocage peut être provoqué accidentellement à cause même de la conception de la vanne. *En effet, le tiroir pouvant circuler librement à l'intérieur de la vanne, il peut bouger et se trouver en position intermédiaire au lieu d'être en butée franche, à la suite de chocs ou de vibrations* (par exemple pendant le transport).



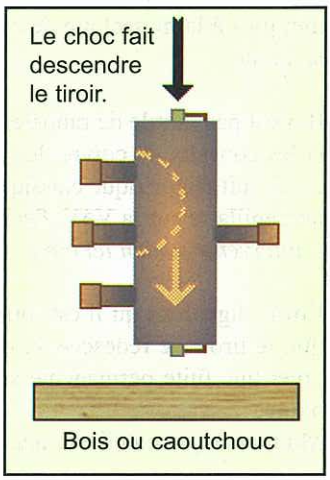
Si la V4V n'est pas encore installée, et donc qu'il a la chance de l'avoir entre les mains, le monteur devra impérativement **TOUJOURS** vérifier la position du tiroir en observant l'intérieur de la vanne par les 3 orifices inférieurs.

Il pourra ainsi très simplement s'assurer de la position exacte du tiroir **car *une fois la vanne brasée, il sera trop tard pour regarder à l'intérieur !***

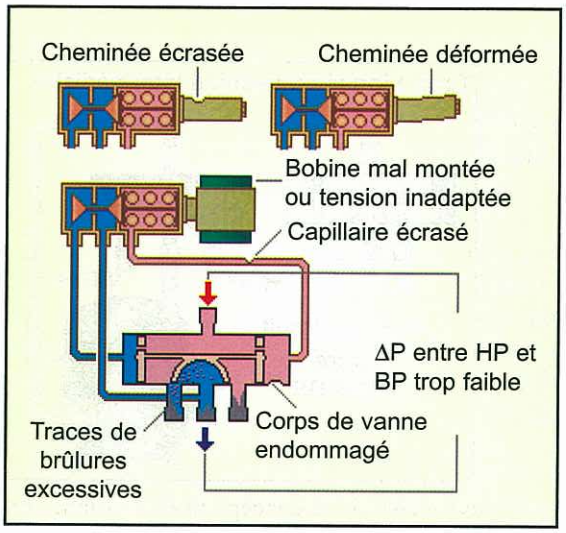
Si le tiroir est mal positionné (exemple de droite, ci-dessus), il sera possible de l'amener dans la position désirée en tapant l'extrémité de la vanne contre une planche ou un morceau de caoutchouc.

Ne frappez jamais la vanne contre une masse métallique, vous risqueriez d'en écraser l'extrémité et de la détériorer très sérieusement.

Cette technique très simple permet par exemple de positionner le tiroir d'une V4V neuve en position refroidissement (refoulement dirigé sur la batterie extérieure) avant de l'installer en remplacement de la V4V défectueuse d'un climatiseur réversible (si on est en plein été).



De nombreuses autres causes peuvent être à l'origine d'un blocage du tiroir en position intermédiaire.



Par exemple, le corps de la vanne peut avoir été endommagé à la suite d'un choc et ne plus être parfaitement cylindrique, ce qui empêche la libre circulation du tiroir.

Un capillaire (ou plusieurs) peut être écrasé ou déformé, ce qui réduit son diamètre et ne permet plus une chute de pression suffisante pour actionner correctement le tiroir (rappelons une nouvelle fois que le diamètre des capillaires est supérieur au diamètre du petit orifice percé sur chaque piston)

Des traces de brûlures excessives sur le corps de la vanne et un mauvais aspect des brasures constituent une bonne indication sur la compétence du monteur qui tenait le chalumeau lors du brasage. En effet, il est impératif de protéger le corps de vanne au moins avec des chiffons mouillés pendant le brasage car les pistons et le tiroir sont entourés d'un *joint d'étanchéité* en nylon qui permet aussi de favoriser le coulissement de l'ensemble à l'intérieur de la vanne. Au moment du brasage, si la température du nylon dépasse environ 100°C, il perd ses caractéristiques et le joint est irrémédiablement endommagé, ce qui entraîne de fortes probabilités de bloquer le tiroir à la première tentative d'inversion de cycle !

Rappelons que c'est la différence de pression entre la HP et la BP qui permet le déplacement rapide du tiroir lors de l'inversion de cycle. Il est donc impossible de manoeuvrer le tiroir si ce ΔP est trop faible (on estime généralement ce ΔP minimum à environ 1 bar). Ainsi, si on manoeuvre l'électrovanne pilote alors que le ΔP est insuffisant (par exemple si le compresseur vient juste de démarrer), le tiroir ne peut pas se déplacer franchement et il risque de se bloquer en position intermédiaire.

Un blocage du tiroir peut aussi provenir d'un dysfonctionnement de l'électrovanne pilote, par exemple une tension trop faible ou un montage mécanique incorrect de la bobine. Notez qu'une cheminée écrasée (à la suite d'un choc) ou déformée (lors d'un démontage ou d'une chute) ne permet plus à la masselotte de coulisser normalement, ce qui peut également entraîner un blocage de la vanne.

Il n'est pas inutile de rappeler qu'un circuit frigorifique doit être absolument impeccable. En effet, si les copeaux de cuivre, les particules de brasure ou de décapant ne sont pas les bienvenus dans un circuit frigorifique classique, ils risquent ***en plus*** de coincer le tiroir ou d'obstruer un orifice ou un capillaire sur la V4V. *Pensez y et prenez un maximum de précaution lorsque vous serez amené à intervenir sur un tel circuit.*

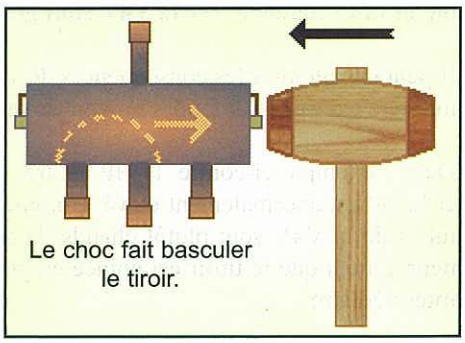
Enfin, signalons qu'il est fortement recommandé de monter la V4V horizontalement afin d'éviter que le tiroir ne redescende, même légèrement, sous l'action de son propre poids, ce qui pourrait créer une fuite permanente sur le pointeau de piston supérieur lorsque le tiroir serait en position haute.
Maintenant, une délicate question se pose : *Que faut-il faire si le tiroir est coincé ?*

Avant d'impliquer le fonctionnement de la V4V, le dépanneur devra d'abord s'assurer qu'il ne s'agit pas d'un problème frigorifique. Par exemple, un manque de charge en fluide frigorigène, en provoquant une diminution de la HP et de la BP, peut rendre le ΔP insuffisant pour permettre le déplacement franc et complet du tiroir.

Si l'aspect extérieur de la V4V (traces de choc ou d'échauffement) semble correct et que qu'on a la certitude qu'il ne s'agit pas non plus d'une panne électrique (on incrimine bien trop souvent la V4V, alors qu'il n'y a qu'un simple problème d'origine électrique), le dépanneur devra se poser la question suivante :

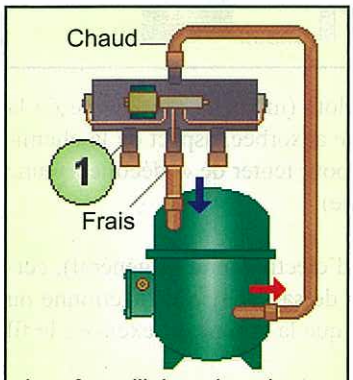
Vu le régime de fonctionnement actuel (chauffage ou refroidissement) et la conception de cette installation (vanne pilote au repos = chauffage ou refroidissement ?), vers quelle batterie (intérieure ou extérieure ?) le compresseur devrait-il refouler en ce moment et quelle devrait être la position du tiroir ?

Quand il a déduit avec certitude la position normale du tiroir (à droite ou à gauche), le dépanneur pourra achever son déplacement en frappant (légèrement mais sèchement) *du coté désiré* à l'aide d'un maillet en bois (si vous n'avez pas de maillet n'utilisez jamais un marteau ou une massette sans intercaler une planchette en bois, sinon vous risquez d'endommager sérieusement la vanne).


Le choc fait basculer le tiroir.

Dans l'exemple ci-contre, le coup de maillet ***à droite*** *provoque le déplacement du tiroir* ***à droite*** *(malheureusement, les constructeurs ne laissent pas toujours suffisamment de place autour de la V4V !).*

En dépannage, le diagnostic peut très souvent être renforcé par un simple toucher de la V4V.

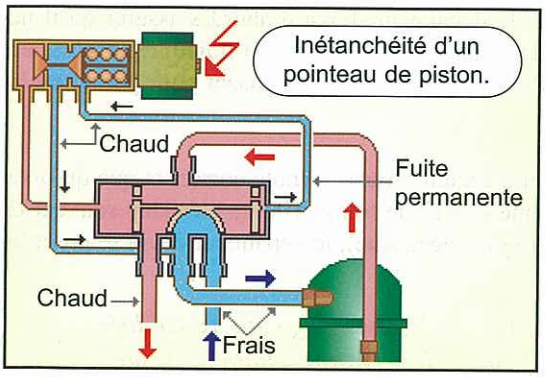


Les 3 capillaires devraient être à la même température que le corps de la vanne.

En effet, le tube de refoulement du compresseur doit être très chaud (***attention aux brûlures***, sa température peut frôler les 100°C dans certaines conditions de fonctionnement). Le tube d'aspiration est normalement plutôt frais. Le tube **1** devrait donc être à la même température que le refoulement (si le tiroir est à droite) ou à la même température que l'aspiration (si le tiroir est à gauche). Le raisonnement est bien sûr identique pour le tube inférieur droit.

Nous avons vu qu'une petite quantité de gaz HP (donc très chaud) circule dans 2 des capillaires un bref moment lors de l'inversion de cycle (le capillaire du coté ou se déplace le tiroir et celui relié à la voie commune de la vanne pilote). Ensuite cette circulation est interrompue par le pointeau de piston quand le tiroir arrive en butée et il ne doit plus y avoir aucun passage de gaz HP dans les capillaires. C'est pourquoi la température normale des ces capillaires (qu'on peut palper du bout des doigts) ainsi que celle du corps de la vanne pilote devrait être sensiblement identique à la température du corps de la vanne principale.

Si le toucher donne des résultats différents, il ne reste plus qu'à les interpréter...



Lors d'une visite d'entretien, le frigoriste trouve la BP un peu élevée et la HP un peu faible. Le tube inférieur gauche étant très chaud, il conclut que le tiroir est à droite. Au toucher, il constate que le capillaire droit et celui reliant la voie commune à l'aspiration sont anormalement chauds.

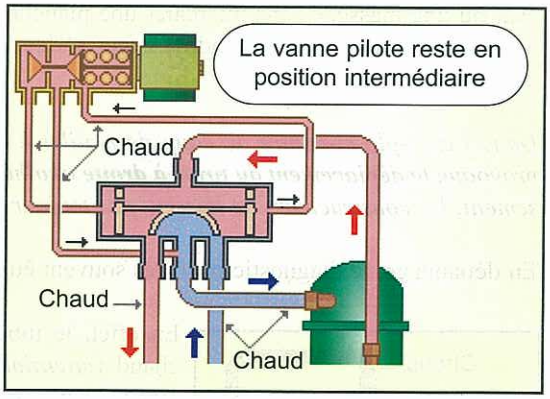
Il peut aussitôt conclure qu'une fuite permanente se produit entre la HP et la BP et donc que le pointeau de piston droit n'est pas étanche.

Il décide d'augmenter la HP (par exemple en bouchant avec un carton une partie du condenseur) de sorte à augmenter la pression différentielle. Il peut ainsi tenter d'achever la course du tiroir en butée droite. Ensuite, il provoque une inversion de cycle pour vérifier si tout est correct, puis il remet la V4V dans sa position initiale **(augmenter la HP** si la pression différentielle est un peu faible **et faire manoeuvrer la V4V sont généralement 2 excellents réflexes).**

Il peut ensuite tirer les conséquences de ses essais (dans tous les cas, si le débit de fuite persiste de manière excessive, il faudra prévoir de remplacer la vanne).

Dans l'exemple ci-contre, la HP est très faible et la BP est anormalement élevé. Comme les 4 tubes de la V4V sont plutôt chauds, le dépanneur conclu que le tiroir est coincé en position intermédiaire.

Un toucher des capillaires permet au dépanneur de constater qu'ils sont tous les 3 anormalement chauds, ce qui permet aussitôt de conclure que l'origine de la panne provient de la vanne pilote dont les 2 orifices restent ouverts en même temps.



Le dépanneur procède donc à un contrôle complet de la vanne pilote (montage mécanique de la bobine, raccordements électriques, tension d'alimentation, intensité absorbée, aspect de la cheminée...) et il essaye de manoeuvrer plusieurs fois cette vanne pilote pour tenter de « décoller » une éventuelle impureté (si le défaut persiste, il faudra changer la vanne).

A propos de la bobine de la vanne pilote (et de toutes les bobines d'électrovanne en général), certains dépanneurs débutants hésitent à se prononcer quand il s'agit de savoir si elle fonctionne ou pas. En effet, ce n'est pas parce qu'il y a de la tension à ses bornes que la bobine est excitée : le fil peut être coupé.

Certains posent une lame de tournevis sur l'écrou de serrage de la bobine pour apprécier la qualité de l'aimant (mais ce n'est pas toujours évident), d'autres démontent la bobine, la font coulisser sur la cheminée en guettant le bruit caractéristique du noyau qui se déplace. D'autres encore démontent la bobine et passent un tournevis à l'intérieur pour voir s'il se fait « aspirer ».

Profitons en pour faire une petite mise au point...

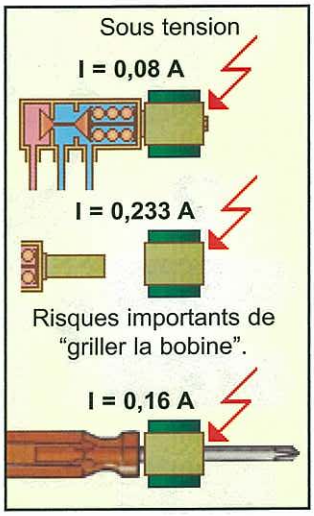
Prenons comme exemple une classique bobine d'électrovanne dont la tension d'alimentation nominale est de 220V.

Les constructeurs acceptent en général une surtension continuelle de 10% (soit environ 240V) sans risque d'échauffement excessif pour la bobine et garantissent un fonctionnement correct avec une sous-tension continuelle de 15% (soit 190V). Ces limites d'utilisation se comprennent facilement : Si la tension d'alimentation est trop forte, la bobine chauffe exagérément et elle risque de griller. A l'inverse, une tension trop faible ne permettrait plus de magnétiser suffisamment le noyau pour attirer la masselotte *(Voir : Problèmes électriques divers, page 377)*.

Si notre bobine prévue pour 220V a une puissance nominale de 10W, on pourrait facilement penser qu'elle absorbe une intensité I = P / U soit I = 10 / 220 = 0,045 A (soit 45 mA).

En réalité, la bobine absorbe environ 0,08 A (soit 80 mA) car en courant alternatif P = U x I **x cosφ** et le cosφ d'une bobine d'électrovanne est généralement très voisin de 0,5.

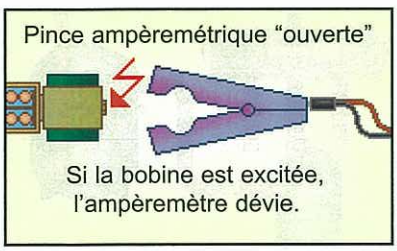
La bobine étant sous tension, si on la retire de la cheminée l'intensité absorbée monte à 0,233 A (**soit presque 3 fois plus que la normale**). Comme l'échauffement dépend du carré de l'intensité, c'est dire que la bobine s'échauffe *9 fois plus que la normale* et qu'elle a alors de fortes chances de griller rapidement !



Si on introduit alors un tournevis dans la bobine alimentée, il se fait « aspirer » par le champ magnétique et l'intensité absorbée diminue légèrement (dans l'exemple la bobine absorbe encore 0,16 A, soit 2 fois plus que la normale).

Tirez-en la conclusion qu'il ne faut jamais démonter une bobine sous tension car elle risque de griller très rapidement.

Sans démonter la bobine, un bon moyen de savoir si elle est alimentée normalement consiste à en approcher une pince ampèremétrique *que l'on tient bien « ouverte »* et qui sert alors de détecteur de champ magnétique.

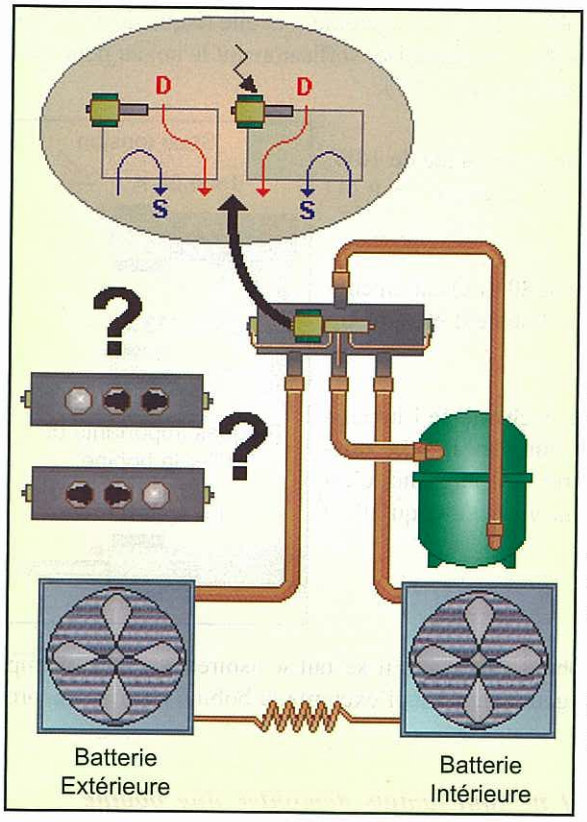


Dans l'affirmative, la pince ampèremétrique est influencée par le champ magnétique de la bobine et l'ampèremètre indique une intensité assez élevée *(dont la valeur ne signifie absolument rien)* mais cela permet rapidement de savoir à coup sûr si l'électro-aimant fonctionne correctement sur le plan électrique.

Notez que cette dernière technique de la pince ampèremétrique « ouverte » est valable sur tous les types de bobines alimentées en courant alternatif (électrovanne, transformateurs, moteurs...) dès l'instant où la bobine testée ne se trouve pas à proximité immédiate d'une autre source de rayonnement magnétique.

D) Exercices d'application :

EXERCICE N°1



En plein hiver, un dépanneur doit remplacer la V4V sur l'installation ci-contre.

Après avoir récupéré le fluide de l'installation et démonté la V4V défectueuse, le dépanneur se pose la question suivante :

Vu la température extérieure et la température intérieure (plutôt fraîche), la régulation va faire repartir la pompe à chaleur « en chaud ».

Alors, ***avant de monter la V4V neuve,*** *vaut-il mieux amener le tiroir à droite, à gauche, ou cela n'a-t-il aucune importance ?*

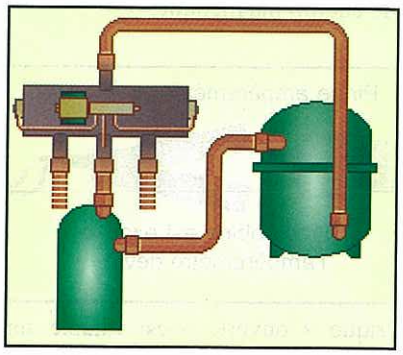
Pour vous aider, nous avons reproduit un schéma gravé sur l'électrovanne.

EXERCICE N°2

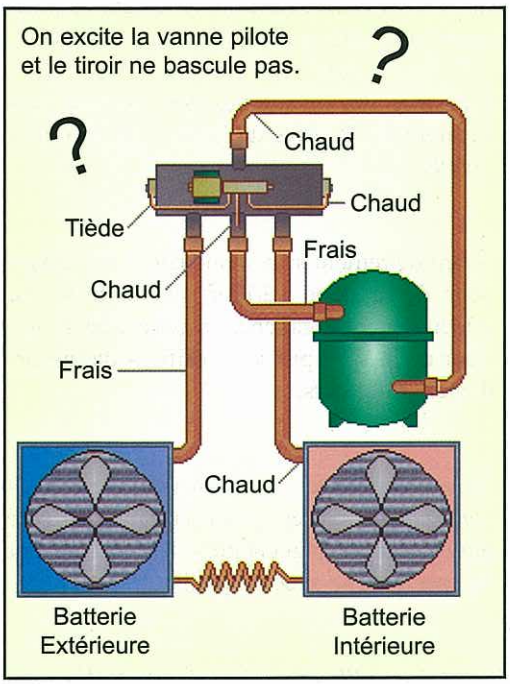
Un monteur installe une bouteille anti-coups de liquide sur l'aspiration du compresseur.

A la suite d'une grossière erreur, il monte la bouteille à l'envers.

Quelles peuvent être les conséquences d'une telle erreur de montage ?



EXERCICE N°3



En plein hiver, vous êtes appelé en dépannage sur l'installation ci-contre.

En arrivant, vous constatez que la batterie extérieure est anormalement givrée.

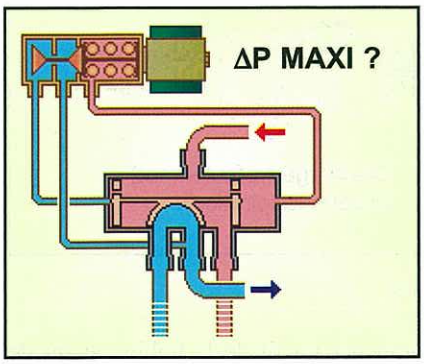
Un rapide toucher des 4 tubes de la V4V vous permet de déduire que la pompe à chaleur est en position chauffage.

En manoeuvrant électriquement l'électrovanne pilote vous l'entendez distinctement « cliquer » (l'électro-vanne semble donc fonctionner normalement) mais le tiroir de la V4V ne bascule pas en position dégivrage, bien que le ΔP disponible soit tout à fait normal.

En effectuant un toucher des capillaires de la V4V, vous constatez que le capillaire droit et celui de la voie commune sont anormalement chauds.

Que peut-il bien se passer ?

EXERCICE N°4



En parcourant la documentation d'un des principaux fabricants de V4V, vous trouvez les renseignements suivants :

Pour l'inversion correcte :
- Pression différentielle mini : 1 bar.
- Pression différentielle maxi : 25 bar.

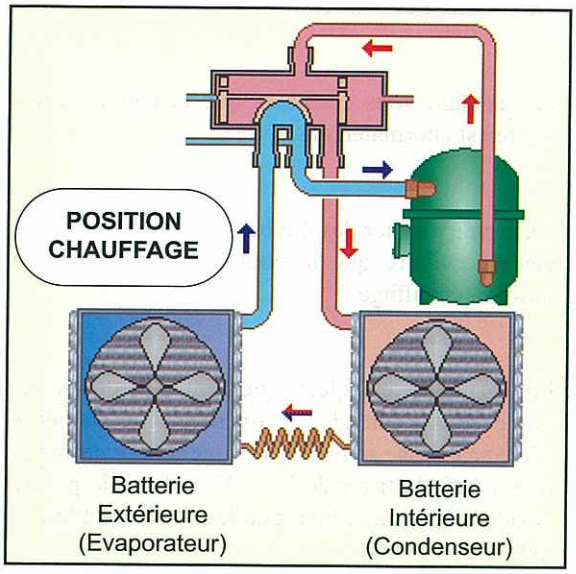
Nous savons déjà qu'il faut une pression différentielle minimum (ΔP entre la HP et la BP) pour permettre le basculement franc du tiroir. Nous en avons longuement parlé.

Mais pourquoi la pression différentielle entre la HP et la BP ne doit-elle pas dépasser un maximum de 25 bar ? Quels sont les risques ?

Les 4 solutions se trouvent sur les pages suivantes. Mais ne tournez pas trop vite cette page et essayez auparavant de résoudre ces exercices. C'est en cherchant (et souvent en se trompant) qu'on peut réellement faire des progrès...

Correction de l'exercice n°1

Quand le dépanneur aura terminé sa réparation, la pompe à chaleur devrait normalement repartir en fonction chauffage. C'est dire que la batterie intérieure sera alors utilisée comme condenseur.



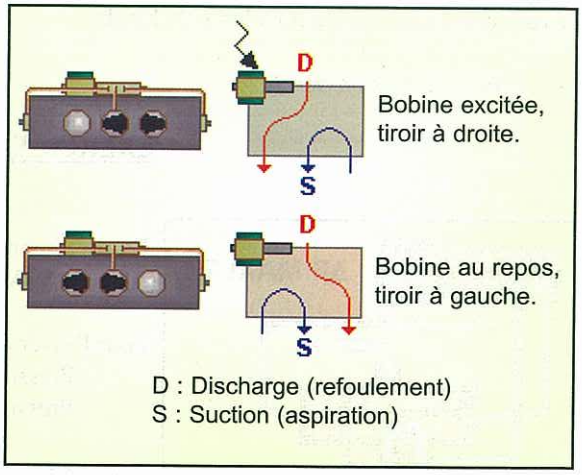
L'examen des tuyauteries nous montre qu'à ce moment, le tiroir de la V4V devra être *à gauche*.

Avant de remonter la vanne neuve, le dépanneur devra donc vérifier que le tiroir est effectivement à gauche, en observant l'intérieur de la V4V par ses 3 orifices de raccordement inférieurs.

Si ce n'est pas le cas, il amènera le tiroir *du coté gauche* soit en tapant la vanne *du coté gauche* sur une planchette, soit en la frappant *du coté gauche* avec un maillet.

C'est seulement après avoir pris cette précaution élémentaire qu'il pourra installer la V4V neuve *(attention aux surchauffes excessives du corps de vanne).*

Maintenant, observons ci-contre la signification du schéma parfois gravé sur l'électrovanne (bien que cela rende énormément service, ce schéma n'y est pas toujours).



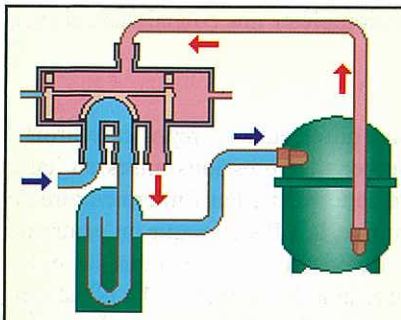
Le tiroir ayant été positionné à gauche par le dépanneur, il est préférable que la bobine de l'électrovanne soit au repos au moment du démarrage.

Le compresseur venant juste de démarrer, cette précaution permettra d'éviter une tentative d'inversion alors que le ΔP entre la HP et la BP est très faible. En effet, toute tentative d'inversion avec un ΔP trop petit risquerait de provoquer un blocage du tiroir en position milieu.

Dans cet exemple, pour éviter tout risque, il suffira de débrancher un fil de la bobine avant de démarrer la pompe à chaleur. Cela rendra complètement impossible une inversion parasite (due par exemple à un problème électrique) avec un ΔP trop faible.

En prenant toutes ces précautions, le dépanneur met toutes les chances de son coté lui permettant d'éviter un éventuel problème dû à la V4V.

Correction de l'exercice n°2



Bouteille anti-coups de liquide montée à l'envers.

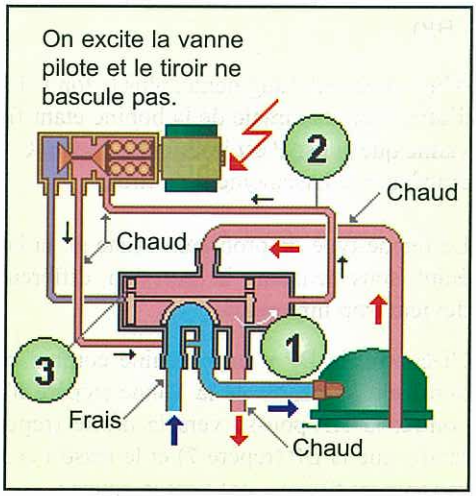
Si la bouteille anti-coups de liquide est malencontreusement montée à l'envers, elle se transforme en un magnifique piège à liquide de forte capacité, comme indiqué sur le schéma.

Ainsi, l'huile qui revient en permanence par l'aspiration se piège dans le fond de la bouteille, sans aucune possibilité de revenir au compresseur tant que le niveau n'affleure pas avec le piquage de l'aspiration.

C'est dire que très rapidement il va manquer de l'huile dans le carter et qu'un grippage mécanique a de fortes chances de détruire irrémédiablement le compresseur.

Correction de l'exercie n°3

Dans cet exercice, le ΔP est normal et l'électrovanne pilote semble fonctionner normalement. Cependant, le tiroir de la V4V ne réagit pas et reste désespérément en position gauche alors qu'il devrait basculer à droite. On peut donc penser soit que la pression ne descend pas suffisamment *à droite* du tiroir, soit que la pression n'est pas assez élevée *à gauche* du tiroir.



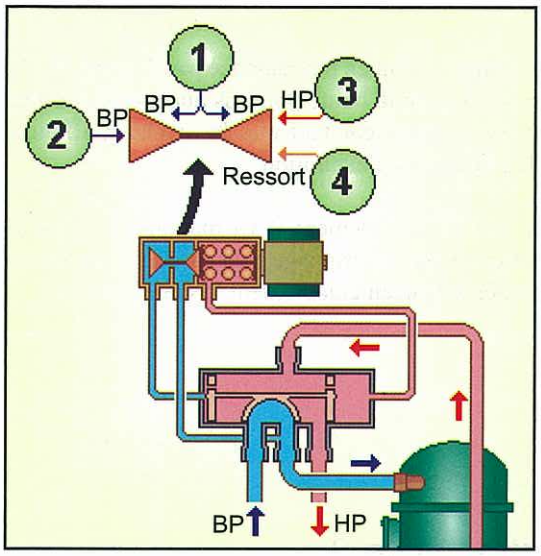
Puisque le capillaire droit et le capillaire relié à la voie commune sont chauds, c'est la preuve que l'électrovanne pilote est positionnée correctement et que les gaz HP y circulent. Il est donc possible que la quantité de gaz HP passant par le piston droit soit supérieure à la quantité de gaz évacuée par le capillaire droit, ce qui ne permet pas une réduction de pression suffisante à droite du tiroir pour permettre son basculement. Dans ce cas, soit il y a *un débit de fuite excessif* sur un joint de piston (repère **1**), soit un capillaire est *en partie* obstrué (repère **2**).

Il est également possible que l'orifice de piston (repère 3) soit bouché auquel cas la pression pourrait devenir insuffisante à gauche du tiroir pour basculer le tiroir.

A noter : Les mêmes symptômes (l'électrovanne pilote fonctionne normalement, le ΔP est normal mais le tiroir ne bascule pas) pourraient provenir d'un capillaire complètement bouché. Dans ce cas, il n'y aurait plus de passage de gaz HP et aucun des 3 capillaires ne serait chaud.

Correction de l'exercice n°4

Nous avons déjà évoqué le problème des pressions différentielles *maximales (voir : Les détendeurs thermostatiques, page 292).* Profitons de l'étude des V4V pour compléter nos connaissances avec une électrovanne 3 voies un peu différente.



L'électrovanne pilote étant au repos et le tiroir à gauche, observons les pressions mises en jeu à l'intérieur de cette vanne. Par l'intermédiaire de la voie commune, la BP s'applique au centre de la vanne et elle pousse simultanément les pointeaux à gauche et à droite (repère **1**). C'est dire que ces 2 forces identiques s'annulent. Par contre, la BP pousse *vers la droite* (repère **2**) sur le pointeau inférieur.

La HP qui règne à droite du pointeau supérieur (repère **3**) pousse l'ensemble mobile vers la *gauche*, aidée par le ressort (repère **4**).

Quand la régulation va coller la bobine pour attirer les pointeaux vers la droite, la force électromagnétique devra vaincre la somme des forces dues à la HP (repère 3) et au ressort (repère 4), bien qu'elle soit aidée par la BP (repère 2). La force produite par la bobine devra donc être capable de vaincre : « ressort + HP - BP », c'est à dire « **ressort + ΔP** » (puisque ΔP = HP - BP).

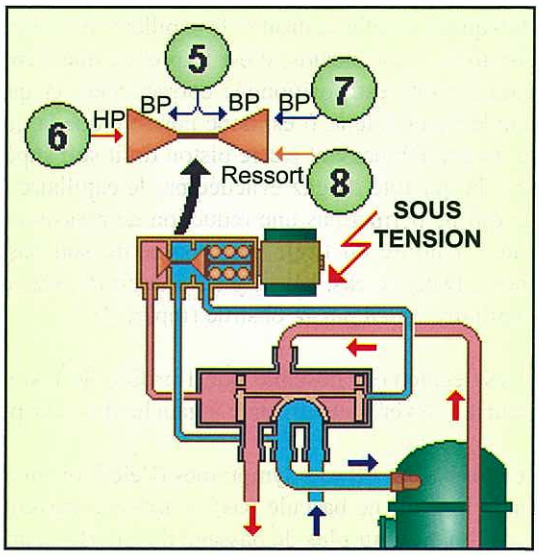
Ainsi, plus le ΔP augmente, plus la force d'attraction fournie par la bobine doit augmenter. La force d'attraction maximale de la bobine étant figée par construction, elle ne pourra actionner l'électrovanne que si le ΔP est inférieur à 25 bar. C'est pourquoi une pression différentielle trop élevée peut empêcher le basculement du tiroir.

Le même type de problème existe si, la bobine étant sous tension, la pression différentielle devient trop importante.

Ci contre, la BP s'auto-élimine comme précédemment au centre de la Vanne (repère **5**). Par contre, la HP pousse vers la droite (repère **6**) tandis que la BP (repère **7**) et le ressort comprimé (repère **8**) poussent vers la gauche.

Quand on coupe l'alimentation de la bobine, l'ensemble mobile ne peut basculer à gauche que si la force du ressort arrive à vaincre « HP - BP », c'est à dire le ΔP.

Ainsi, un ΔP trop important peut empêcher les pointeaux d'aller vers la gauche (et donc empêcher l'inversion de cycle), même si l'alimentation de la bobine est coupée.



LES MOTEURS MONOPHASÉS

De très nombreux matériels de faible puissance utilisés en réfrigération domestique ou en petite climatisation sont équipés de moteurs monophasés (réfrigérateurs, congélateurs, climatiseurs individuels, petites pompes à chaleur...).

Les moteurs monophasés à phase auxiliaire, bien qu'ils soient très répandus, sont souvent beaucoup plus méconnus que les moteurs triphasés.

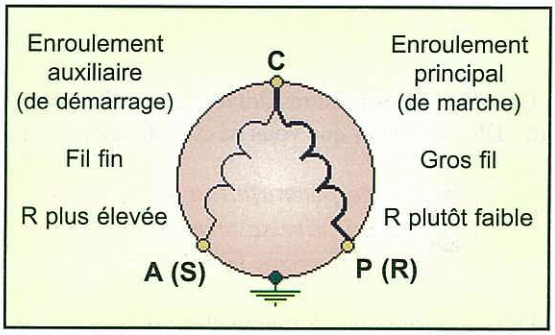
Le but de ce chapitre n'est pas d'étudier pourquoi ou comment ces moteurs tournent, mais de savoir raccorder électriquement et dépanner ce type de matériel ainsi que les accessoires nécessaires au fonctionnement (condensateurs et relais de démarrage). Bien sûr, nous insisterons tout particulièrement sur les moteurs de compresseur.

A) Les moteurs monophasés à phase auxiliaire :

Ces moteurs équipent la plupart des petits compresseurs alimentés en monophasé 220V. Ils sont constitués de 2 enroulements.

- L'enroulement **P**rincipal **P** appelé souvent enroulement de Marche ou **R** (**R**un) par les anglo-saxons est constitué d'un gros fil prévu pour rester en permanence sous tension et pour supporter l'intensité nominale du moteur.

- L'enroulement **A**uxiliaire **A** appelé aussi enroulement de Démarrage ou **S** (**S**tart) est constitué d'un fil plus fin, *donc généralement plus résistant dans les applications courantes*, ce qui permettra de le repérer facilement.



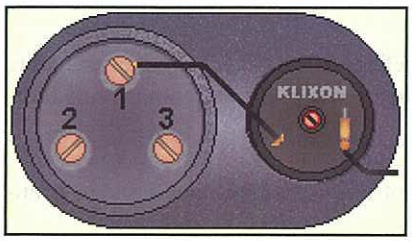
Comme son nom l'indique, l'enroulement auxiliaire « de démarrage » est prévu pour permettre le démarrage du moteur.

En effet, si on alimente *uniquement* l'enroulement principal d'un moteur à vide (l'enroulement auxiliaire n'étant pas alimenté), le moteur « grogne » et ne peut pas démarrer. A ce moment, si on le lance à la main, le moteur démarre et continue sa rotation *dans le sens dans lequel on l'a lancé*. Bien sûr, un tel mode de démarrage « à la main » ne serait guère pratique, principalement sur une cloche hermétique !

L'enroulement auxiliaire est précisément conçu pour démarrer le moteur de façon optimale en fournissant un couple de démarrage supérieur au couple résistant de la machine entraînée.

Nous verrons plus loin qu'un condensateur est généralement raccordé en série avec la phase auxiliaire de sorte à obtenir un déphasage suffisant (proche de 90°) entre le courant principal et le courant auxiliaire. C'est cette deuxième phase artificielle qui permet le démarrage.

Observons ci-dessous le bornier d'un compresseur hermétique monophasé. On repère facilement le klixon qui protège le compresseur contre une éventuelle surchauffe accidentelle. Les 3 bornes du moteur sont repérées 1, 2 et 3.

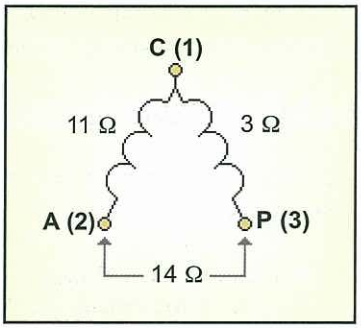


Tous les fils étant débranchés, l'ohmmètre indique par exemple les résistances suivantes :

Entre 1 et 2 → 11 Ω
Entre 1 et 3 → 3 Ω
Entre 3 et 2 → 14 Ω

A noter : Utiliser un petit calibre (par exemple 200 Ω) car les résistances de ces petits moteurs atteignent au maximum quelques dizaines d'ohms.

On peut en conclure le schéma interne suivant :



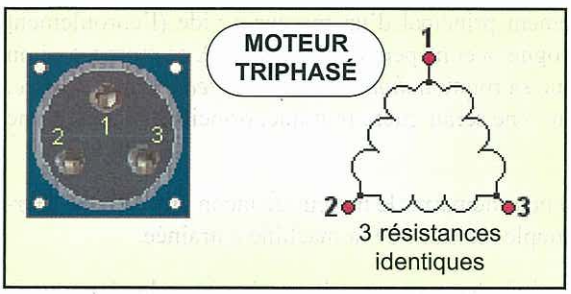
La résistance la plus forte se trouve entre (2) et (3). La troisième borne (1) est donc le **C**ommun **C**.
La résistance la plus faible se trouve entre (1) et (3). Il s'agit de l'enroulement **P**rincipal **P**.
C'est donc entre (1) et (2) qu'est raccordé l'enroulement **A**uxiliaire **A**.

Attention : Ces mesures doivent être effectuées avec la plus grande rigueur surtout s'il s'agit d'un modèle de moteur que vous ne connaissez pas ou dont vous n'avez pas le schéma de raccordement.

Une permutation accidentelle entre la phase principale et la phase auxiliaire se termine généralement par le grillage du moteur peu de temps après la mise sous tension !

Alors n'hésitez pas à renouveler vos mesures et à tracer un schéma en y portant un maximum d'indications. cela pourra vous éviter bien des erreurs !

A NOTER :

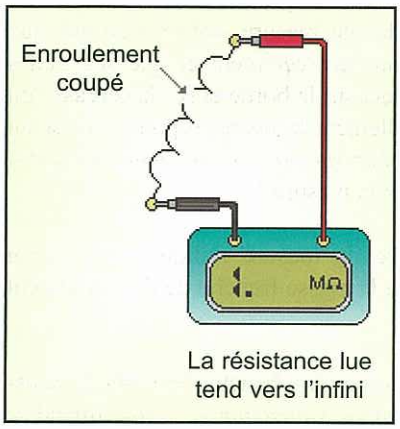


Si le moteur avait été du type triphasé, l'ohmmètre aurait indiqué 3 résistances identiques entre les 3 bornes (voir : *moteurs triphasés, généralités, page 442*).

Il semble donc difficile de se tromper en « sonnant » ce type de moteur.

Dans tous les cas, ayez le bon réflexe de lire les plaques signalétiques des moteurs et pensez à regarder ***à l'intérieur*** *du couvercle du bornier* ***: Le schéma de raccordement du moteur s'y trouve souvent !***

Test d'un moteur : S'il est une décision difficile à prendre pour un dépanneur débutant, c'est bien celle qui consiste à diagnostiquer un moteur « grillé ». Aussi, rappelons les défauts d'origine électrique qui risquent principalement de se produire (qu'il s'agisse d'un moteur mono ou triphasé). La plupart de ces défauts ont pour origine une surchauffe exagérée du moteur, le plus souvent provoquée par une intensité absorbée excessive. Cette surintensité peut généralement avoir une origine électrique (chute de tension prolongée, surtension, mauvais réglage des sécurités, connections électriques mal serrées, contacteur défectueux...), une origine frigorifique (HP trop importante, présence d'acides dans le circuit...) ou une origine mécanique (grippage provoqué par un manque d'huile...).

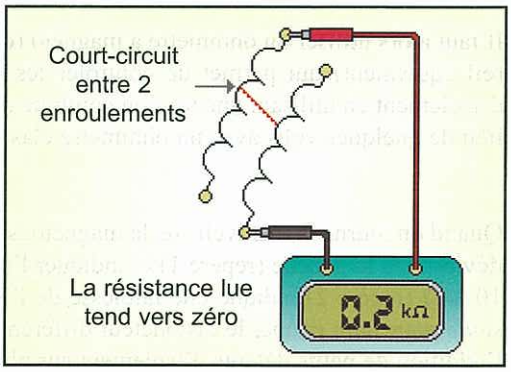


Un des enroulements peut être coupé. A ce moment, l'ohmmètre placé aux bornes de l'enroulement indique une résistance très importante au lieu d'indiquer la valeur normale de l'enroulement. Soyez bien sûr que votre ohmmètre fonctionne correctement et que ses fiches sont parfaitement en contact sur les bornes du moteur. N'hésitez pas à utiliser un fort calibre de l'ohmmètre.

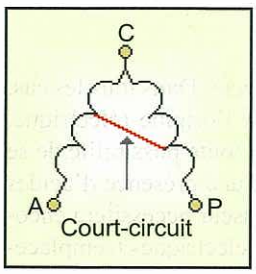
Rappelons qu'un enroulement de moteur classique a une résistance maximum de quelques *dizaines* d'ohms pour les petits moteurs et de quelques *dixièmes* d'ohms pour les plus gros moteurs. Si un enroulement est coupé, il faudra soit remplacer le moteur (ou le compresseur) soit le faire rembobiner (quand cela est possible, cette dernière solution est d'autant plus intéressante que le moteur est gros).

Il peut y avoir un court circuit entre 2 enroulements. Pour procéder à ce test, il est indispensable d'enlever les fils de câblage (et les barrettes de couplage sur les moteurs triphasés).

Quand vous décâblez, n'hésitez jamais à faire un schéma très détaillé et à prendre un maximum de repères afin de recâbler ensuite "tranquille" et sans aucun risque d'erreur.



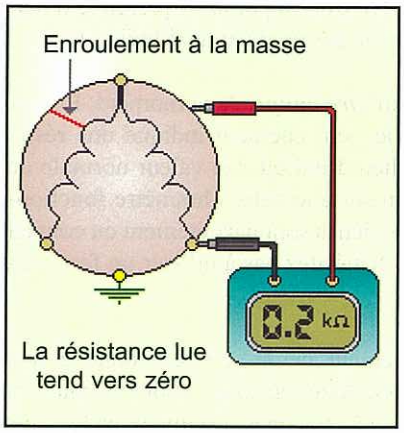
Sur l'exemple ci-contre, ohmmètre sur un fort calibre devrait indiquer l'infini. Or, il indique 0 Ω (ou une résistance très faible) ce qui signifie sans aucun doute possible un court circuit entre les 2 enroulements.



Ce diagnostic est moins évident sur un moteur monophasé à phase auxiliaire, lorsque les 2 enroulements ne sont pas déconnectables (le commun C est alors câblé à l'intérieur du moteur). En effet, selon la position exacte du court-circuit, les 3 mesures effectuées entre les 3 bornes (C → A, C → P et P → A) *donnent des valeurs plutôt faibles mais assez incohérentes entres elles.* Par exemple, la résistance mesurée entre A et P peut ne pas correspondre à la somme des résistances C → A + C → P.

Comme dans le cas d'un enroulement coupé, un court-circuit entre enroulements nécessitera le remplacement ou le rembobinage du moteur.

Un enroulement peut être à la masse. La résistance d'isolement d'un moteur neuf (entre chaque enroulement et la masse) peut atteindre 1000 MΩ. Avec l'âge, cette résistance diminue et peut chûter entre 10 et 100 MΩ. On considère généralement qu'à partir de 1000 kΩ (1 MΩ) il faut prévoir le remplacement du moteur et qu'en dessous de 500 kΩ, *le moteur n'est plus utilisable* (rappel : 1 MΩ = 10^3 kΩ = 10^6 Ω).

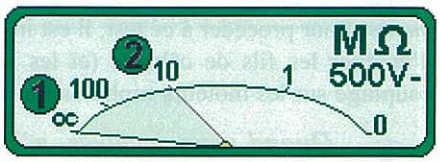


Si la masse est franche, l'ohmmètre placé entre une borne du moteur et la carcasse du moteur indique 0 Ω (ou une résistance très faible*) au lieu d'indiquer l'infini*. Notez que cette mesure doit être effectuée *sur chaque borne* du moteur, avec le plus fort calibre. A chaque mesure, soyez bien sûr que votre ohmmètre fonctionne correctement et que ses fiches sont parfaitement en contact sur la borne et sur la carcasse du moteur : grattez éventuellement la peinture pour assurer un contact parfait et *ne touchez surtout pas les fiches avec vos doigts* car vous fausseriez la mesure !

Dans l'exemple ci-contre, la mesure indique sans aucun doute possible une mise à la masse franche de l'enroulement contrôlé.

Cependant, la mise à la masse d'un enroulement peut être plus ou moins franche. En effet, la résistance d'isolement entre l'enroulement et la carcasse peut devenir *suffisamment faible* quand le moteur est sous tension pour provoquer une coupure par le disjoncteur différentiel de l'installation, tout en restant *suffisamment élevée* pour être indécelable hors tension avec un ohmmètre classique.

Il faut alors utiliser un ohmmètre à magnéto (ou un appareil équivalent) qui permet de contrôler les résistances d'isolement en utilisant une tension continue de 500V, au lieu de quelques volts avec un ohmmètre classique !



Quand on tourne la manivelle de la magnéto, si la résistance d'isolement est correcte, l'aiguille doit dévier vers la gauche (repère **1**) et indiquer l'infini (α). Une déviation plus faible, par exemple de 10 MΩ (repère **2**) indique une faiblesse de l'isolement du moteur qui, bien qu'insuffisante *à elle seule* pour faire couper le disjoncteur différentiel de l'installation, doit être signalée et réparée car l'addition de petits défauts d'isolement sur plusieurs machines entraînera tôt ou tard un arrêt total de l'installation.

Notez également que seul l'ohmmètre à magnéto peut permettre de contrôler sérieusement la résistance d'isolement des enroulements *entre eux,* lorsque que ces enroulements sont déconnectables (voir page précédente le problème du court-circuit entre 2 enroulements).

En résumé, le test d'un moteur électrique suspect nécessite beaucoup de rigueur. Dans tous les cas, il ne suffira pas de remplacer le moteur mais il faudra rechercher *en plus* l'origine (électrique, mécanique ou frigorifique) de la panne, de sorte à lui interdire radicalement toute possibilité de se reproduire. Dans le cas d'un compresseur frigorifique, la forte probabilité d'une présence d'acides (détectable par une simple analyse d'huile) après le « grillage » du compresseur nécessitera encore davantage de précautions. Il ne faudra surtout pas négliger les problèmes électriques (remplacement éventuel du contacteur et du klixon, contrôle des connections, contrôle des sécurités...).

En plus, le remplacement du compresseur imposera du personnel qualifié et un respect très strict des règles de l'art : Récupération du fluide frigorigène, rinçage éventuel du circuit, installation éventuelle d'un filtre anti-acide sur l'aspiration, échange du déshydrateur, recherche des fuites, déshydratation par tirage au vide, recharge en fluide de l'installation, contrôle complet du fonctionnement... Enfin, **surtout si l'installation contient à l'origine un CFC (R12, R502...),** peut être sera-t-il **possible** et **judicieux** de profiter du remplacement du compresseur **pour changer de fluide frigorigène ?**

B) Les Condensateurs :

Pour démarrer un moteur monophasé à phase auxiliaire, il est nécessaire de créer une seconde phase. On utilise principalement un condensateur branché en série avec la phase auxiliaire de sorte à obtenir le déphasage et donc le couple de démarrage désiré (rappelons que le couple de démarrage du moteur doit obligatoirement être supérieur au couple résistant de la machine entraînée). Dès à présent, rappelons-nous que si le condensateur est mal dimensionné (trop petit ou trop gros), le déphasage obtenu risque de ne plus permettre le démarrage du moteur (le moteur « cale »).

Sur nos matériels, nous risquons de rencontrer 2 types de condensateurs :

- ***Les condensateurs de marche*** (au papier) ont une faible capacité (rarement plus d'une trentaine de µF) et des dimensions importantes. Ils sont conçus pour rester sous tension en permanence sans aucun échauffement excessif.

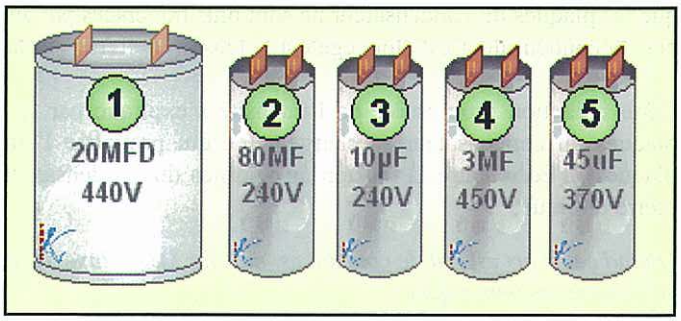
- ***Les condensateurs de démarrage*** (électrolytiques) possèdent au contraire une importante capacité (pouvant dépasser 100 µF) bien qu'ils aient des dimensions plutôt faibles. Ils ne doivent absolument pas rester sous tension sinon ils s'échauffent très rapidement et risquent d'exploser. *On considère généralement que la mise sous tension ne doit pas dépasser 5 secondes et que 20 démarrages à l'heure représentent un maximum tolérable.*

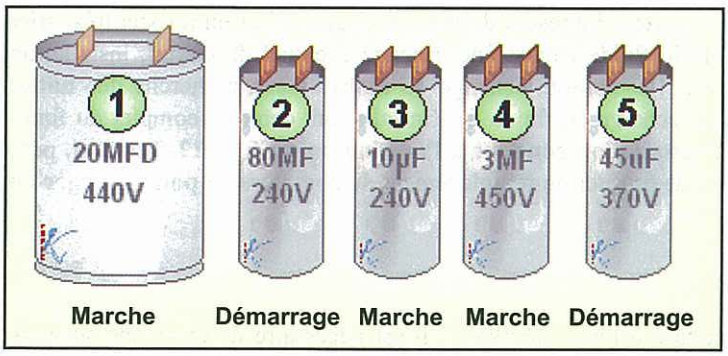
Les dimensions du condensateur dépendent pour une part *de la valeur de sa capacité* (plus la capacité est importante et plus le condensateur est gros). Cette capacité est indiquée en microfarad (µF ou uF ou MF ou MFD selon les constructeurs) avec la tolérance de fabrication, par exemple : 15 MF±10% (capacité comprise entre 13,5 et 16,5 µF) ou encore 88-108 MFD (capacité comprise entre 88 et 108 µF).

Les dimensions dépendent aussi de la valeur de *la tension* indiquée sur le condensateur (plus cette tension est élevée, plus le condensateur est gros). A cet effet, il n'est pas inutile de rappeler que la tension indiquée par le constructeur représente *la tension maximum* que le condensateur peut supporter à ses bornes sans risquer d'être détérioré. Ainsi, s'il est gravé 20µF/360V, le condensateur peut être utilisé sans problème sous une tension d'alimentation de 220V mais il ne devra en aucun cas être raccordé sur un réseau 380V.

EXERCICE :

Essayez de déterminer pour chacun de ces 5 condensateurs représentés à *la même échelle* s'il s'agit d'un condensateur de marche ou de démarrage.





Le condensateur n°1 est beaucoup plus gros que les 4 autres.

De plus, il a une capacité plutôt faible en regard de ses dimensions importantes.

C'est le type même du condensateur de marche.

A dimensions égales, les condensateurs n°3 et n°4 ont une faible capacité (notez que le condensateur n°4, prévu pour supporter une tension d'alimentation plus importante que le n°3 à une capacité plus faible). Ce sont 2 condensateurs de marche.

Le condensateur n°2 a une forte capacité vu son encombrement : c'est un condensateur de démarrage. Le condensateur n° 5 a une capacité un peu plus faible que le n°2 mais il supporte une tension plus élevée : c'est également un condensateur de démarrage.

Avant de voir en détail comment il convient de tester un condensateur suspect, il n'est sûrement pas inutile de rappeler ce qui se passe lorsqu'on raccorde un ohmmètre a ses bornes :

Fig.1 : Les plaques du condensateur étant complètement déchargées, la tension **U1** à ses bornes est bien sûr nulle. Dès qu'on connecte l'ohmmètre, son aiguille dévie aussitôt vers 0, ce qui prouve qu'un fort courant **I1** traverse alors les plaques du condensateur.

Fig.2 : On constate ensuite que l'aiguille de l'ohmmètre revient lentement vers la gauche, ce qui prouve que le courant **I2** qui traverse les plaques du condensateur est plus faible que le courant **I1** précédent. Simultanément, la tension **U2** aux bornes du condensateur augmente lentement.

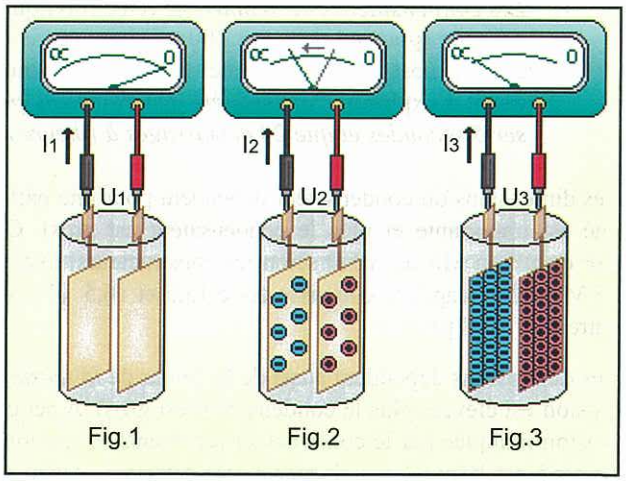


Fig.3 : L'aiguille de l'ohmmètre indique l'infini (∞), ce qui prouve que le courant **I3** est nul et donc que les plaques du condensateur ne sont plus traversées par aucun courant. La tension **U3** aux bornes du condensateur est alors égale à la tension délivrée par la pile de l'ohmmètre.

Cette réduction progressive de l'intensité s'explique par le fait qu'au fur et à mesure que les plaques du condensateur se chargent (ce qui provoque l'augmentation de la tension entre ces plaques), l'écart entre la tension aux bornes du condensateur et la tension de la pile de l'ohmmètre diminue.

Quand cet écart est nul, le courant est nul (fig.3). A l'inverse, quand cet écart est maximum, le courant est maximum (fig.1).

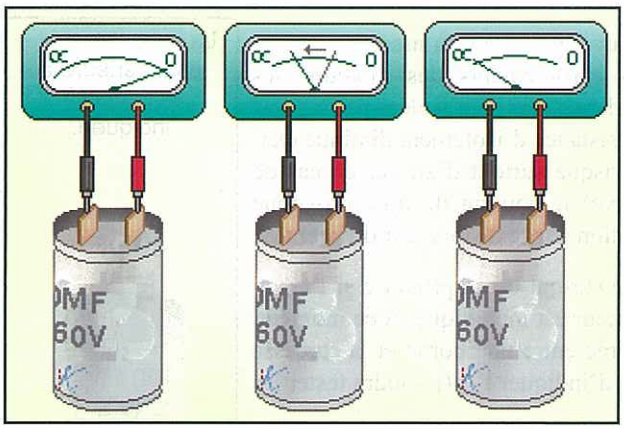
Dans notre exemple, quand le condensateur est complètement chargé, la tension à ses bornes est égale à la tension de la pile de l'ohmmètre (quelques volts) et quand on retire l'ohmmètre, les plaques restent chargées. Mais quand le condensateur est raccordé sur un réseau 220V, *cela signifie qu'il peut y avoir 220V à ses bornes même si l'alimentation est débranchée !*

ATTENTION DANGER : A ce moment, si on met les doigts sur ses bornes on subit le même type de choc électrique qu'en mettant ses doigts dans une prise de courant. De la même manière, raccorder un ohmmètre sur un condensateur chargé *équivaut à le brancher sur une prise de courant* (il n'y a plus qu'à espérer que les protections de l'appareil fasse vite et bien leur travail).

Il est impératif avant toute intervention sur un condensateur de s'assurer qu'il est complètement déchargé, par exemple en court-circuitant ses bornes à l'aide d'un tournevis à manche isolé (attention, l'étincelle produite est parfois très violente).

Certains condensateurs sont équipés d'une résistance de décharge raccordée entre leurs 2 bornes. Cette résistance est suffisamment élevée (environ 15kΩ) pour ne pas perturber le fonctionnement mais elle permet au condensateur de se décharger lentement quand il n'est plus alimenté.

Même si le condensateur est équipé d'une résistance de décharge, *prenez quand même la précaution de court-circuiter ses bornes avant toute intervention*. En effet, la décharge complète d'un condensateur hors tension n'est pas instantanée et peut nécessiter quelques minutes.



Avant d'étudier les défauts usuels des condensateurs, rappelons qu'en raccordant un ohmmètre aux bornes d'un condensateur en bon état (qu'on aura auparavant déchargé), l'aiguille doit se déplacer rapidement vers le 0 puis revenir lentement vers l'α.

Si maintenant on permute les 2 fils de l'ohmmètre (et donc les polarités), le même phénomène se reproduit.

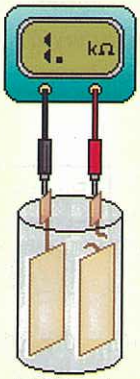
Avec un ohmmètre digital, beaucoup plus fréquent de nos jours, l'effet est moins visuel. Cependant, on distingue nettement une lente montée de l'affichage vers +α. En permutant les polarités, l'affichage indique -α puis remonte vers 0 puis vers +α. Ces variations sont d'autant plus lentes que le calibre est faible (utilisez un calibre 20 kΩ ou 200 kΩ).

Si vous manquez d'expérience, entraînez-vous sur des condensateurs neuf et observez bien ce qui se passe. En dépannage, cela pourra vous éviter bien des hésitations.

Test des condensateurs : La mesure à l'ohmmètre, quand elle donne les résultats que nous venons de voir, est une excellente indication de la « bonne santé » du condensateur. Néanmoins, elle devra être complétée par une mesure de la capacité réelle (nous allons bientôt voir comment effectuer cette mesure).

Maintenant, étudions les défauts usuels (coupure, court-circuit, masse, manque de capacité) des condensateurs et comment les contrôler. ***Dès à présent, notez qu'un gonflement de l'enveloppe du condensateur est absolument anormal.***

La résistance entre les deux bornes tend vers l'infini.



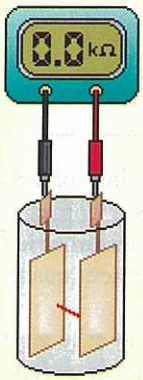
Electrode coupée.

⇐ Le condensateur peut être coupé.
A ce moment, l'ohmmètre placé aux bornes sur un fort calibre indique en permanence l'infini.

Avec cette panne, tout se passe comme si le condensateur n'existait pas. Or, si le moteur est équipé d'un condensateur, c'est qu'il sert à quelque chose. Nous pouvons donc imaginer que le moteur ne fonctionnera pas normalement ou qu'il n'arrivera pas à démarrer, ce qui provoquera le plus souvent une coupure par les sécurités thermiques (klixon, kriwan...).

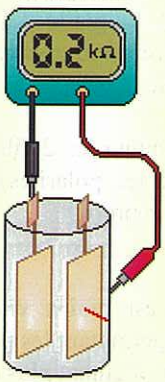
Le condensateur peut être en court-circuit ⇒
Avec cette panne, l'ohmmètre placé aux bornes indique en permanence 0 ou une résistance très faible (utilisez un faible calibre). Dans certains cas, le compresseur peut démarrer (nous en verrons plus loin les raisons) mais la plupart du temps le court-circuit du condensateur provoquera une coupure des sécurités thermiques.

La résistance entre les deux bornes tend vers zéro.



Electrodes en court-circuit.

La résistance entre une borne et la masse tend vers zéro.



Electrode à la masse.

⇐ Le condensateur peut être à la masse.
Comme pour les enroulements des moteurs, les électrodes des condensateurs sont isolées par rapport à la masse. Si la résistance d'isolement diminue exagérément (ce qui risque surtout d'arriver en cas de surchauffe excessive) le courant de fuite provoque l'arrêt de l'installation par le disjoncteur différentiel.

Cette panne risque surtout de se produire si l'enveloppe du condensateur est métallique. A ce moment, la résistance mesurée entre une borne et la carcasse tend vers 0 au lieu d'indiquer l'α (il faudra tester les 2 bornes).

La capacité réelle peut être trop faible ⇒
Dans ce cas, la valeur réelle de la capacité mesurée aux bornes du condensateur est inférieure à la capacité indiquée, en tenant compte des tolérances de fabrication.

La capacité réelle est inférieure à la capacité indiquée.

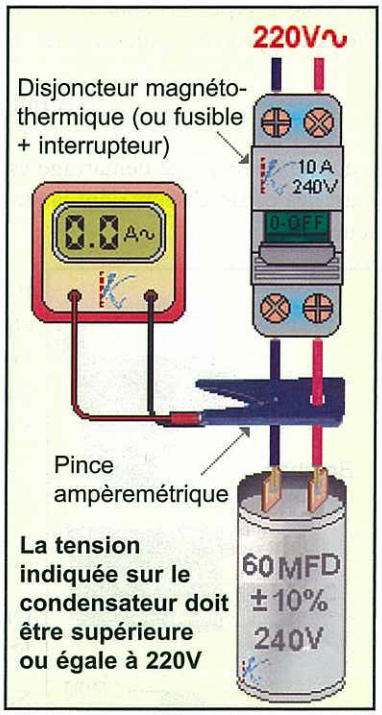
Capacité trop faible.

Dans l'exemple ci-dessus (à droite), la capacité mesurée devrait être comprise entre 90 et 110 µF. Le condensateur est donc en réalité trop petit et il ne donne pas le déphasage et le couple de démarrage attendu. Le moteur a alors de fortes chances de ne plus démarrer.

Regardons maintenant comment procéder pour mesurer la capacité réelle d'un condensateur, à partir d'un petit montage facilement réalisable en conditions chantier.

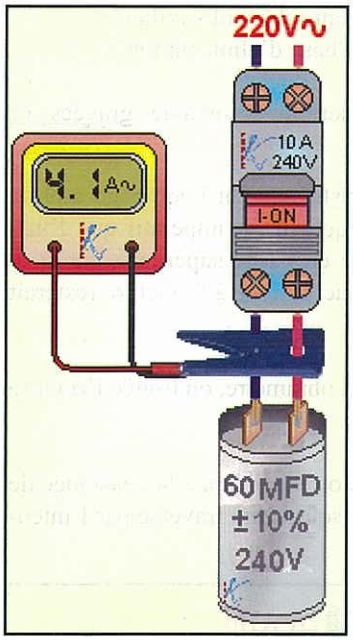
ATTENTION : Afin d'éviter tout risque d'accident, il faut impérativement tester le condensateur à l'ohmmètre avant de réaliser ce montage.

Le condensateur étant *en apparence* en bon état, il suffit de le raccorder sur le réseau 220V et de mesurer l'intensité absorbée (Bien sûr, la tension indiquée sur le condensateur doit être *au minimum* de 220V).



Il est *indispensable* de protéger le montage soit par un disjoncteur magnéto-thermique soit par un fusible et un interrupteur. La mesure doit être la plus brève possible (Il peut être dangereux de laisser un condensateur de démarrage sous tension).

Avec une alimentation en 220V, la capacité réelle du condensateur (en µF) est d'environ 14 fois l'intensité mesurée (en A).



Par exemple, on désire contrôler la capacité réelle du condensateur ci-contre (comme c'est visiblement un condensateur de démarrage, la mise sous tension devra être très brève).

Puisqu'il est gravé 240V, on peut le brancher sur un réseau 220V. Sa capacité annoncée étant de 60µF ±10% (donc comprise entre 54 et 66µF), il devrait théoriquement absorber environ : 60 / 14 = 4,3 A.

On installe un fusible ou un disjoncteur pouvant supporter cette intensité. On installe la pince et on règle l'ampèremètre sur le calibre 10A par exemple. On met le condensateur sous tension, on lit l'intensité absorbée *et on coupe l'alimentation aussitôt.*

ATTENTION DANGER : Lorsque vous mesurez la capacité d'un condensateur de démarrage, la mise sous tension ne doit pas dépasser 5 secondes (l'expérience montre que cette durée est largement suffisante pour effectuer la mesure, il suffit d'un peu d'organisation).

Dans notre exemple, la capacité réelle est d'environ 4,1 x 14 = 57µF et le condensateur est tout à fait correct puisque sa capacité doit être comprise entre 54 et 66µF.

Si l'intensité mesurée avait été par exemple de 3A, la capacité réelle aurait été de 3 x 14 = 42 µF. La valeur trouvée étant hors des tolérances, il aurait fallu remplacer le condensateur.

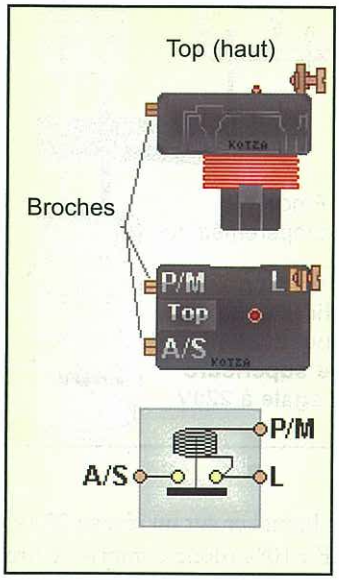
C) Les relais de démarrage :

Le rôle d'un relais de démarrage, quelle que soit sa technologie, est d'éliminer électriquement l'enroulement de démarrage dès que le moteur a atteint environ 80% de sa vitesse nominale. Le moteur est alors lancé et il continue sa rotation uniquement sur l'enroulement de marche.

Il existe 2 types principaux de relais de démarrage : Le relais d'intensité et le relais de tension. Nous évoquerons également le démarrage par résistance CTP.

Examinons d'abord les relais d'intensité :

Ce type de relais de démarrage est généralement utilisé sur les petits moteurs monophasés entraînant des compresseurs dont la puissance ne dépasse guère 600W (frigos ménagers, petits congélateurs...).



Ils sont la plupart du temps (mais pas toujours) directement embrochable sur le bornier du compresseur par l'intermédiaire de 2 ou 3 broches femelles (selon les modèles) avec un système de détrompage interdisant toute possibilité d'erreur de raccordement entre l'enroulement auxiliaire et l'enroulement de marche.

P / M → Principal / Main → Enroulement principal
A / S → Auxiliaire / Start → Enroulement auxiliaire
L Ligne / Line → Phase d'alimentation

On rencontre le plus souvent les inscriptions suivantes gravées sur le dessus du relais :

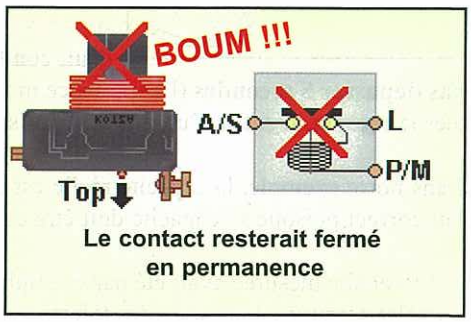
Si on remue le relais, on entend distinctement l'équipage mobile qui coulisse librement. C'est pourquoi il est impératif que l'inscription « Top (Haut) » soit placé en partie supérieure car si le relais était monté à l'envers le contact interne à fermeture resterait fermé en permanence.

Si on teste le relais d'intensité (placé dans le bon sens) à l'aide d'un ohmmètre, on trouve l'α entre A/S et P/M et entre A/S et L puisque le contact est ouvert au repos.

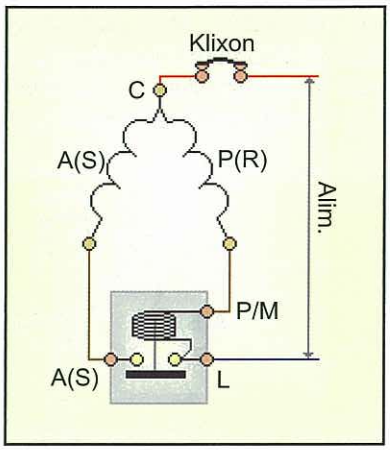
Par contre entre P/M et L, on trouve une résistance proche de 0Ω correspondant à la résistance de la bobine. Celle-ci est constituée d'un gros fil très peu résistant puisqu'il sera traversé par l'intensité de démarrage.

La plupart du temps, il est possible de tester le relais d'intensité en le tenant à l'envers. A ce moment, l'ohmmètre indique une résistance très faible entre A/S et L au lieu d'indiquer l'α.

Si on montait un relais d'intensité à l'envers, le contact pourrait rester en permanence fermé ce qui ne permettrait plus d'éliminer l'enroulement de démarrage. Le moteur risquerait alors très fortement de griller.



Examinons maintenant le fonctionnement du relais d'intensité sur le schéma ci-contre, représenté hors tension.



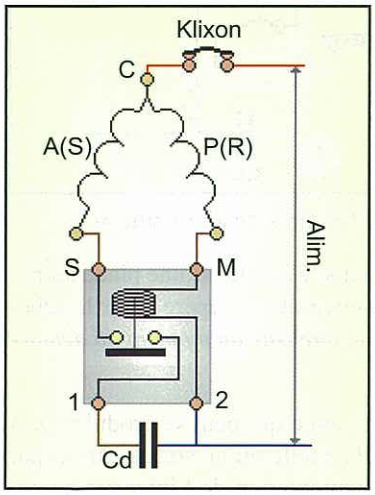
Dès qu'on alimente le montage, le courant traverse le klixon de protection thermique, l'enroulement principal et la bobine du relais. Le contact A/S→L étant ouvert, l'enroulement de démarrage n'est pas alimenté et le moteur ne peut pas démarrer ce qui provoque une importante augmentation de l'intensité absorbée.

Cette intensité de démarrage (de l'ordre de 5 fois le courant nominal) crée une tension suffisante aux bornes de la bobine (entre L et P/M) pour attirer le contact A/SL qui se ferme alors en mettant en circuit l'enroulement de démarrage.

Grâce à l'impulsion donnée par l'enroulement de démarrage, le moteur peut démarrer et au fur et à mesure qu'il prend de la vitesse, l'intensité absorbée diminue. Simultanément, cette réduction de l'intensité provoque une réduction de la tension aux bornes de la bobine du relais (entre L et P/M). Quand le moteur a atteint environ 80% de sa vitesse nominale, la tension entre L et P/M devient insuffisante pour maintenir le contact A/S→L fermé et ce dernier s'ouvre en éliminant complètement l'enroulement de démarrage.

Cependant, le couple de démarrage est très réduit avec ce type de montage puisqu'il n'y a pas de condensateur permettant un déphasage satisfaisant entre le courant principal et le courant auxiliaire (rappelons que le rôle du condensateur de démarrage est précisément de donner du couple). C'est pourquoi ce type de démarrage est uniquement utilisé sur des petits moteurs présentant un faible couple résistant.

Lorsqu'il s'agit d'un petit compresseur frigorifique, la détente doit *obligatoirement s'effectuer par un capillaire* afin de provoquer l'égalisation des pressions HP-BP à l'arrêt et de permettre un démarrage avec un couple résistant le plus faible possible *(voir : le détendeur capillaire, page 316)*.



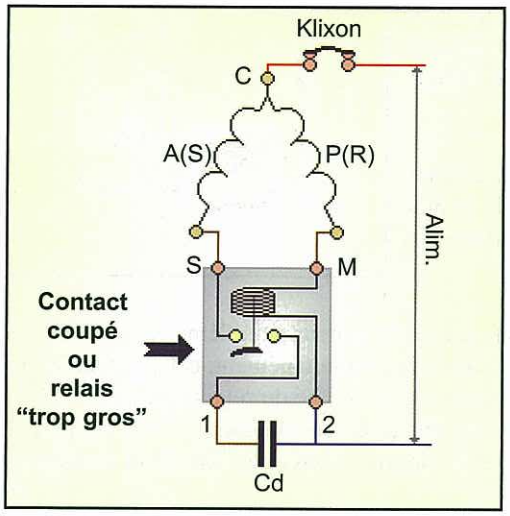
Lorsqu'on souhaite améliorer le couple de démarrage, il faut monter un condensateur de démarrage (Cd) en série avec l'enroulement auxiliaire. On rencontre alors souvent des relais d'intensité à 4 bornes, par exemple le modèle représenté ci-contre.

Ce type de relais est livré avec un shunt entre les bornes 1 et 2. Il faut bien sûr enlever le shunt si on souhaite installer un condensateur de démarrage.

Notez qu'en testant un tel relais à l'ohmmètre on trouvera une résistance très faible, indiquant la bobine, entre M et 2. Entre S et 1, on trouvera l'infini (relais dans le bon sens) et une faible résistance (relais à l'envers).

ATTENTION : Si on remplace un relais d'intensité défectueux, il faut toujours le remplacer par un relais de même référence...

En effet, il existe des dizaines de modèles de relais d'intensité différents, ayant chacun leurs caractéristiques propres (intensité de collage du contact, intensité de décollage du contact, intensité maximale admissible...). *Si le relais de remplacement n'est pas parfaitement adapté au moteur, soit son contact ne fermera jamais, soit il restera fermé en permanence...*

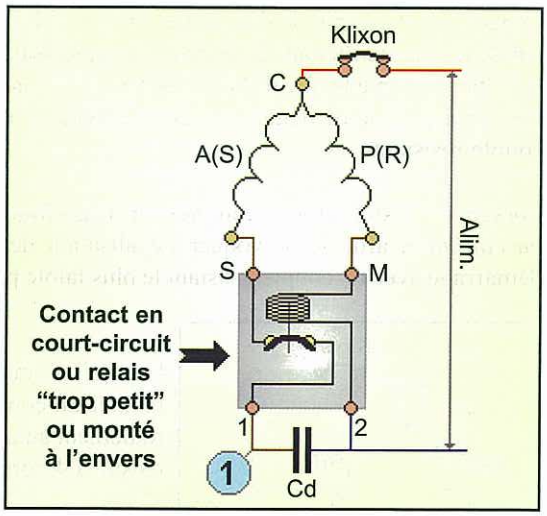


Si le contact ne ferme jamais, par exemple parce que le relais d'intensité est « trop gros » (il colle à 12A et l'intensité de démarrage n'est que de 8A), *l'enroulement auxiliaire ne peut pas être alimenté* et le moteur ne peut pas démarrer. Il grogne et il coupe aux sécurités thermiques.

Notez que ces symptômes seraient absolument identiques si le contact du relais était coupé (voir figure ci-contre).

En dernier ressort, il est toujours possible de vérifier cette hypothèse en court-circuitant un bref instant le contact (entre S et 1 sur l'exemple). Si le moteur démarre, c'est la preuve que le contact ne se fait pas.

Si le contact reste toujours fermé, par exemple parce que le relais d'intensité est « trop petit » (il décolle à 4A et en marche normale le moteur absorbe 6A), *l'enroulement auxiliaire est alimenté en permanence.* Notez que le même problème peut se produire si le contact du relais s'est « soudé » à la suite d'une surintensité excessive ou si le relais est monté à l'envers puisque alors le contact reste fermé en permanence.



Le compresseur absorbe alors une intensité exagérée et *au mieux*, il coupe par les protections thermiques (au pire, il « grille »). Si un condensateur de démarrage est installé, il reste en permanence sous tension et il chauffe énormément à chaque tentative de démarrage. Ce condensateur risque alors très fort de « rendre l'âme ».

On peut contrôler facilement le bon fonctionnement du relais d'intensité à l'aide d'une pince ampèremétrique placé sur la ligne de l'enroulement auxiliaire et du condensateur (repère 1 sur le schéma ci-dessus). *Si le relais fonctionne normalement, on lira une forte intensité au moment du démarrage puis plus rien dès que le contact se sera ouvert.*

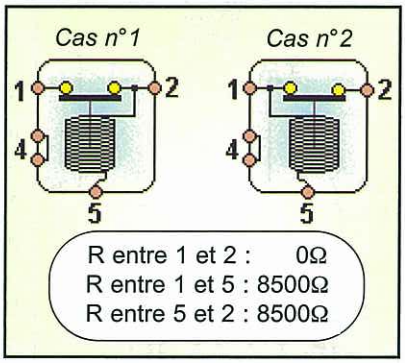
Enfin, pour en finir avec le relais d'intensité, il faut signaler une panne qui peut se produire *si la HP augmente exagérément.* En effet, toute augmentation de la HP, quelle qu'en soit la cause (par exemple un condenseur encrassé) entraîne inévitablement une augmentation de l'intensité absorbée par le compresseur *(voir : Influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43).* Cette augmentation de l'intensité peut parfois devenir suffisante pour coller *de nouveau* le relais d'intensité alors que le compresseur est en train de tourner. Vous imaginez les conséquences !

Examinons maintenant les relais de tension :

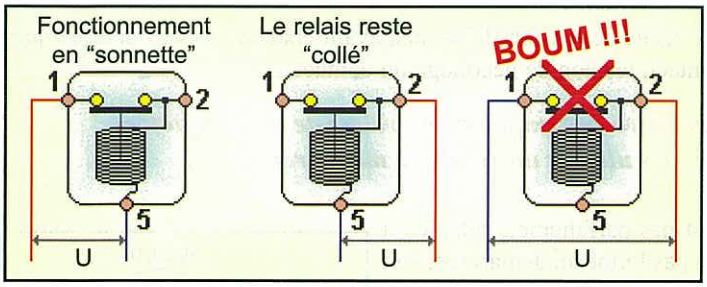
Quand la puissance du moteur augmente, l'intensité absorbée augmente également et il n'est plus possible d'utiliser un relais d'intensité car le fil de la bobine devrait avoir un diamètre bien trop important (au-dessus de 600W environ). Le relais de tension est constitué d'une bobine et d'un contact mais, *à l'inverse du relais d'intensité*, la bobine est cette fois ci *très résistante* (c'est un long fil très fin) et le contact est *fermé au repos*. C'est pourquoi il y a peu de probabilité de confondre ces 2 appareils !

Nous avons représenté ci-contre le modèle de relais de tension le plus répandu, qui se présente sous la forme d'une boite noire hermétique. Si on teste les bornes à l'aide d'un ohmmètre, on trouve 0Ω entre 1 et 2 et par exemple 8500Ω entre 1 et 5 *mais aussi entre 2 et 5* (notez que la borne 4 n'est pas utilisée intérieurement et qu'elle n'est prévue que pour des commodités de câblage).

Le contact du relais se trouve à coup sûr entre 1 et 2 puisque la résistance entre ces 2 bornes est nulle. Cependant, le test à ohmmètre ne permet pas de savoir si *le commun entre la bobine et le contact* se trouve sur la borne 1 ou sur la borne 2, puisque ces 2 hypothèses donneraient les mêmes mesures (voir schéma ci-contre).



Si vous avez le schéma du relais, vous n'aurez pas de problème pour connaître le commun. Sinon, il faudra pratiquer un petit test supplémentaire : Il suffit d'alimenter le relais entre les bornes 1 et 5 puis entre 2 et 5 (c'est entre ces bornes qu'on a trouvé 8500Ω, c'est donc là que se trouve la bobine).

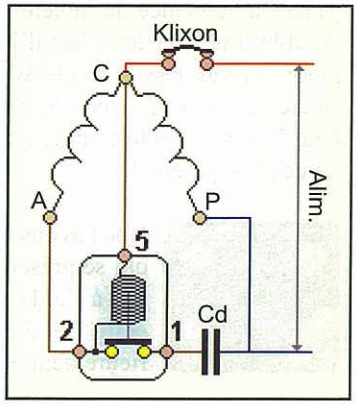


Alimenté entre 1 et 5, le relais fonctionne « en sonnette » et on l'entend distinctement coller puis décoller en permanence (imaginez les conséquences sur le moteur !). C'est la preuve que c'est la borne 2 qui est commune. Si on hésite, on peut vérifier en alimentant le relais entre 5 et 2 (le relais colle et reste collé).

ATTENTION : Si vous alimentez le relais entre 1 et 2 (aux bornes du contact à ouverture) vous provoquez un court-circuit franc, ce qui pourrait être dangereux !

Pour effectuer ce test, vous devrez utiliser du 220V si ce relais équipe un moteur 220V (il est très fortement recommandé de brancher un fusible de protection sur l'alimentation pour parer à toute fausse manoeuvre). Toutefois, il est possible que le relais ne colle ni entre 1 et 5, ni entre 5 et 2, bien que la bobine soit bonne (vous l'avez testée et vous avez trouvé une grande résistance). Cela est provoqué par le principe même de fonctionnement du relais (que nous verrons aussitôt après) qui nécessite une tension plus importante pour coller. Vous pourrez alors faire ce test en utilisant du 380V pour la durée de l'expérience (le relais ne risque rien, il peut être soumis à des tensions atteignant 400V !).

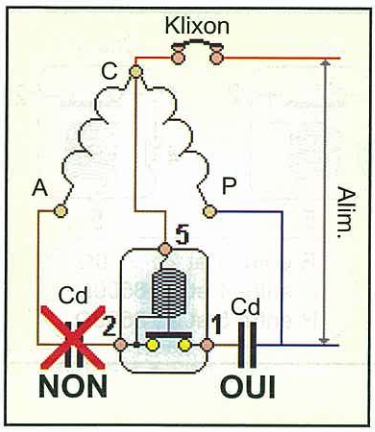
Étudions maintenant le fonctionnement du relais de tension sur le schéma ci-dessous, représenté au repos :



Dès qu'on alimente le montage, le courant traverse le klixon et l'enroulement principal (C→P). Simultanément, il traverse l'enroulement de démarrage (C→A), le contact 2-1 qui est fermé et le condensateur de démarrage (Cd). Toutes les conditions sont requises pour démarrer et le moteur commence sa rotation.

Au fur et à mesure que le moteur prend de la vitesse, une tension induite prend naissance aux bornes de l'enroulement auxiliaire, et cette tension s'ajoute à la tension d'alimentation.

C'est ainsi qu'à la fin du démarrage, la tension induite étant maximale, la tension aux bornes de l'enroulement auxiliaire peut atteindre 400V (avec une alimentation en 220V). La bobine du relais de tension est précisément conçue pour coller quand la tension à ses bornes dépasse la tension d'alimentation d'une valeur déterminée par le constructeur du moteur. Quand le contact 1-2 s'ouvre, la bobine du relais reste alimentée par la tension induite dans l'enroulement auxiliaire (cet enroulement, bobiné sur l'enroulement principal, se comporte alors comme le secondaire d'un transformateur).

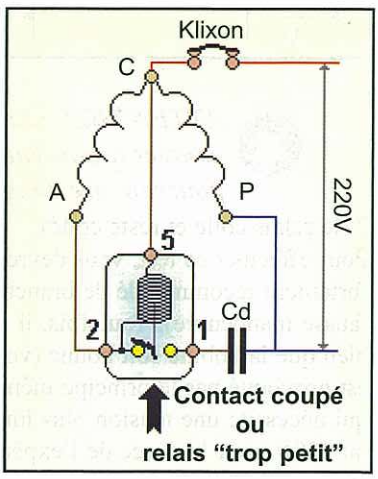


Pendant le démarrage, il est très important que la bobine du relais soit soumise à la tension exacte régnant aux bornes de l'enroulement auxiliaire. C'est pourquoi le condensateur ne doit jamais être raccordé entre 2 et A mais entre 1 et P (voir schéma ci-contre). *Notez que dès que le contact 1-2 ouvre le condensateur de démarrage est entièrement éliminé.*

Il existe de nombreux modèles de relais de tension différents, ayant chacun leurs caractéristiques propres (tension de collage du contact, tension de décollage du contact...).

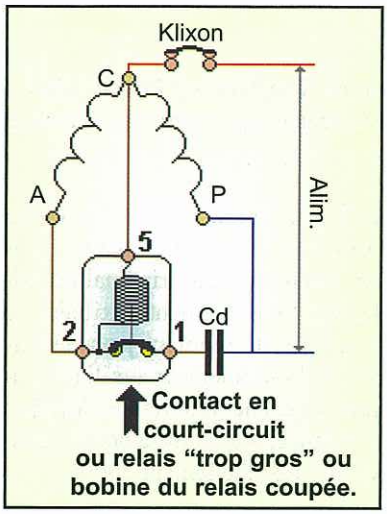
Aussi, s'il est nécessaire de remplacer un relais de tension défectueux, il faut toujours utiliser un relais de même référence.

Si le relais de remplacement n'est pas parfaitement adapté au moteur, soit son contact ne restera pas fermé au démarrage, soit il restera collé en permanence...



Si le contact ne reste pas fermé au démarrage, par exemple parce que le relais de tension est « trop petit » (il colle à 130V, c'est à dire dès la mise sous tension et l'enroulement auxiliaire n'est alimenté qu'une fraction de seconde), le moteur ne peut pas démarrer. Il grogne et coupe aux sécurités thermiques.

Notez que ces symptômes sont identiques si le contact du relais est coupé. En dernier ressort, il est toujours possible de vérifier cette hypothèse en court-circuitant un bref instant le contact entre 1 et 2. Si le moteur démarre, c'est la preuve que le contact ne se fait pas.



Si le contact reste toujours fermé, par exemple parce que le relais de tension est « trop gros » (il colle à 390V et la tension aux bornes de l'enroulement auxiliaire ne dépasse jamais 270V), *l'enroulement auxiliaire est alimenté en permanence.*

Notez que le même problème peut se produire si les contacts du relais se sont « soudés » à la suite d'une surintensité excessive ou si la bobine du relais est coupée.

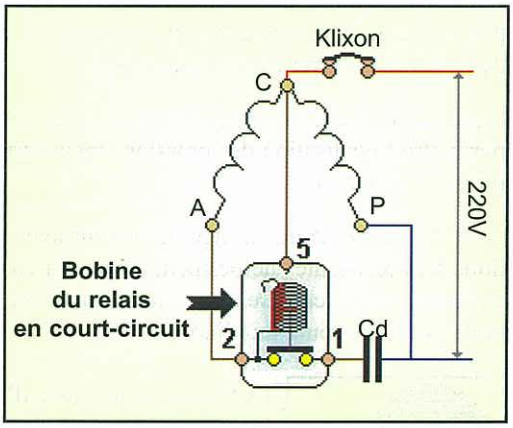
Le compresseur absorbe alors une intensité exagérée et *au mieux*, il coupe par les protections thermiques (au pire, il « grille »). Si un condensateur de démarrage est installé, il reste en permanence sous tension et il chauffe énormément à chaque tentative de démarrage. Ce condensateur risque alors très fort de « rendre l'âme ».

On peut contrôler facilement le bon fonctionnement du relais de tension à l'aide d'une pince ampèremétrique placé sur la ligne de l'enroulement auxiliaire et du condensateur (sur le schéma ci-dessus, on pourra placer la pince sur le fil raccordé à la borne 1 ou à la borne 2 du relais). *Si le relais fonctionne normalement, on lira une forte intensité au moment du démarrage puis plus rien dès que le contact se sera ouvert.*

Notez qu'en mesurant la tension entre 2 et 5 quand le moteur tourne, vous connaîtrez la valeur de la tension induite dans l'enroulement auxiliaire (utilisez un calibre 600 ou 1000V, même sur un moteur 220V).

Enfin, il peut arriver que la bobine du relais de tension se mette en court circuit. A ce moment, un courant très important traverse la bobine et généralement son fil très fin se comporte comme un fusible et il fond.

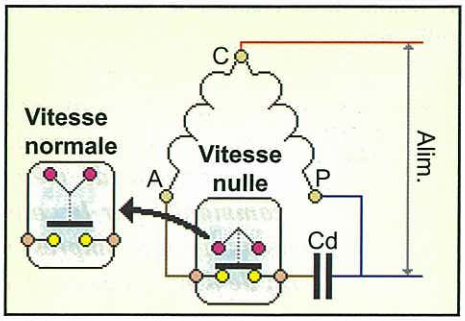
On retrouve donc les symptômes du contact 2-1 qui reste toujours fermé et quand il arrive sur les lieux, le dépanneur constate que la bobine est coupée.



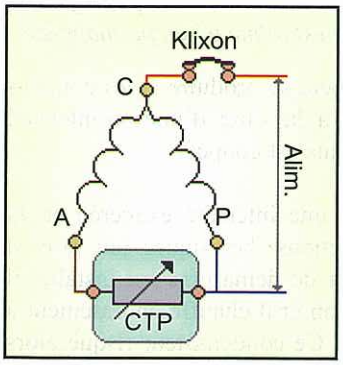
Rappelez-vous qu'en cas de surcharge du moteur (par exemple une augmentation de la HP qui fait monter l'intensité absorbée), le relais d'intensité risquait de remettre l'enroulement auxiliaire en service. Cela ne peut arriver avec un relais de tension dont le fonctionnement est basé sur la vitesse de rotation et non sur l'intensité absorbée par le moteur.

Avant d'étudier le démarrage par CTP, citons rapidement le démarrage par coupleur centrifuge qui équipe encore certains moteurs monophasés ou certains modèles de pompes à vide. Le contact, fermé au repos, s'ouvre par l'action de la force centrifuge dès que le moteur a atteint environ 80% de sa vitesse nominale.

Les pannes de coupleurs centrifuges étant la plupart du temps d'origine mécanique elles sortent du cadre de cet ouvrage.



Démarrage par CTP :



La résistance CTP (à **C**oefficient de **T**empérature **P**ositif, c'est à dire dont la résistance augmente avec la température) est raccordée comme sur le schéma ci-contre.

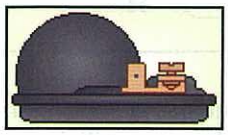
Le moteur étant à l'arrêt, la CTP est froide (à la température ambiante) et sa résistance est très faible (quelques ohms). Dès qu'on met le moteur sous tension, l'enroulement principal est alimenté. Le courant traverse également l'enroulement auxiliaire au travers de la faible résistance de la CTP et le moteur peut démarrer. Cependant, le courant qui traverse l'enroulement auxiliaire traverse également la CTP, ce qui provoque une importante élévation de sa température et donc de sa résistance. Après une à deux secondes, la température de la CTP est à plus de 100°C et sa résistance dépasse facilement 1000Ω.

Cette très forte augmentation de la résistance de la CTP réduit le courant dans l'enroulement auxiliaire à quelques milliampères, ce qui équivaut à éliminer cet enroulement, quasiment comme le ferait un relais de démarrage classique. Bien qu'il n'ait aucune influence sur l'enroulement de démarrage, le faible courant qui continue à traverser la CTP reste largement suffisant pour la maintenir à température.

Cette technique de démarrage est utilisée par certains constructeurs lorsque le couple résistant est très faible au démarrage, par exemple sur un compresseur avec détendeur capillaire (l'égalisation de pression à l'arrêt est indispensable).

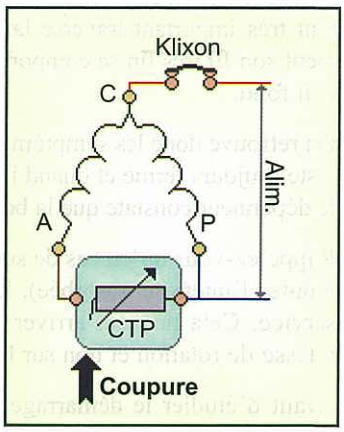
Cependant, quand le compresseur s'arrête, la période d'arrêt doit être *suffisamment longue* pour permettre l'égalisation des pressions mais surtout *le refroidissement de la CTP* (il faut compter au moins 5 minutes).

Toute tentative de démarrage du moteur avec une CTP chaude (et donc très résistante) ne permettrait pas à l'enroulement auxiliaire de lancer le moteur. Cela se solderait par une surintensité importante et une coupure au klixon.



La CTP est constituée d'un disque à l'aspect pierreux et la panne principale de ce type de relais de démarrage provient d'une coupure sur une connexion interne le plus souvent provoquée par des tentatives de démarrage à chaud qui entraînent inévitablement des surintensités excessives.

Il faudra alors changer le relais CTP par un modèle de même référence.



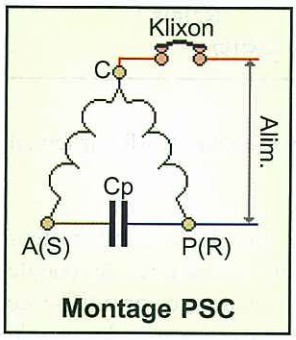
A NOTER : Nous avons souvent insisté sur l'importance de toujours remplacer un équipement défectueux (klixon, relais de démarrage...) par un modèle de même référence, ou par un modèle équivalent recommandé par le constructeur. Il est également indispensable, si on change un compresseur, de remplacer aussi l'ensemble du dispositif de démarrage (relais + condensateur(s)).

D) Synthèse des montages usuels :

Dans les documentations des différents constructeurs, on rencontre de nombreux montages avec des appellations quelques peu barbares que nous allons expliciter. Ce sera l'occasion de compléter nos connaissances et de voir le rôle des condensateurs « de marche ».

Pour bien comprendre la suite, rappelons qu'à l'inverse d'un condensateur de démarrage, un condensateur de marche est conçu pour rester en permanence sous tension et qu'un condensateur raccordé en série avec l'enroulement auxiliaire permet d'augmenter le couple moteur.

1) Le montage P.S.C. (**P**ermanent **S**plit **C**apacitor) est le plus simple puisqu'il n'utilise aucun relais de démarrage.



Montage PSC

Le condensateur, restant en permanence sous tension, doit être un condensateur de marche. Comme ce type de condensateur devient rapidement très volumineux quand sa capacité augmente, on se limite généralement à des capacités plutôt faibles (rarement plus d'une trentaine de µF).

Le montage PSC est donc plutôt utilisé sur des petits moteurs entraînant des machines à couple résistant peu important (petits compresseurs frigorifiques avec détendeur capillaire permettant l'égalisation des pressions à l'arrêt ou ventilateurs de petits climatiseurs).

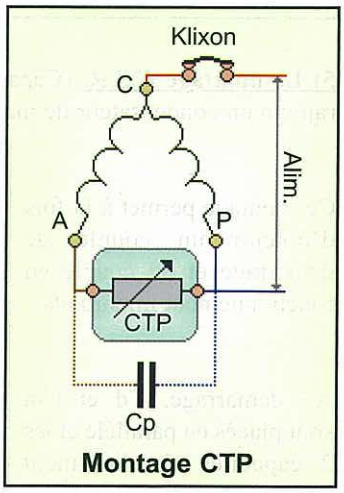
A la mise sous tension du montage, c'est le condensateur permanent (Cp) qui donne le « coup de pouce » permettant le démarrage. Quand le moteur est lancé, l'enroulement auxiliaire reste sous tension en série avec Cp ce qui limite l'intensité et permet d'améliorer le couple moteur en fonctionnement.

2) Le montage C.T.P. étudié à la page précédente, est aussi appelé PTC (**P**ositive **T**emperature **C**oefficient) et utilise un artifice de démarrage relativement simple.

Il peut être amélioré en raccordant un condensateur permanent comme indiqué en pointillés sur le schéma.

A la mise sous tension du montage (après une période d'arrêt d'au moins 5 minutes), la résistance CTP étant très faible, le condensateur Cp est court-circuité et il ne peut pas aider le compresseur à démarrer (le couple résistant doit donc toujours être faible ce qui implique une égalisation des pressions à l'arrêt).

A la fin du démarrage, la résistance CTP est très importante mais l'enroulement auxiliaire reste raccordé sur le réseau en série avec Cp ce qui permet d'améliorer le couple moteur en fonctionnement (par exemple en cas d'augmentation de la HP).



Montage CTP

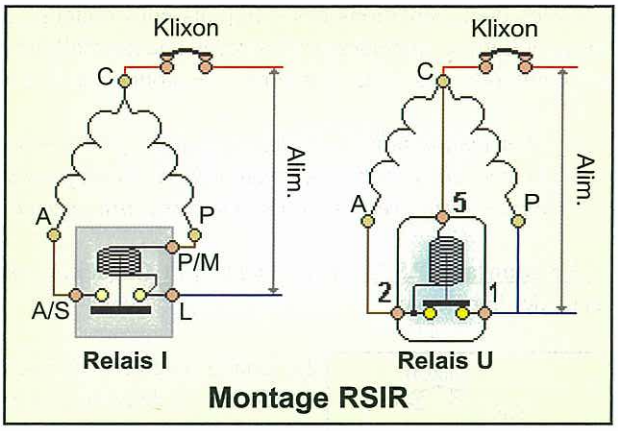
Le condensateur restant alors sous tension, on ne peut pas utiliser un condensateur de démarrage avec un montage de ce type.

3) Le montage R.S.I.R. (**R**esistance **S**tart **I**nduction **R**un) utilise un relais de démarrage mais il n'y a pas de condensateur.

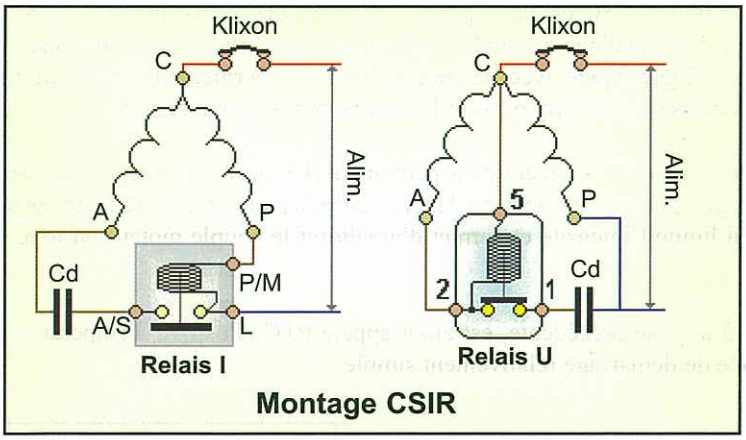
Le relais de démarrage utilisé peut être un relais d'intensité (c'est le cas le plus fréquent) ou un relais de tension. Le résultat est le même.

Comme aucun condensateur n'est utilisé, le couple de démarrage est plutôt faible.

Ce montage est donc principalement utilisé sur des petits frigos ménager dont le détendeur capillaire permet l'égalisation des pressions à l'arrêt.



4) Le montage C.S.I.R. (**C**apacitor **S**tart **I**nduction **R**un) est identique au montage RSIR sur lequel on rajoute un condensateur de démarrage.



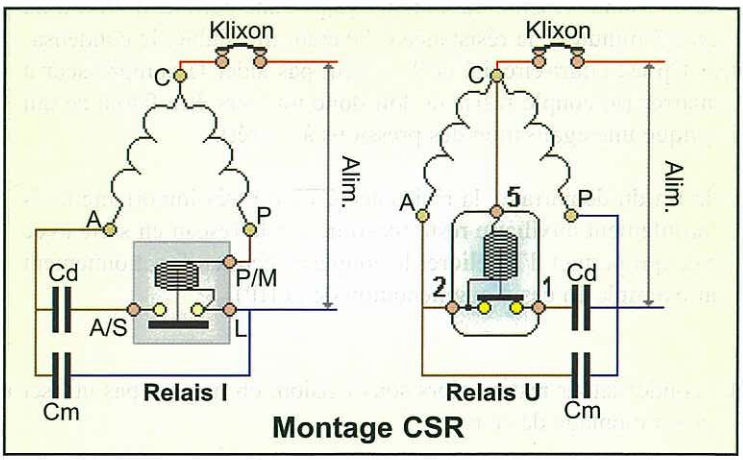
Le rôle de ce condensateur étant d'améliorer le couple de démarrage, on utilise ce montage lorsque le couple résistant au moment du démarrage risque d'être important.

Ce sera le cas, par exemple, si on utilise sur le circuit frigorifique un détendeur thermostatique.

5) Le montage C.S.R. (**C**apacitor **S**tart and **R**un) est identique au montage CSIR sur lequel on rajoute un condensateur de marche (Cm).

Ce montage permet à la fois d'obtenir un couple de démarrage et un couple en fonctionnement importants.

Au démarrage, Cd et Cm sont placés en parallèle et les 2 capacités s'additionnent pour aider le moteur à démarrer.



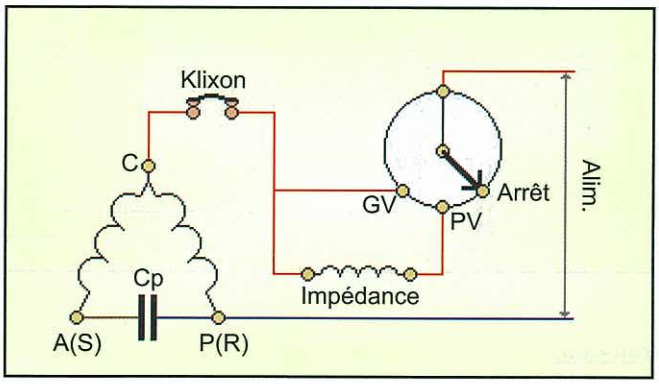
Le démarrage terminé, Cd est éliminé mais l'enroulement auxiliaire est toujours alimenté au travers de Cm.

L'utilisation du condensateur de marche permet d'améliorer le couple moteur en fonctionnement, par exemple sur une pompe à chaleur dont le taux de compression (et donc le couple résistant) peut devenir très important en régime hiver.

Mais le condensateur de marche permet aussi d'augmenter le cosφ du moteur et donc de réduire l'intensité absorbée (un test rapide peut se faire en mesurant l'intensité totale absorbée puis en débranchant Cm : on constate que l'intensité totale augmente et souvent que le compresseur devient plus bruyant).

Rappelez-vous que pour contrôler électriquement un moteur monophasé, en plus de la lecture des plaques signalétiques, utilisez une pince ampèremétrique pour mesurer l'intensité totale absorbée par le moteur mais ne négligez jamais de mesurer également l'intensité qui traverse le(s) condensateur(s).

6) Moteurs à plusieurs vitesses.



Le schéma de principe ci-contre représente un moteur de ce type équipant le ventilateur de soufflage de nombreux climatiseurs. Le principe est de créer une chute de tension aux bornes du moteur, ce qui réduit le couple moteur et donc la vitesse.

Une bobine (impédance) est raccordée en série avec le moteur de type PSC. Quand le commutateur est en position **PV**, l'intensité absorbée traverse l'impédance qui crée une chute de tension aux bornes du moteur : Il tourne en **P**etite **V**itesse. Quand le commutateur est en position **GV**, l'impédance est court-circuitée et le moteur reçoit la tension du réseau : Il tourne en **G**rande **V**itesse.

EXERCICE :

Un moteur monophasé 220V, équipé d'un condensateur de marche de 3µF, entraîne le ventilateur d'un climatiseur. Un commutateur à 4 bornes (C, PV, MV, GV) permet la sélection de la vitesse du ventilateur (**P**etite, **M**oyenne ou **G**rande vitesse).

	B	**R**	**N**	**J**	**V**
B	-	-	-	-	-
R	110Ω	-	-	-	-
N	110Ω	220Ω	-	-	-
J	290Ω	400Ω	180Ω	-	-
V	200Ω	310Ω	90Ω	**270Ω**	-

Cinq fils sortent du moteur : un **B**leu, un **R**ouge, un **N**oir, un **J**aune et un **V**ert. Tous les fils étant débranchés, vous trouverez dans le tableau ci-contre la valeur de la résistance mesurée entre chacun de ces fils (par exemple, il y a 270Ω entre le fil **J**aune et le fil **V**ert).

Alors, à vos crayons et retrouvez le schéma interne du moteur (correction page suivante).

Correction de l'exercice :

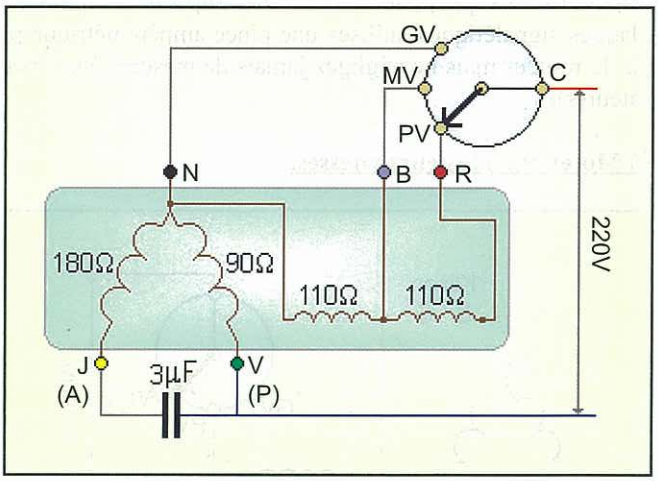
	B	R	N	J	V
B	-	-	-	-	-
R	110Ω	-	-	-	-
N	110Ω	220Ω	-	-	-
J	290Ω	400Ω	180Ω	-	-
V	200Ω	310Ω	**90Ω**	270Ω	-

La plus faible résistance (90Ω) se trouve entre N et V : c'est vraisemblablement l'enroulement principal.

L'enroulement auxiliaire serait alors entre N (qui serait le commun) et J avec une résistance de 180Ω.

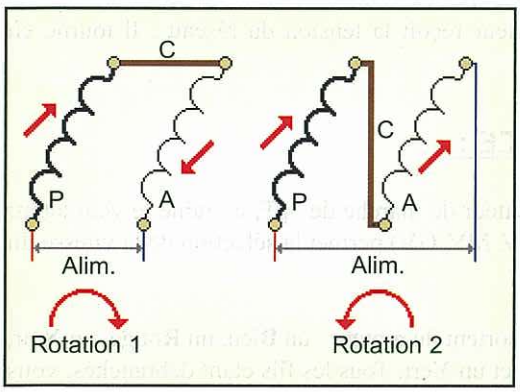
La première impédance chutrice serait alors entre N et B (110Ω) et la seconde entre B et R (110Ω également).

On réalise alors le schéma interne en fonction de nos hypothèses et *on contrôle qu'absolument toutes les mesures du tableau correspondent* (par exemple, il y a bien 290Ω entre B et J et 200Ω entre B et V).



Il n'y a plus qu'à inclure le commutateur en se rappelant que la plus grande vitesse s'obtient en alimentant le moteur directement sur la tension du réseau. A l'inverse, la plus faible vitesse s'obtient pour la plus faible tension d'alimentation, donc en intercalant la plus grande impédance chutrice.

7) Moteurs monophasés à 2 sens de rotation.



Ces moteurs, peu fréquents de nos jours, risquent surtout de se rencontrer quand le moteur entraîne un compresseur ouvert. Ces moteurs possèdent alors au moins 4 bornes et parfois 6 quand il s'agit d'un moteur bi-tension.

Pour inverser le sens de rotation du moteur, il suffit de croiser 2 fils soit sur l'enroulement auxiliaire, soit sur l'enroulement principal.

A titre d'exemple, nous avons croisé les 2 fils de l'enroulement auxiliaire sur le schéma ci-contre. Notez qu'alors le sens de passage du courant est inversé dans cet enroulement ce qui permet de donner une impulsion magnétique en sens inverse au moment du démarrage.

Pour finir, nous citerons les moteurs 2 fils à « spire de Frager » ou « bague de déphasage » ou « shaded pole » très utilisés pour entraîner de petits ventilateurs *à faible couple résistant* (souvent hélicoïdes). Ces moteurs très robustes ont un faible couple mais ils ne présentent aucune difficulté particulière puisqu'il n'y a que 2 fils (plus la terre évidemment) à raccorder sur le réseau !

DÉPANNAGE ÉLECTRIQUE : INITIATION

De très nombreuses pannes provoquent une coupure du circuit de commande par une sécurité électrique et l'installation (ou une partie de l'installation) ne fonctionne plus. Placés dans cette situation, de trop nombreux dépanneurs « bidouilleurs » appuient au hasard sur tous les boutons de réarmement, dérèglent des appareils ou des sécurités, appuient à la main sur les contacteurs (en risquant un accident)...

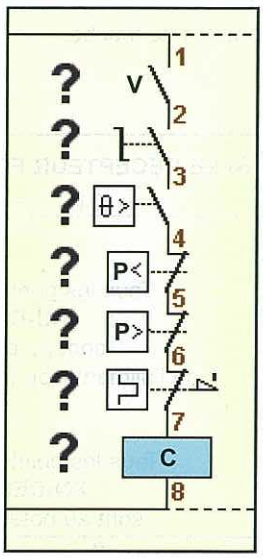
Pourtant, une démarche structurée permettrait de gagner énormément de temps et de **dépanner l'installation à coup sûr** sans provoquer d'autres pannes. En fait, il suffit de connaître *quelques règles de base très simples* pour être capable de déterminer ***très rapidement*** quel est l'organe électrique (sécurité ou autre) qui a coupé. Au lieu de se demander « qu'est-ce qui a bien pu couper ? » et de rechercher la panne « au pif », le dépanneur ayant localisé très vite le défaut pourra se poser la question essentielle : « pourquoi cette sécurité a-t-elle coupée, et comment faire pour que cela ne se reproduise plus ? ». Il trouvera le temps d'effectuer un contrôle général de l'installation et pourra prévenir les pannes à répétition. ***Ce type d'attitude sera bénéfique pour tout le monde, que ce soit le client, le dépanneur ou l'entreprise.***

En dépannage électrique des circuits de commande, il y a 2 possibilités :

- Soit il y a *une coupure* par une sécurité ou un asservissement quelconque. Dans ce cas, l'armoire électrique peut rester sous tension. Ce cas est le plus favorable et le diagnostic peut être extrêmement rapide (dépannage au voltmètre).
- Soit il y a *une mise à la masse* ou un *court-circuit* et toute l'installation (ou la partie d'installation) disjoncte. Dans ce cas, le dépannage ne peut pas se faire sous tension et il faudra utiliser l'ohmmètre. Cette dernière technique est toujours plus longue et délicate puisqu'il faut obligatoirement *qu'au moins une des 2 bornes* qu'on souhaite tester soit débranchée.

A) Dépannage des circuits de commande au voltmètre :

Quand un appareil (par exemple le contacteur **C** ci-contre ne « colle » pas, cela provient-il du contact d'asservissement **V** 1-2 qui ne ferme pas, ou peut être de l'inter 2-3 qui ferme mal son contact, ou du thermostat de régulation 3-4 qui reste ouvert, ou du pressostat BP 4-5 qui est coupé, ou du pressostat HP 5-6, ou du relais thermique 6-7 ?



Mais peut-être la bobine du contacteur C est-elle coupée ? Ou peut être s'agit-il d'un câble ou d'un fil coupé ? Ou encore...

Les hypothèses, on le voit, sont très nombreuses. Pourtant c'est presque un jeu d'enfant de déterminer très rapidement et à coup sûr ou se situe exactement le défaut.

Il suffit d'un voltmètre et d'un peu d'habitude.

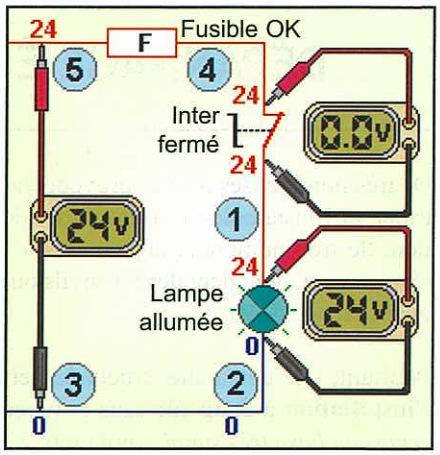
Nous reviendrons sur ce schéma un peu plus loin. Pour l'instant, afin de bien comprendre la technique utilisée, nous prendrons l'exemple simple d'un voyant 24V alimenté par l'intermédiaire d'un interrupteur et protégé par un fusible...

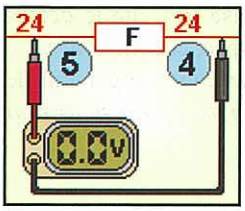
Tout étant normal et la lampe étant allumée, c'est dire qu'un voltmètre placé entre [1] et [2] indique 24V.

Or, un voltmètre indique ***une différence*** *de potentiel.* **Convenons donc que le potentiel en [1] est de 24V et que le potentiel en [2] est de 0V** (la différence de potentiel entre **[1]** et **[2]** a bien pour valeur 24 - 0 = 24V).

Convenons également ***que tous les points reliés entre eux par un fil ou un contact fermé sont au même potentiel.*** Ainsi, le potentiel en **[3]** est-il le même qu'en **[2]**, soit 0V.

De même le potentiel en **[4]** ainsi qu'en **[5]** est de 24V.





Le voltmètre placé entre **[5]** et **[3]** indiquera la différence de potentiel entre ces 2 points, soit 24 - 0 = 24V. De même, un voltmètre placé aux bornes de l'interrupteur (fermé){indiquera 24 - 24 = 0V.

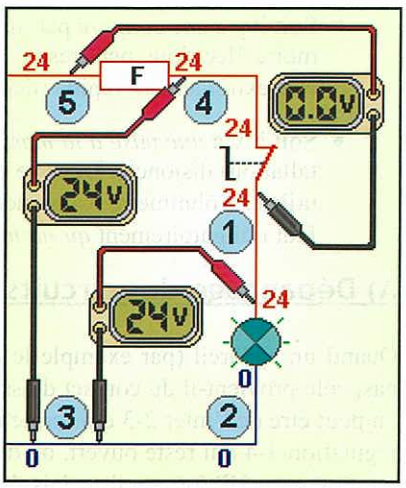
Toujours en suivant le même raisonnement, le voltmètre placé entre **[5]** et **[4]** indiquera 24 - 24 = 0V.

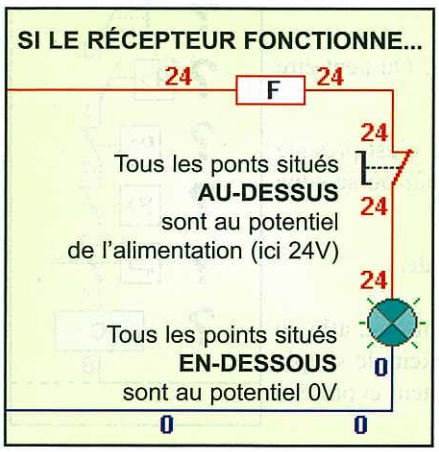
De même, un voltmètre placé entre **[5]** et **[1]** indique 24 - 24 = 0V.

Entre **[4]** et **[3]** le voltmètre indique 24 - 0 = 24V.

Entre **[1]** et **[3]** il indique 24 - 0 = 24V, et ainsi de suite...

Comme vous le constatez, il est très simple de prévoir l'indication du voltmètre quel que soit l'endroit ou l'on place les pointes de touche.





En résumé, quand le récepteur (voyant, contacteur, relais...) *fonctionne normalement*, tous les points situés ***au-dessus*** de ce récepteur sont au même potentiel que la tension d'alimentation (220V, 24V...).

De même, tous les points situés ***en dessous*** de ce récepteur sont au potentiel 0V).

Lorsque le récepteur ne fonctionne pas, la recherche du défaut au voltmètre va précisément être basée sur ce principe...

Maintenant, si la lampe reste éteinte bien que l'inter soit fermé, examinons une première démarche de recherche de défaut. Une pointe de touche est placée en **[7]** (sur le 0V) qui sert de référence. Pour chaque mesure de notre exemple, le voltmètre peut indiquer soit 24V, soit 0V :

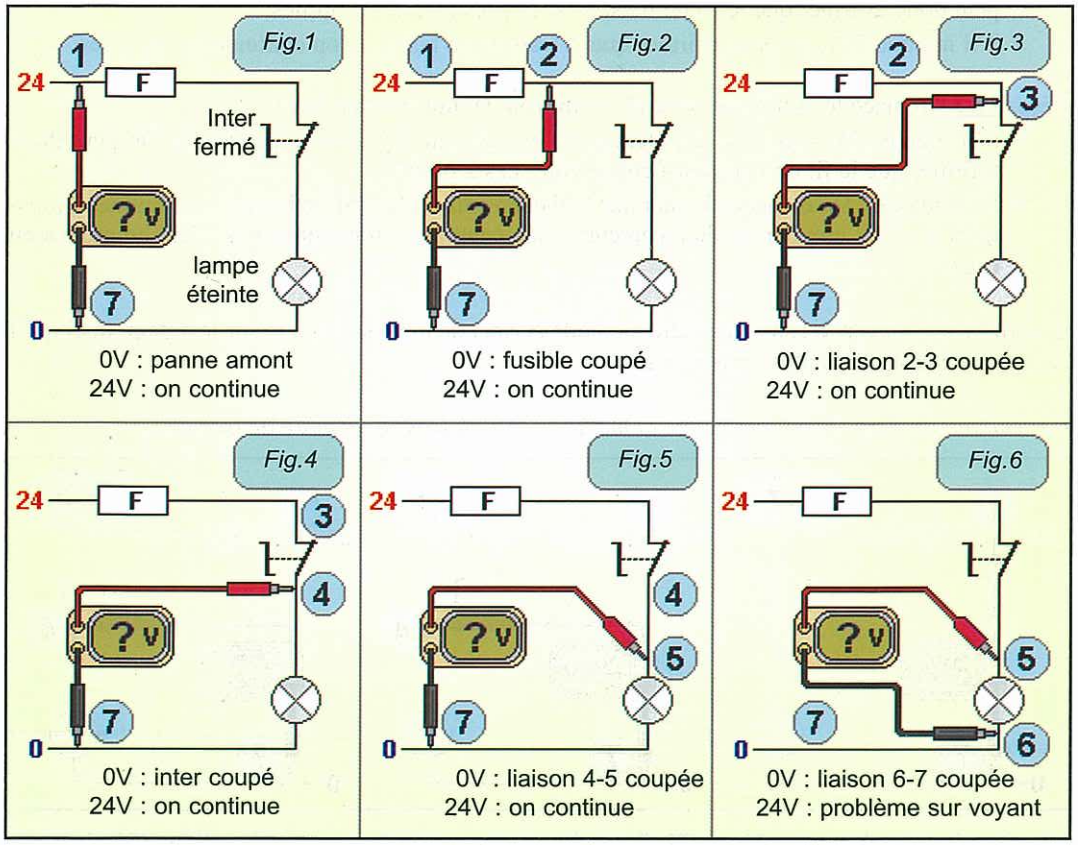


Figure 1 : On place le voltmètre entre **[1]** et **[7]** (on devrait trouver 24V).

- S'il indique 0V, c'est que la tension n'arrive pas sur le montage. Il faudra alors remonter en amont, vers le transformateur.
- S'il indique 24V, la tension arrive bien et le défaut provient *à coup sûr* du montage. On peut affirmer qu'il y a bien un potentiel de 24V en **[1]** et un potentiel de 0V en **[7]** Il faut continuer les mesures.

Figure 2 : On place le voltmètre entre **[7]** et **[2]** (on devrait trouver 24V).

- S'il indique 0V, c'est que le potentiel 24V présent en **[1]** n'arrive pas en **[2]**. On peut donc affirmer qu'il y a coupure au niveau du fusible.
- S'il indique 24V, on peut affirmer que le fusible est bon et on continue les mesures.

Figure 3 : On place le voltmètre entre **[7]** et **[3]** (on devrait trouver 24V).

- S'il indique 0V, c'est que le potentiel 24V présent en **[2]** n'arrive pas en **[3]**. On peut donc affirmer que le fil de liaison est coupé entre ces 2 bornes.
- S'il indique 24V, on peut affirmer que la liaison est bonne et on continue les mesures.

Figure 4 : On place le voltmètre entre **[7]** et **[4]** (on devrait trouver 24V).

- S'il indique 0V, c'est que le potentiel 24V présent en **[3]** n'arrive pas en **[4]** On peut donc affirmer que le contact de l'inter ne ferme pas.
- S'il indique 24V, on peut affirmer que le contact de l'inter est bien fermé et on continue les mesures.

Figure 5 : (voir page précédente). On place le voltmètre entre **[7]** et **[5]** (on devrait normalement trouver 24V).

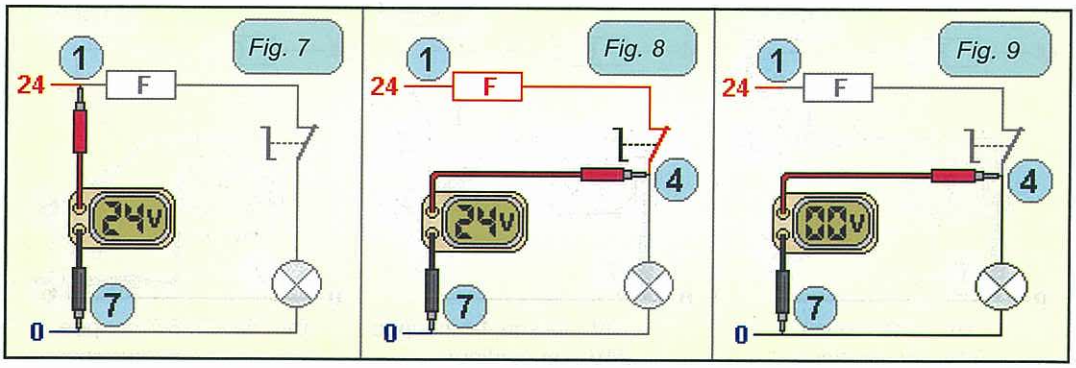
- Si le voltmètre indique 0V, c'est que le potentiel 24V présent en **[4]** n'arrive pas en **[5]** On peut donc affirmer que le fil de liaison est coupé entre ces 2 bornes.
- S'il indique 24V, on peut affirmer que la liaison est bonne et on continue les mesures.

Figure 6 : On place le voltmètre entre **[5]** et **[6]** (on devrait trouver 24V).

- S'il indique 0V, c'est que le potentiel 0V présent en **[7]** n'arrive pas en **[6]** On peut donc affirmer que le fil de liaison est coupé entre ces 2 bornes.
- S'il indique 24V, on peut affirmer que la liaison entre **[7]** et **[6]** est bonne. A ce moment, puisqu'il y a 24V aux bornes du récepteur et que celui ci ne fonctionne pas, c'est lui qui est en cause.

Comme vous pouvez le constater, cette méthode permet de localiser à coup sûr le défaut, quel qu'il soit, et il ne reste alors plus qu'à réparer.

Cependant, on peut encore améliorer la méthode en réduisant le nombre de mesure...



On place le voltmètre entre **[1]** et **[7]** (figure 7). Comme précédemment, s'il indique 0V, c'est que la tension n'arrive pas sur le montage et il faudra remonter en amont. S'il indique 24V, la tension arrive bien et le défaut provient *à coup sûr* du montage (partie grisée du schéma).

A ce moment, on effectue une mesure vers ***le milieu*** *du montage,* par exemple en **[4]** Selon le résultat de la mesure, on se trouve confronté à 2 hypothèses :

- Si le voltmètre indique 24V (figure 8), c'est que le potentiel 24V présent en **[1]** arrive bien en **[4]** *On peut donc affirmer que tout est absolument normal sur le fusible, l'inter et la liaison et que* la panne provient **o-bli-ga-toi-re-ment** de la partie grisée du schéma (soit du voyant, soit de l'une des 2 liaisons).

- Si le voltmètre indique 0V (figure 9), c'est **o-bli-ga-toi-re-ment** que le potentiel 24V présent en **[1]** n'arrive pas en **[4].** *On peut donc affirmer que la panne provient soit du fusible, soit de l'inter, soit de la liaison* (partie grisée du schéma).

Cette méthode consistant à « sonner » le circuit par moitié permet donc, en une seule mesure, de mettre hors de cause une moitié du montage et de localiser la zone où se trouve le défaut.

Cela devient très intéressant lorsque le circuit de commande comporte de très nombreux contacts ou appareils divers...

Reprenons maintenant le schéma ci-dessous, déjà présenté page 359. Suite à une panne, le contacteur **C** ne colle pas. Nous allons « sonner » ensemble ce circuit.

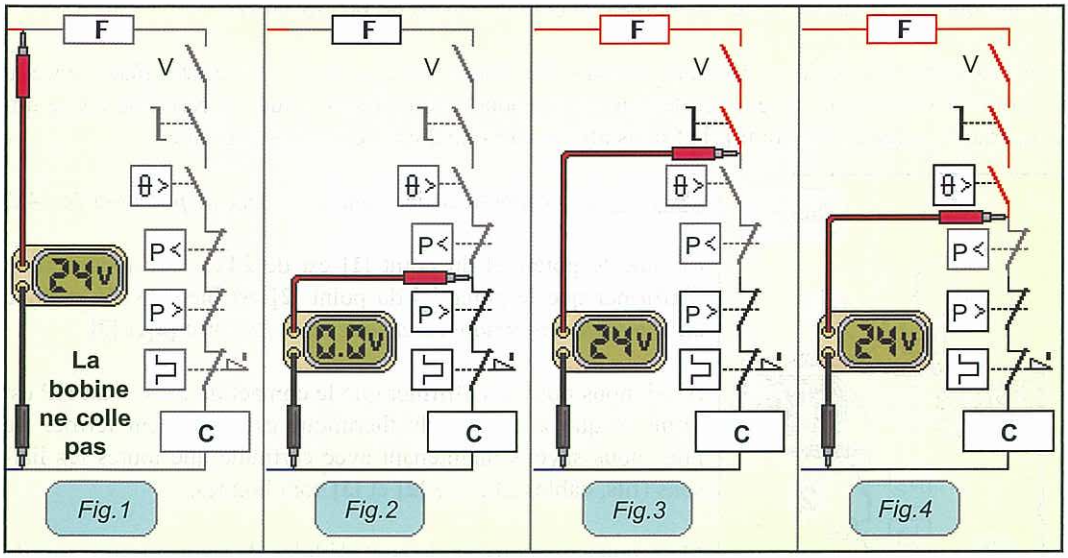
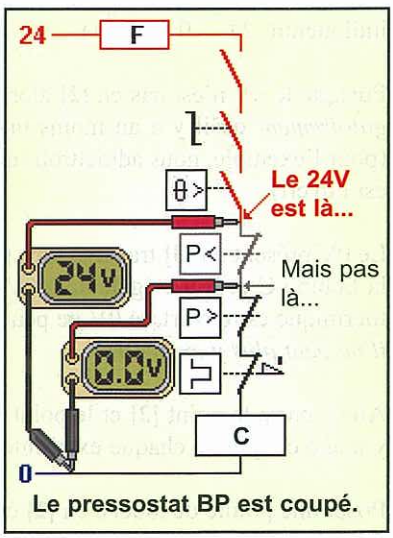


Figure 1 : Placé sur l'alimentation, le voltmètre indique 24V. On peut donc affirmer que la panne ne vient pas de l'amont mais bien du montage. Toute la partie grisée est suspecte.

Figure 2 : En gardant la même référence au 0V, on place l'autre pointe de touche comme représenté (par exemple sur la borne de sortie du pressostat BP). Le voltmètre indiquant 0V, c'est que le potentiel 24V ne parvient pas sur cette borne et que la coupure vient *du dessus* (contact V ou inter ou thermostat de régulation ou pressostat BP ou l'une des liaisons). Toute la partie grisée reste suspecte.

Figure 3 : Toujours avec la même référence au 0V, on place maintenant la pointe de touche sur la borne de sortie de l'inter. Le voltmètre nous indique que le potentiel 24V est bien présent sur cette borne, ce qui met hors de cause le contact V et l'inter. Il ne reste plus que 2 appareils suspects en grisé (le thermostat et le pressostat BP), et éventuellement les liaisons électriques.

Figure 4 (ci-dessus) : On place la pointe de touche sur la borne d'entrée du pressostat BP. Le voltmètre indique que le 24V y parvient bien.



Ainsi, le 24V est présent sur l'entrée du pressostat BP mais pas sur la sortie (voir figure ci-contre). On peut donc affirmer très rapidement que c'est le contact du pressostat BP qui a coupé.

Maintenant, le dépanneur doit déterminer pour quelle raison ce pressostat a coupé : La BP dans le circuit est-elle inférieure au point de coupure du pressostat (et si oui, pourquoi la BP est-elle trop faible), le pressostat est-il bien réglé, est-il bien raccordé, bien installé...

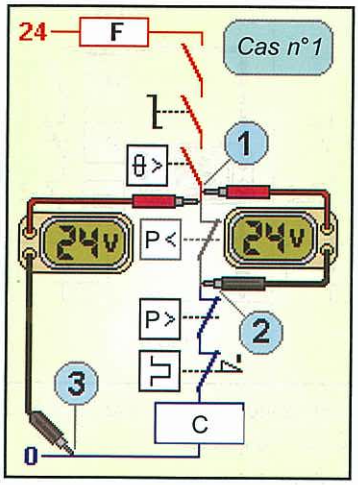
EXERCICE :

Dans notre exemple, qu'indiquerait un voltmètre placé aux bornes du pressostat BP ?

Correction de l'exercice :

Qu'indique un voltmètre placé aux bornes du contact ouvert du pressostat BP ?

Nous savons que le 24V est bien présent en **[1]** comme nous l'indique le voltmètre placé entre le ce point et le 0V (voir schéma ci-dessous). Cependant, nous n'avons aucune certitude en ce qui concerne le potentiel du point **[2]** et nous allons voir que 2 cas peuvent se présenter :



Cas n°1 : Le voltmètre affiche *une différence de potentiel* de 24V.

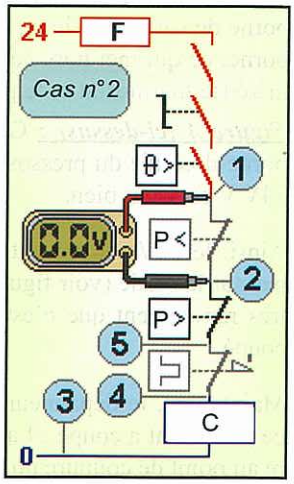
Comme le potentiel du point **[1]** est de 24V, cela nous permet d'affirmer que le potentiel du point **[2]** est bien de 0V et donc *qu'il y a une continuité électrique parfaite* entre **[2]**et **[3]**.

Ainsi, nous pouvons affirmer que le contact du pressostat HP est fermé et que le contact du thermique est également fermé. De plus, nous savons maintenant avec certitude que toutes les liaisons (fils, câbles...) entre **[2]** et **[3]** sont bonnes.

Mais nous pouvons également déduire de cette mesure que la bobine du contacteur C est en parfait état puisque le 0V la traverse sans problème (ce n'est rien d'autre qu'un long fil de cuivre).

En résumé, cette simple mesure permet d'affirmer sans aucun risque d'erreur que tous les points situés au-dessus du point **[1]** *sont au potentiel 24V et que tous les points situés en dessous du point* **[2]** *sont au potentiel 0V. Nous pouvons même certifier que le contacteur C devrait coller dès la fermeture du contact du pressostat BP.*

Cas n°2 : Le voltmètre affiche *une différence de potentiel* de 0V.



Comme le potentiel du point **[1]** est de 24V, cela nous permet d'affirmer que le potentiel du point **[2]** n'est pas de 0V (sinon le voltmètre indiquerait 24 - 0 = 24V).

Puisque le 0V n'est pas en **[2]** alors qu'il est présent en **[3]**, c'est *obligatoirement* qu'il y a au moins une autre coupure entre ces 2 points (pour l'exemple, nous admettrons que c'est le contact du thermique qui est ouvert).

Le 0V présent en **[3]** traverse sans problème le fil de cuivre constituant la bobine C et il y a également 0V en **[4]**. Par contre, si le contact du thermique est ouvert, le 0V ne peut pas traverser son contact et en **[5]**, *il ne peut plus y avoir 0V !*

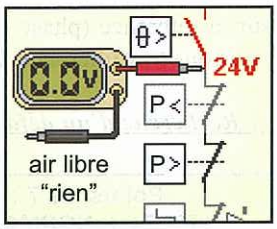
Ainsi, entre le point **[2]** et le point **[5]** il ne peut y avoir aucun potentiel (ni 0V, ni 24V) puisqu'il y a une coupure à chaque extrémité.

Poser une pointe de touche en **[2]** équivaut donc en fait à la poser sur la table du salon ou à la laisser à l'air libre !

C'est pourquoi, avec une seule pointe de touche raccordée électriquement, le voltmètre indique 0V.

Ainsi, sur une borne électrique, on peut dire qu'il y a en réalité 3 possibilités de potentiel :

- Le potentiel de l'alimentation (généralement en 24 ou en 220V) que nous appellerons « la phase ».
- Le potentiel 0V que nous appellerons « le neutre ».
- Pas de potentiel que nous appellerons « rien ».

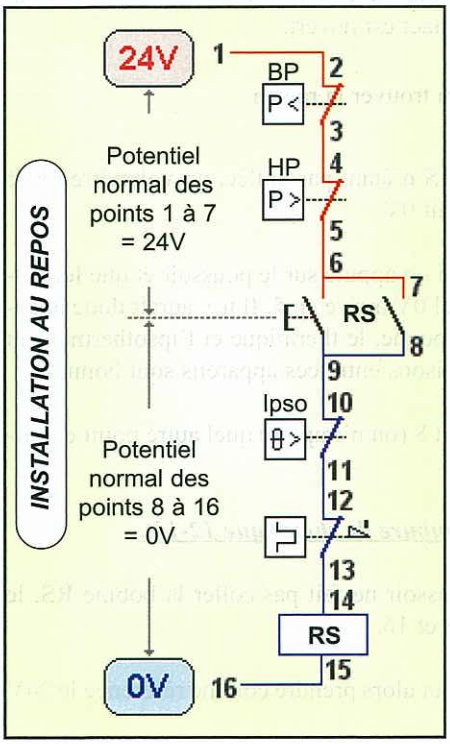


Placé n'importe où dans un circuit de commande, si le voltmètre indique une tension (par exemple 24V), nous pourrons affirmer que nous sommes placés entre « la phase » et « le neutre » (24 - 0 = 24V).

Par contre, si le voltmètre indique 0V, nous ne pourrons absolument plus rien affirmer. En effet, le voltmètre peut être placé :

- Entre 2 phases identiques (24 -24 = 0V)
- Entre 2 neutres (0 - 0 = 0V)
- Entre la phase et « rien » (24 - « rien » = 0V)
- Entre le neutre et rien (0 - « rien » = 0V).

C'est pourquoi, lorsque nous rechercherons un défaut au voltmètre, nous devrons toujours nous arranger pour qu'il indique une tension puisque c'est le seul cas où nous serons vraiment sûr des potentiels " phase " et " neutre ". La recherche du défaut se résumera ensuite à rechercher la coupure (c'est à dire le moment ou le voltmètre passera de 24 à 0V) que ce soit sur une phase ou sur un neutre.



Pour bien préciser ces considérations, prenons un autre exemple. Regardons maintenant le schéma ci-contre représentant une ligne de sécurité avec pressostats BP et HP, un ipsotherme et un relais thermique.

Le montage étant au repos, la bobine **RS (14-15)** n'est pas collée. *S'il n'y a aucun défaut,* le potentiel *normal* des points 1 à 7 est de 24V et le potentiel *normal* des points 8 à 16 est de 0V.

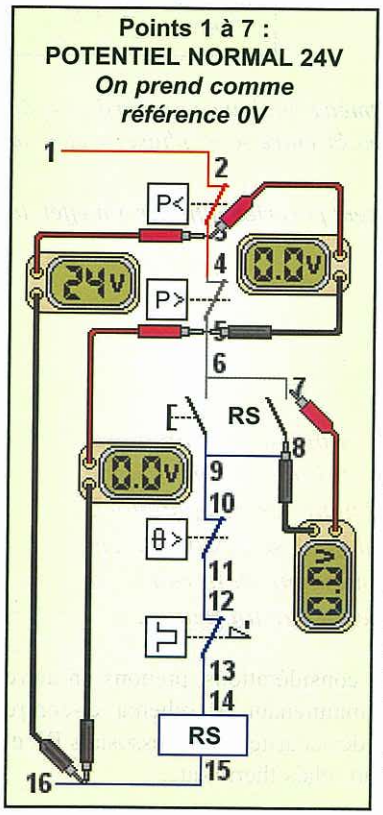
A ce moment, si on appuie sur le bouton poussoir **(6-9)**, la phase arrive en **14**, la bobine **RS** « colle » et s'auto-maintien par le contact **RS (7-8)**. C'est pourquoi la bobine reste collée quand on relâche le poussoir.

Le potentiel des points 8 à 14 (qui était au repos de 0V) passe alors à 24V. Les points 1 à 14 sont alors au potentiel 24V et les points 15 à 16 restent à 0V.

Maintenant, si on appuie sur le bouton poussoir et que la bobine RS ne colle pas, regardons comment procéder pour rechercher le défaut *(vous avez tout à fait le droit d'y réfléchir avant de tourner la page)...*

Pour rechercher le défaut qui empêche la bobine RS de coller, nous ferons toutes les mesures qui suivent *sans appuyer sur le bouton poussoir.* Il est également conseillé de fixer la pointe de touche sur la référence (phase ou neutre) par l'intermédiaire d'une pince de type grippe-fil. Ainsi, nous pourrons travailler avec le confort maximum, une main restant en permanence libre.

1) Recherche d'un défaut sur la phase (par exemple coupure du pressostat HP 4-5).



Le potentiel normal des points 1 à 7 étant celui de la phase (ici, c'est 24V), *on prend comme référence un neutre,* par exemple le point 16, sur lequel on fixe une pointe de touche.

Pour réduire le nombre de mesures, on procédera « par moitié » comme nous l'avons vu précédemment.

C'est pourquoi on place la seconde pointe de touche par exemple en 4 (potentiel normal 24V). Le voltmètre indique alors 24V ce qui nous permet d'affirmer que *tout est absolument normal en amont* (l'alimentation 24V arrive bien sur le montage, le pressostat BP est fermé et toutes les liaisons électriques sont bonnes).

On place alors le voltmètre par exemple en 5, à la sortie du pressostat HP, où il indique 0V. Nous pouvons en conclure que la phase présente en 4 ne traverse pas le contact du pressostat HP et donc que ce contact est ouvert.

Il ne reste plus qu'à en trouver la raison.

A noter : Le bouton poussoir étant ouvert et la bobine RS n'étant pas collée, un voltmètre placé entre 4 (potentiel 24V) et 5 (potentiel « rien ») indiquerait 0V.

Par contre, le voltmètre étant toujours placé entre 4 et 5, si on appuie sur le poussoir et que le voltmètre indique 24V, c'est la preuve absolue que le potentiel 0V arrive en 5. Il n'y aurait donc aucune autre coupure sur la ligne 16-9-6-5 (la bobine RS est bonne, le thermique et l'ipsotherme sont fermés, le contact du poussoir se fait bien et toutes les liaisons entre ces appareils sont bonnes).

Bien sûr, un voltmètre placé entre 7 (potentiel « rien ») et 8 (ou n'importe quel autre point du circuit) indiquerait toujours 0V.

2) Recherche d'un défaut sur le neutre (par exemple coupure du thermique 12-13).

Si le 24V arrive bien en 6 et 7 et qu'un appui sur le poussoir ne fait pas coller la bobine RS, le défaut provient vraisemblablement d'une coupure entre 8 et 16.

Pour tester ces points, *dont le potentiel normal est 0V*, il faut alors prendre comme référence le 24V (par exemple le point 1)...

Le potentiel normal des points 8 à 16 étant de 0V, *on prend comme référence la phase,* par exemple le point 1, sur lequel on fixe une pointe de touche.

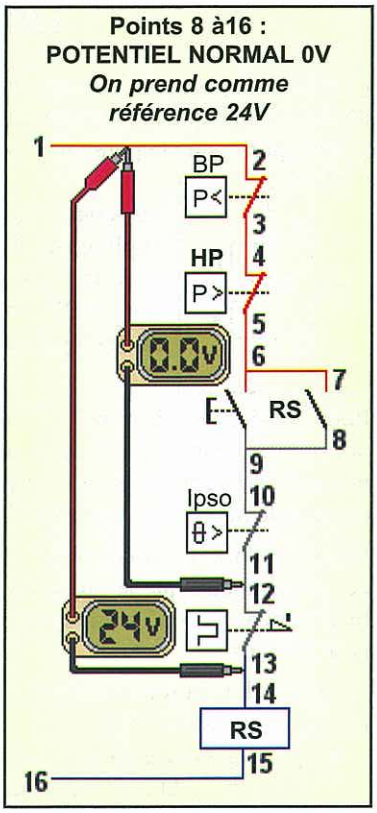
Pour contrôler cette référence, on place l'autre pointe de touche en 16 et le voltmètre doit alors indiquer 24V (ce test rapide permet de s'assurer que la phase est bien présente en 1 et que le montage est bien alimenté).

Ensuite, pour réduire le nombre de mesures, on procède « par moitié ».

C'est pourquoi on place la seconde pointe de touche par exemple en 12. le potentiel normal de ce point étant 0V, le voltmètre devrait indiquer 24V. Or, il indique 0V ce qui nous permet d'affirmer que le neutre n'est pas présent en 12 et donc qu'il y a *une coupure en aval* (le thermique est ouvert ou la bobine RS est coupée ou une liaison électrique est coupée).

On place alors la seconde pointe de touche en 13, à la sortie du thermique. Le voltmètre indiquant 24V, nous pouvons affirmer que le potentiel 0V est bien présent en 13 (et donc qu'il n'y a pas de coupure entre 16 et 13).

Le potentiel 0V présent sur la borne 13 ne passant pas sur la borne 12, nous pouvons affirmer que le contact du thermique est ouvert.



TRÈS IMPORTANT : Pour « sonner » une ligne de contact dont le potentiel normal est la phase, il faut prendre comme référence le neutre. Par contre, pour « sonner » une ligne de contact au potentiel normal du neutre, il faut prendre comme référence la phase.

EXERCICE n° 1

En arrivant en dépannage sur le montage ci-dessus, on trouve la bobine RS « décollée ». Quand on appuie sur le poussoir, la bobine RS colle mais elle décolle aussitôt dès qu'on relâche le poussoir.

Essayez de trouver *toutes les hypothèses* pouvant expliquer ce problème et la façon de les vérifier à l'aide du voltmètre.

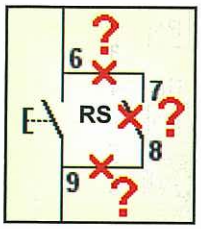
EXERCICE n° 2

A la première mise en route du montage ci-dessus, on appuie sur le poussoir mais la bobine RS ne « colle » pas. Poussoir au repos, on trouve 24V entre 1 et 9 et 24V entre 16 et 6. En appuyant sur le poussoir, on trouve 0V entre 1 et 9 et 24V entre 16 et 6.

Que peut-il bien se passer ?

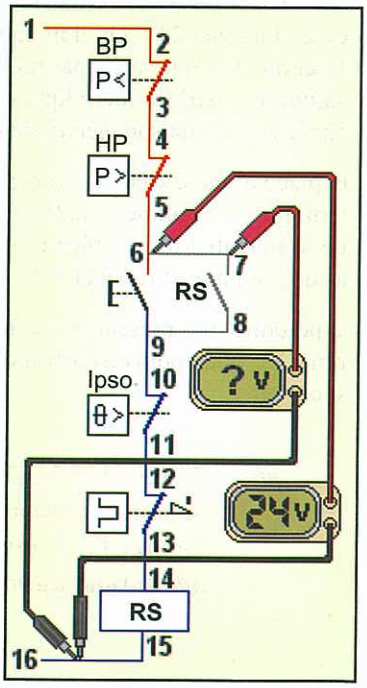
Correction de l'exercice n° 1

Quand on appuie sur le poussoir, la bobine RS colle. Cette constatation nous indique sans aucun doute possible que le montage est bien alimenté en 24V, qu'il n'y a aucune sécurité ni aucune liaison coupée et que le poussoir fonctionne parfaitement.



Par contre, la bobine RS décolle aussitôt dès qu'on relâche le poussoir. Cela implique qu'il y a forcément une coupure sur la ligne d'auto-maintien et il peut y avoir alors 3 hypothèses plausibles : soit la liaison 6-7 est coupée, soit le contact RS 7-8 ne ferme pas, soit la liaison 8-9 est coupée (ou une combinaison de ces 3 pannes, dans le cas d'un dépanneur particulièrement malchanceux !).

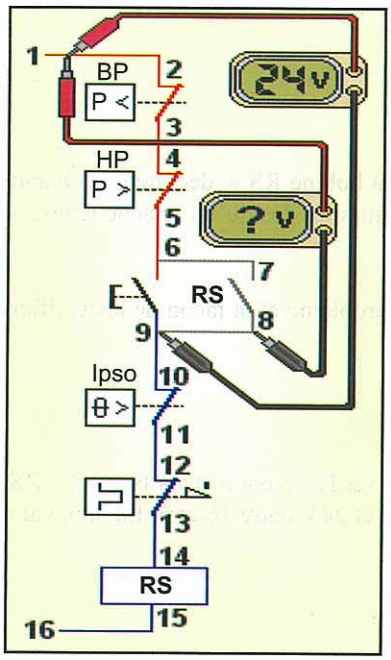
Pour vérifier la liaison 6-7 à l'aide du voltmètre on se pose la question suivante : *quel est le potentiel normal (au repos) du point 6 ?* La réponse étant « la phase » on prend comme référence « le neutre », c'est à dire le point 16.



On place alors la seconde pointe de touche en 6 et on trouve 24V, ce qui démontre que la phase est bien présente en 6 (ce qui est bien normal puisqu'en appuyant sur le bouton poussoir la bobine RS colle).

On place alors la seconde pointe de touche sur 7 et à ce moment il vient 2 hypothèses :

- Si le voltmètre indique 24V, c'est que la phase est présente en 7. Or, attendu que le poussoir est ouvert et la bobine RS décollée, c'est la preuve absolue que la liaison 6-7 est bonne.
- Si le voltmètre indique 0V, c'est que la phase présente en 6 n'arrive pas en 7. C'est alors la preuve absolue que la liaison 6-7 est coupée.



Pour vérifier la liaison 9-8, on se pose la question suivante : *quel est le potentiel normal (au repos) du point 9 ?* La réponse étant « le neutre » on prend comme référence « la phase », c'est à dire le point 1.

On place alors la seconde pointe de touche en 9 et on trouve 24V, ce qui démontre que le neutre est bien présent en 9 (on s'en doutait, puisqu'en appuyant sur le poussoir la bobine RS colle).

On place alors la seconde pointe de touche sur 8 et il vient de nouveau 2 hypothèses :

- Si le voltmètre indique 24V, c'est que le neutre est présent en 8. Comme précédemment, attendu que le poussoir est ouvert et la bobine RS décollée, c'est la preuve absolue que la liaison 8-9 est bonne.
- Si le voltmètre indique 0V, c'est que le neutre présent en 9 n'arive pas en 8. C'est alors la preuve absolue que la liaison 8-9 est coupée.

Si les 2 liaisons 6-7 et 8-9 sont bonnes et que l'auto-maintien ne se fait pas quand on appuie sur le poussoir, c'est alors obligatoirement le contact RS 7-8 qui est coupé.

N'oublions jamais que pour « sonner » un point ou une liaison dont le potentiel normal est la phase, il faut prendre comme référence le neutre. Par contre, pour « sonner » un point ou une liaison au potentiel normal du neutre, il faut prendre comme référence la phase.

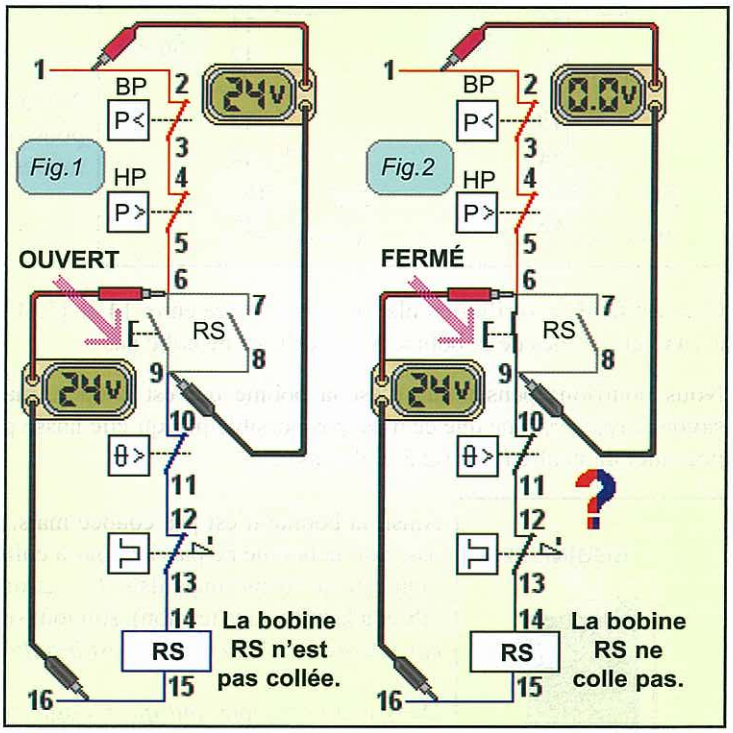
Correction de l'exercice n° 2

A la première mise en route du montage, quand on appuie sur le poussoir, la bobine RS ne « colle » pas. Examinons le résultat des mesures :

Fig.1 : Le poussoir étant ouvert, le voltmètre indique 24V entre 1 et 9. C'est la preuve que la phase est en 1 et que le neutre arrive bien en 9.

Puisque le neutre arrive bien en 9, c'est obligatoirement que l'ipso et le thermique sont fermé, que les liaisons entre 9 et 16 (fils, câbles...) sont bonnes et que la bobine RS n'est pas coupée.

Entre 16 et 6, le voltmètre indique également 24V. C'est la preuve que la phase présente en 1 arrive bien en 6. *En conséquence, les 2 pressostats sont fermés et toutes les liaisons entre 1 et 6 sont bonnes.*

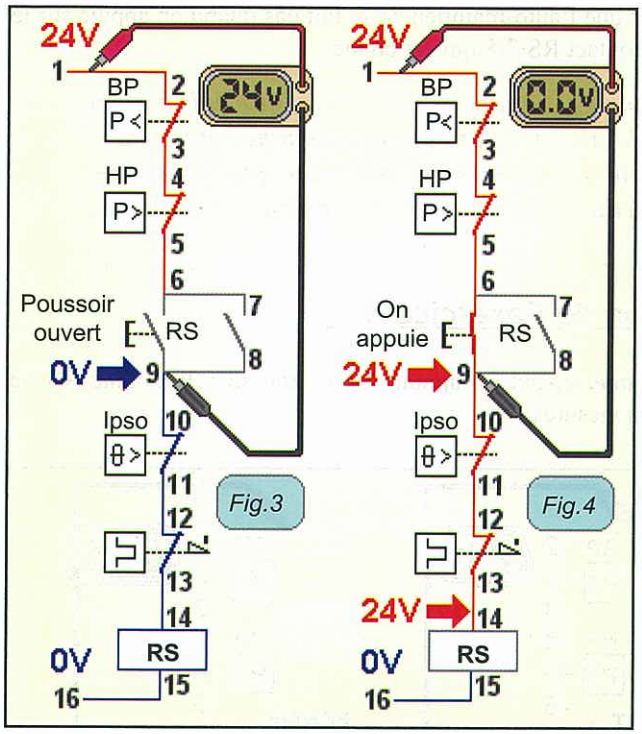


En résumé, ces 2 mesures nous permettent d'affirmer que tous les contacts des sécurités sont fermés, que toutes les liaisons sont bonnes (entre 1 et 6 et entre 9 et 16) et que la bobine RS n'est pas coupée.

Quand on appuie sur le poussoir, la bobine RS devrait donc coller. Or, elle ne colle pas ! On peut donc logiquement penser que c'est le contact du poussoir qui ne ferme pas quand on appuie dessus.

Fig. 2 : Le poussoir étant fermé, le voltmètre indique 24V entre 6 et 16. On savait déjà que le neutre était en 16 et la phase en 6, donc cette mesure ne présente aucun intérêt et elle est parfaitement inutile.

Par contre, quand on appuie sur le poussoir, la tension entre 1 et 9 passe de 24V à 0V. On peut immédiatement en conclure... *A propos, avant de tourner la page, qu'en concluez-vous ?*

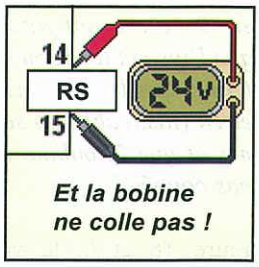


Poussoir ouvert, le 24V est présent en 1 et le 0V est présent en 9 (fig.3).

Quand on appuie sur le poussoir, la tension entre 1 et 9 passe de 24V à 0V (fig.4). C'est donc la preuve que le contact du poussoir n'est pas coupé puisqu'il laisse bien passer la phase entre 6 et 9 (24 - 24 = 0V).

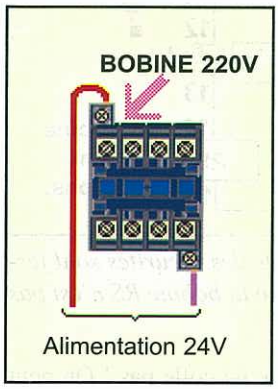
Notre première hypothèse n'est donc pas bonne et le contact du poussoir est hors de cause.

Mais, réfléchissons un peu : puisque le 24V arrive en 9 quand on appuie sur le poussoir, il arrive aussi en 14 puisque tout est correct entre 9 et 14.



Cela est facile à vérifier en plaçant le voltmètre entre 14 et 15. Ainsi, il y a 24V aux bornes de la bobine RS et celle-ci ne colle pas !

Nous pourrions penser que c'est la bobine qui est coupée, mais nous savons *avec certitude* que ce n'est pas possible puisqu'elle laisse passer le potentiel du neutre (voir fig.3 ci dessus).



Ainsi, la bobine n'est pas coupée mais, alimentée en 24V, elle ne colle pas. Soit la bobine ne parvient pas à coller à cause d'un problème mécanique sur le relais (mais dans ce cas on l'entendrait très distinctement vibrer à la mise sous tension), soit tout simplement la bobine ne colle pas *car la tension d'alimentation est insuffisante.*

Dans notre exemple, *puisqu'il s'agit de la première mise en route*, le câbleur a installé par erreur une bobine 220V (ou 380V) et la tension d'alimentation en 24V est beaucoup trop faible pour coller la bobine (notez que la tension nominale de la bobine est généralement visible de l'extérieur).

3) Comment tester des fusibles à l'aide du voltmètre ?

Il arrive parfois qu'un fusible « fonde » à la suite d'une surintensité, le plus souvent provoquée par un court-circuit. A ce moment, les éléments placés en aval (contacteurs, relais, voyants...) ne fonctionnent plus. Placés devant un tel problème, de nombreux dépanneurs hésitants démontent les cartouches fusibles et les « sonnent » une à une à l'ohmmètre.

Voyons comment procéder pour contrôler très rapidement des fusibles, sans rien démonter, à l'aide d'un simple voltmètre...

Soit à contrôler les 2 fusibles FN et FL ci-contre.. L'alimentation (par exemple en 24V) arrive en 1 (neutre) et en 2 (phase). Le départ commande de l'armoire se fait par 3 et 4.

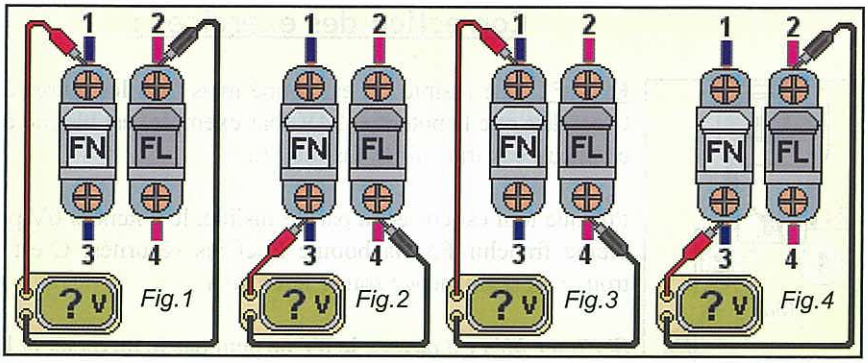


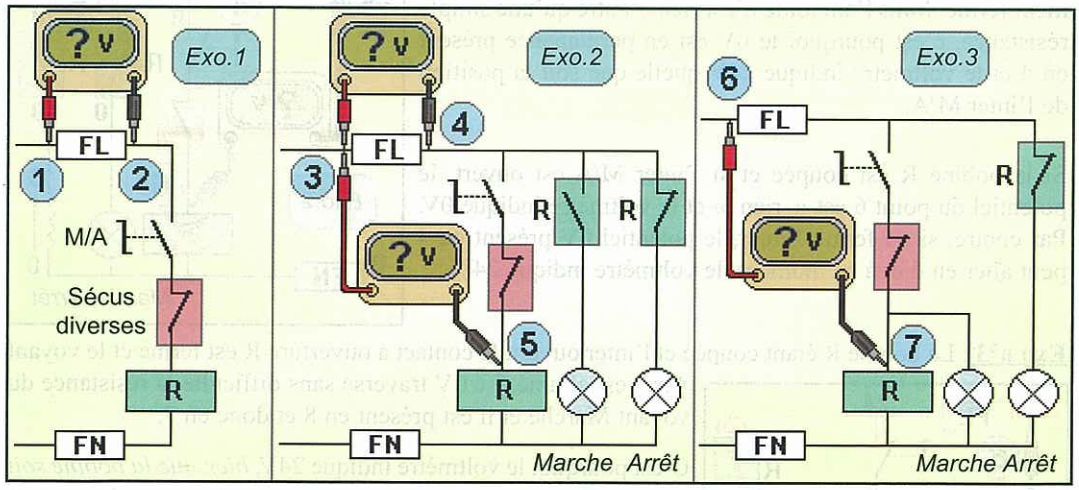
Fig.1 : On place le voltmètre en tête, entre 1 et 2. S'il indique 0V, la panne vient de l'amont et on remonte vers le transformateur. S'il indique 24V, cela est normal et on continue.

Fig.2 : On place le voltmètre entre 3 et 4. S'il indique 24V, les 2 fusibles sont obligatoirement bons et la panne vient de l'aval. S'il indique 0V, c'est qu'un fusible a fondu (ou les 2) et on continue.

Fig.3 : On place le voltmètre entre 1 (neutre sûr) et 4 (sortie phase). S'il indique 0V, le fusible FL ne laisse pas passer la phase entre 2 et 4 : on peut donc affirmer qu'il est coupé. S'il indique 24V, le fusible FL laisse bien passer la phase de 2 en 4 : c'est obligatoirement qu'il est bon.
Fig.4 : On place le voltmètre entre 2 (phase sûre) et 3 (sortie neutre).

S'il indique 0V, le fusible FN ne laisse pas passer le neutre entre 1 et 3 : on peut donc affirmer qu'il y a coupure. S'il indique 24V, le fusible FN laisse bien passer la phase entre 1 et 3 : on peut affirmer que le fusible FN est bon.

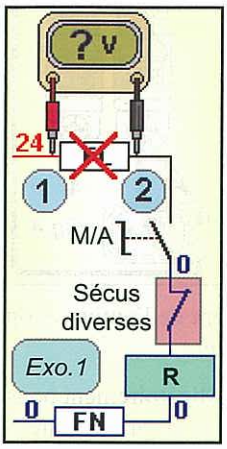
EXERCICES



Exo.1 : Le fusible FL est coupé. *Tous les autres éléments sont bons.* Qu'indique le voltmètre placé entre 1 et 2, inter M/A ouvert ? Et si l'inter M/A est fermé ?
Exo.2 : Le fusible FL est coupé. *Tous les autres éléments sont bons*. Qu'indique le voltmètre placé entre 3 et 4, inter M/A ouvert ? *Et si en plus la bobine R était coupée,* qu'indiquerait le voltmètre placé entre 3 et 5 (inter M/A ouvert et inter M/A fermé) ?
Exo.3 : La bobine R est coupée. *Tous les autres éléments sont bons*. Qu'indique le voltmètre placé entre 6 et 7, inter M/A ouvert ? Et si on ferme l'inter M/A ?

Comme d'habitude, les réponses sont page suivante, mais n'y allez pas trop vite...

Correction des exercices :



Exo n°1 : Le fusible FL est coupé mais tous les autres éléments sont bons. C'est dire que le potentiel 24V (par exemple) est bloqué en 1 et qu'il ne peut en aucun cas franchir le fusible FL.

Puisque tout est correct à part le fusible, le potentiel 0V peut sans aucun problème franchir FN, la bobine R et les sécurités. C'est dire que le 0V se trouve en permanence sous l'inter M/A.

Si l'inter M/A est ouvert, le 0V ne peut pas le traverser et le potentiel du point 2 est égal à « rien ». Le voltmètre indique donc 24 - « rien » = 0V.

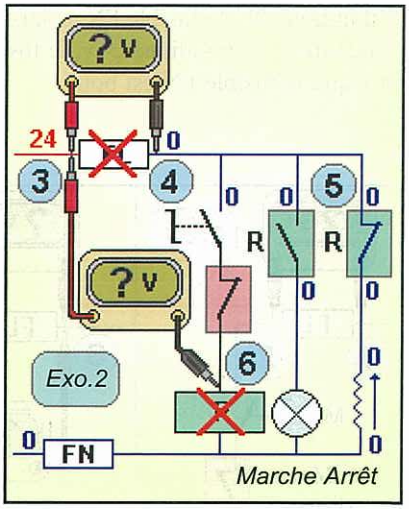
Si l'inter M/A est fermé, le potentiel 0V peut arriver en 2 et le voltmètre indique alors 24 - 0 = 24V.

Dans tous les cas, s'il y a de la tension aux bornes d'un fusible, c'est obligatoirement que le fusible est coupé. Cependant, ce n'est pas parce qu'il n'y a pas de tension à ses bornes qu'un fusible est bon.

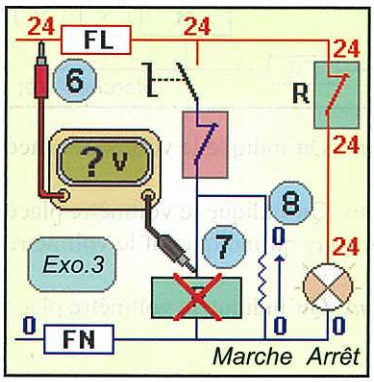
Exo n°2 : Le fusible FL est coupé. C'est dire que le potentiel 24V présent en 3 ne peut pas passer en 4.

La bobine R ne pouvant pas coller, le contact à ouverture R placé en série avec le voyant Arrêt (repère 5) est obligatoirement fermé. Mais l'ampoule n'est rien d'autre qu'une simple résistance, c'est pourquoi le 0V est en permanence présent en 4 et le voltmètre indique 24V quelle que soit la position de l'inter M/A.

Si la bobine R est coupée et si l'inter M/A est ouvert, le potentiel du point 6 est « rien » et le voltmètre indique 0V. Par contre, si on ferme l'inter, le potentiel 0V présent en 4 peut aller en 6 et à ce moment, le voltmètre indique 24V.



Exo n°3 : La bobine R étant coupée et l'inter ouvert, le contact à ouverture R est fermé et le voyant Arrêt est allumé. Le 0V traverse sans difficulté la résistance du voyant Marche et il est présent en 8 et donc en 7.



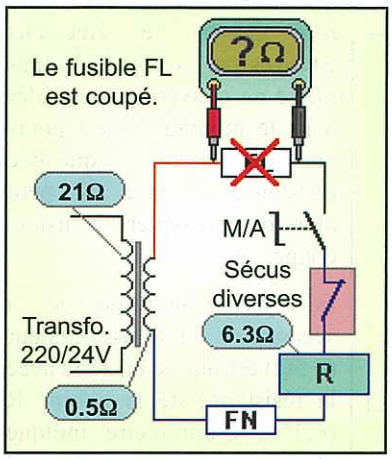
C'est pourquoi le voltmètre indique 24V, *bien que la bobine soit coupée.* Notez que si un contact à fermeture de R était placé en série avec le voyant Marche (en 8), le potentiel 0V ne pourrait pas aller en 7 et le voltmètre indiquerait alors 0V.

Si on ferme l'inter, le 24V arrive en 7 et en 8, ce qui allume le voyant Marche bien que la bobine R ne colle pas. C'est pourquoi le voyant Arrêt reste allumé en même temps que le voyant Marche. Bien sûr, le voltmètre est alors placé entre 24V et 24V et il indique 0V.

Si vous aviez solutionné ces quelques exercices avant de lire le corrigé, sans tomber dans les pièges infâmes tendus par l'auteur, vous avez quasiment tout compris et avec un peu d'entraînement, vous ne devriez avoir aucun problème pour résoudre avec un simple voltmètre la grosse majorité des pannes électriques.

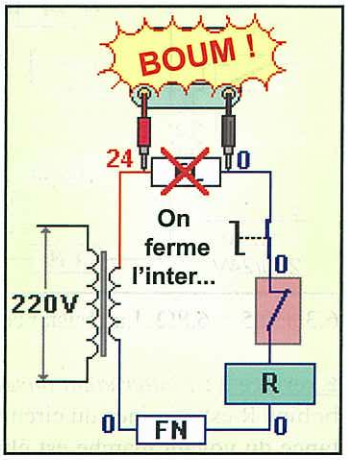
B) Dépannage à l'ohmmètre.

Cette technique ne devrait être utilisée que lorsqu'il est impossible de laisser l'armoire sous tension (ce qui est en général le cas s'il y a une masse ou un court-circuit sur l'un des récepteurs), car il y alors une disjonction générale de l'installation.



Pour illustrer les problèmes soulevés par le dépannage à l'ohmmètre, regardons le petit schéma ci-contre alimenté par l'intermédiaire d'un transformateur 220/24V. Le primaire du transformateur a une résistance de 21Ω, son secondaire a une résistance de 0,5Ω et la bobine R a une résitance de 6,3Ω.

Avant de raccorder notre ohmmètre, observons ci-contre le premier danger de ce type de dépannage. En effet, si ce montage est sous tension, nous voyons qu'il y a 24V aux bornes du fusible lorsque l'inter est fermé.



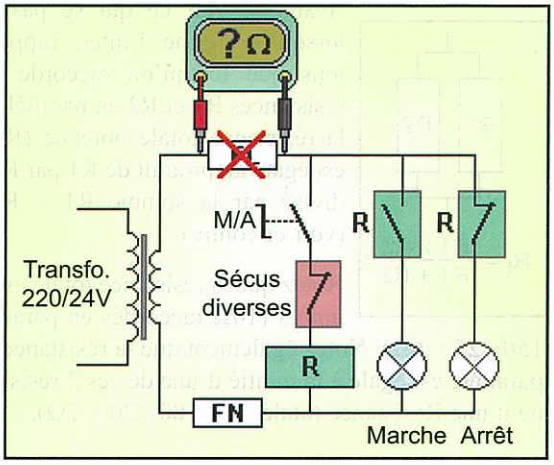
C'est pourquoi l'ohmmètre « fume » instantanément dès qu'on le raccorde (imaginez les dégâts sur un circuit 220 ou 380V !). Les risques d'erreurs sont si importants qu'il faudra toujours couper l'alimentation de l'armoire.

AVANT DE RACCORDER UN OHMMÈTRE SUR UN CIRCUIT, IL FAUT OBLIGATOIREMENT S'ASSURER QUE LE CIRCUIT EST HORS TENSION.

EXERCICES :

Exercice 1 : Sur le schéma ci-dessus à droite, le fusible FL étant coupé, qu'indique l'ohmmètre placé aux bornes du fusible, inter ouvert et inter fermé ?

Exercice 2 : Sur le schéma ci-contre, la résistance d'une ampoule *à froid* est de 18Ω. Si le fusible FL est également coupé, qu'indique l'ohmmètre placé aux bornes du fusible, inter ouvert et inter fermé ?

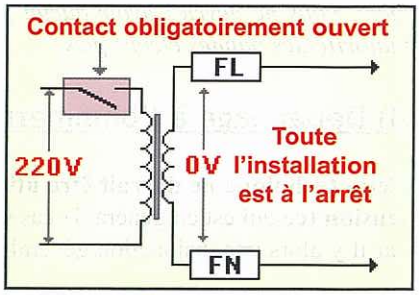


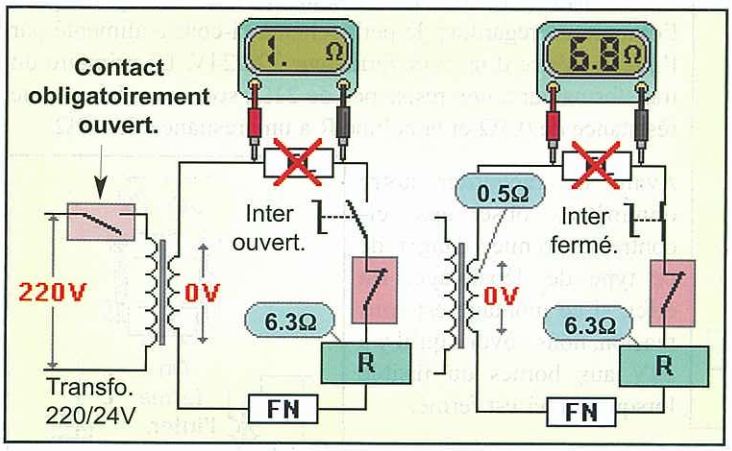
Réponses page suivante...

Correction des exercices :

Exercice 1 : Rappelons une nouvelle fois qu'avant de raccorder un ohmmètre sur un circuit, *il faut obligatoirement que le circuit soit hors tension.* C'est dire qu'à ce moment toute l'installation ou la partie d'installation est à l'arrêt.

Si arrêter une petite installation présente peu d'inconvénients (petite clim, petite chambre froide...), ce ne sera généralement plus le cas dès que l'installation prendra de l'importance (grosse climatisation, froid industriel...).

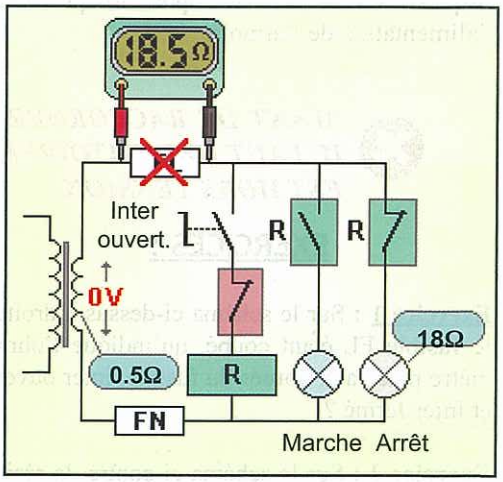


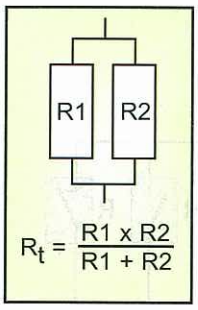


Inter ouvert, les électrons envoyés par la pile de l'ohmmètre ne peuvent pas circuler dans le montage. C'est pourquoi l'ohmmètre indique une résistance l'infinie. On peut alors diagnostiquer un fusible coupé.

Inter fermé, la résistance du secondaire du transformateur (0,5Ω) est placée en série avec la résistance de la bobine R (6,3Ω). L'ohmmètre indique alors la résistance totale, soit 6,3 + 0,5 = 6,8Ω. La résistance du primaire n'intervient pas.

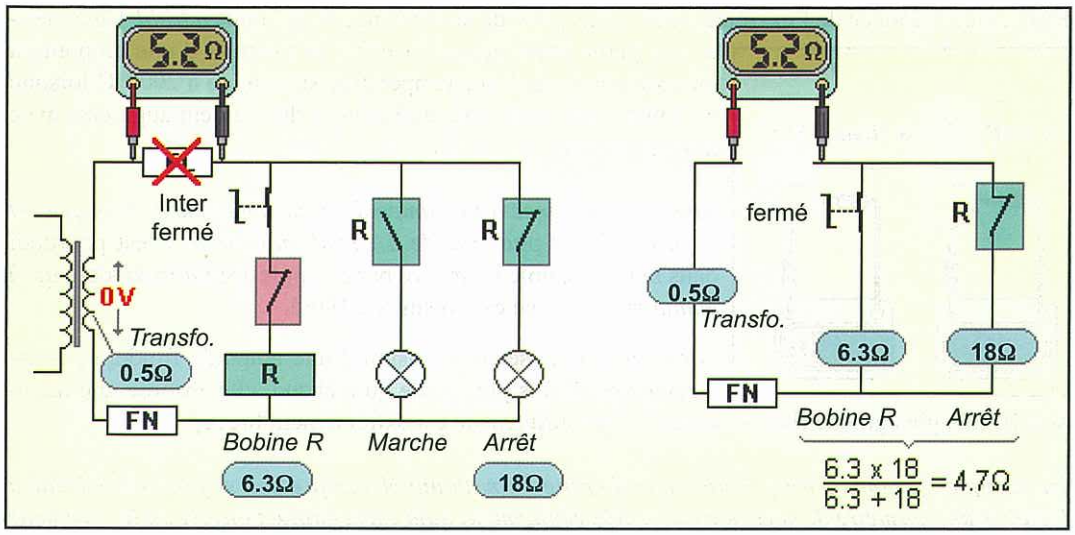
Exercice 2 : *L'inter étant ouvert*, la résistance de la bobine R est éliminée du circuit. De même, la résistance du voyant marche est éliminée par le contact à fermeture de R. La résistance du secondaire du transfo (0,5Ω) est uniquement placée en série avec le voyant arrêt (18Ω). L'ohmmètre indique alors la résistance totale, soit 0,5 + 18 = 18,5Ω.





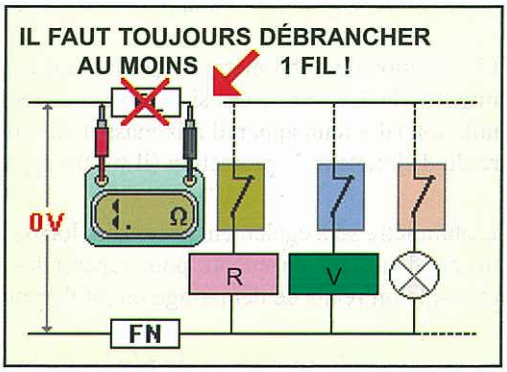
Avant de voir ce qui se passe lorsqu'on ferme l'inter, rappelons que lorsqu'on raccorde 2 résistances R1 et R2 en parallèle, la résistance totale obtenue (Rt) est égale au produit de R1 par R2 divisé par la somme R1 + R2 (voir ci-contre).

Notez que la résistance totale *est toujours plus petite que la plus petite des résistances* (10Ω raccordés en parallèle sur 15Ω donnent une résistance totale Rt = 150 / 25 = 6Ω). Notez également que la résistance totale de 2 résistances identiques raccordées en parallèle est égale à la moitié d'une de ces 2 résistances (10Ω raccordés en parallèle sur 10Ω donnent une Résistance totale Rt = 100 / 20 = 5Ω).

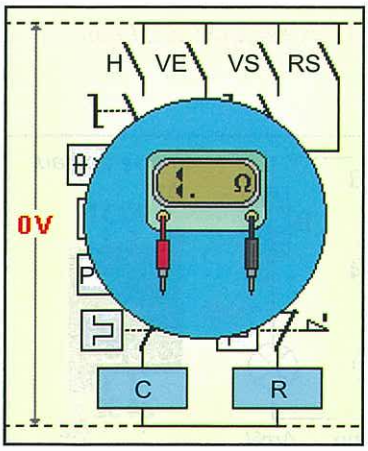


L'inter étant fermé, la bobine R se trouve raccordée en parallèle sur le voyant arrêt. La résistance totale de ces 2 récepteurs est alors de 4,7Ω. Comme cette résistance de 4,7Ω est placée en série avec le secondaire du transfo, la résistance totale du montage est égale à 4,7 + 0,5 = 5,2Ω. C'est donc cette valeur qui est indiquée par l'ohmmètre.

Ainsi, plus il y aura d'éléments raccordés en parallèle et plus la résistance indiquée par l'ohmmètre sera faible (ce qui peut parfois laisser penser *à tort* qu'un contact est fermé car on trouve une très faible résistance à ses bornes).



C'est pourquoi il faut toujours obligatoirement débrancher au moins 1 fil avant de raccorder l'ohmmètre. ***C'est la seule condition qui permette d'éviter des erreurs.***

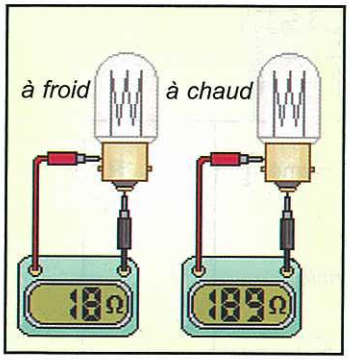


Bien sûr, il faudra également couper l'alimentation et laisser une borne libre pour sonner un contact ou un récepteur quelconque.

Ainsi, pour sonner une ligne de contact à l'ohmmètre, il faudra à chaque fois débrancher une des 2 bornes, sonner le contact puis rebrancher le(s) fil(s) sur la borne, ce qui sera toujours beaucoup plus long et fastidieux que de rechercher le défaut au voltmètre !

Enfin, rappelons le cas particulier des condensateurs qu'il faut toujours prendre la précaution de décharger avant de toucher les bornes ou de raccorder l'ohmmètre.

Enfin, dans l'énoncé de l'exercice, nous avons parlé de la résistance de la lampe *à froid.* Cela mérite une petite explication. En effet, le filament d'une ampoule à incandescence est à une température supérieure à 2000°C lorsque la lampe est allumée. Or, la résistance du filament augmente avec la température.



Ainsi, la résistance d'une ampoule à incandescence classique est environ 10 fois plus grande à chaud qu'à froid. C'est pourquoi dans notre exemple on trouve par exemple 18Ω *à froid* alors *qu'à chaud* la résistance est voisine de 190Ω.

Notez qu'à la mise sous tension d'une ampoule froide, sa résistance étant 10 fois plus petite qu'à chaud, elle absorbe une intensité 10 fois plus grande (heureusement, cette surintensité est extrêmement brève).

En résumé, gardons à l'esprit que la recherche d'un défaut électrique doit se faire en priorité à l'aide d'un voltmètre de sorte à trouver très rapidement quel est le contact ouvert ou le récepteur coupé. La méthode consistant à rechercher le défaut par moitié est alors bien pratique.

Si le dépanneur n'a pas à sa disposition le schéma électrique de l'armoire (ou si le schéma est plein d'erreurs) la méthode au voltmètre reste quand même la meilleure solution. En effet, il suffit alors d'un peu de bon sens et d'expérience pour parvenir malgré tout au résultat. La recherche du défaut sera seulement un tout petit peu moins rapide.

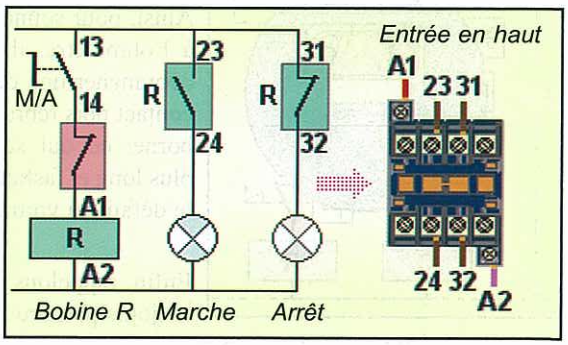
L'utilisation de l'ohmmètre doit être réservée aux rares cas où la mise sous tension de l'armoire est impossible. Ce sera le cas si la mise sous tension provoque la disjonction du différentiel de l'installation (il y a un appareil à la masse) ou lorsqu'elle provoque la fusion des fusibles ou la coupure du disjoncteur de protection (il y a un appareil en court circuit).

L'ohmmètre sera également nécessaire lorsqu'on désire contrôler les enroulements d'un moteur, ou un condensateur ou encore pour repérer les bornes sur un appareil en possédant plusieurs (par exemple un relais de démarrage ou un thermostat multi-étages).

Il ne vous reste plus qu'à vous entraîner au dépannage au voltmètre afin de mettre ces conseils en pratique. Si vous tâtonnez un peu au début, ne vous découragez pas et persévérez : Vous récupérerez bien vite le temps perdu !

Pour terminer ce chapître, notez qu'un câbleur professionnel raccorde toujours l'entrée d'un contact soit en haut, soit à gauche.

En fait, on câble une armoire comme on lit un livre, c'est à dire de gauche à droite et de haut en bas.



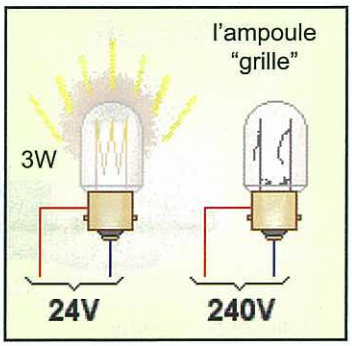
PROBLÈMES ÉLECTRIQUES DIVERS

1) Quelles sont les conséquences d'une surtension ?

Tous les fabricants donnent une plage de la tension admissible pour alimenter leurs appareils électriques. Par exemple, si un appareil peut fonctionner sous 220V ±10%, cela signifie qu'il peut être alimenté avec une tension *minimale* de 220 - 22 = 198V et une tension *maximale* de 220 + 22 = 242V. En clair, si la tension d'alimentation est inférieure à 198V ou supérieure à 242V, le constructeur ne peut plus garantir le bon fonctionnement de son appareil.

Le problème d'une surtension est assez simple à comprendre puisque dans tous les cas, quelque soit le type de récepteur, une surtension se traduit toujours par une surintensité. Si cette surintensité est importante ou si elle se prolonge, c'est le rôle des sécurités thermiques et magnéto-thermiques de protéger le moteur. Si la surintensité est faible, brève et peu fréquente, le récepteur ne risque généralement rien.

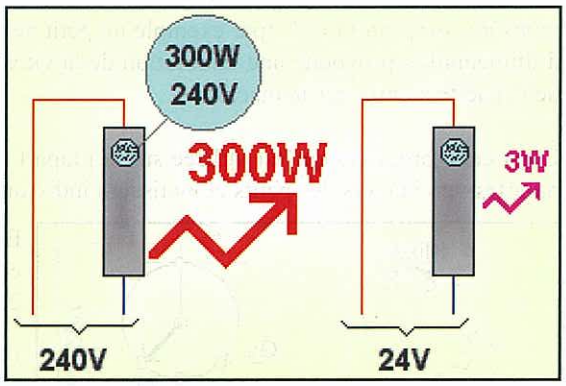
Par contre, si la surtension est très importante (par exemple un coup de foudre, qui peut dépasser plusieurs milliers de volts), la surintensité est telle que le récepteur risque de « griller » bien avant que les sécurités aient eu le temps de réagir.



Si on alimente en 24V une ampoule 24V/3W, elle s'éclaire en absorbant 3W. Par contre, si on la branche en 240V (soit 10 fois plus), elle grille instantanément. Cela est provoqué par le fait que la puissance absorbée est proportionnelle au carré de la tension ($P = U^2 / R$). Ainsi, branchée sous une tension d'alimentation 10 fois trop forte, l'ampoule absorbe une puissance 100 fois plus importante (soit 300W ce qui correspond à la puissance d'un petit radiateur électrique !).

2) Quelles sont les conséquences d'une sous-tension ?

Dans le cas d'une sous-tension, le problème est beaucoup plus complexe puisque tout dépend du type de récepteur électrique. En gros, il faut différentier 2 catégories principales de récepteurs : *ceux de type résistance et ceux de type moteur.*

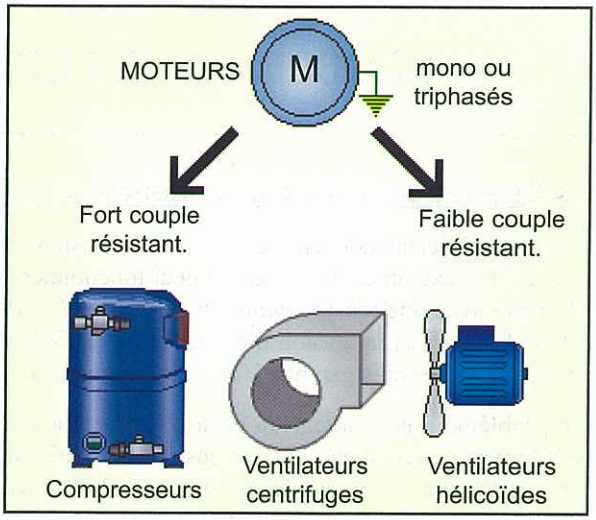


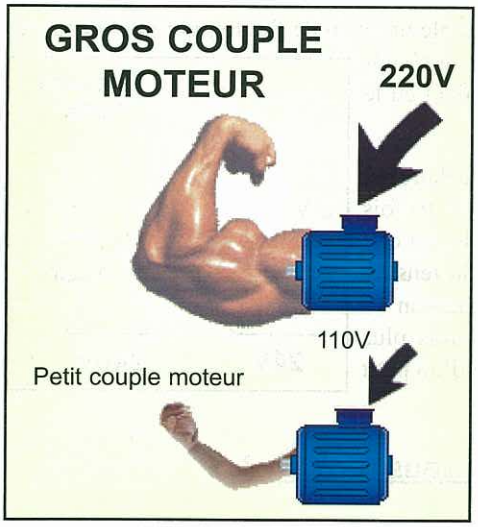
Sur un récepteur de type résistance, une chute de la tension provoque toujours une diminution équivalente de l'intensité absorbée (rappelez-vous la loi d'Ohm : $I = U / R$).

Ainsi, une résistance sous-alimentée absorbe une intensité plus faible, ce qui ne risque absolument pas de l'endommager. En contrepartie, elle fournit moins de puissance de chauffe puisque $P = U^2 / R$. Ainsi, une résistance fournissant 300W sous 240V ne fournit plus que 3W si on l'alimente en 24V ! Cela peut bien sûr être très préjudiciable, par exemple s'il s'agit de la résistance de carter d'un compresseur !

Sur un récepteur de type moteur, il est nécessaire de différentier les moteurs entraînant une machine à fort couple résistant (par exemple un compresseur frigorifique à pistons) et ceux entraînant une machine à faible couple résistant (par exemple un ventilateur hélicoïde qu'un léger souffle de vent suffit à faire tourner).

Les ventilateurs centrifuges se placent entre ces 2 catégories, mais la plupart d'entre eux ont des caractéristiques telles qu'ils supportent difficilement une réduction notable de la tension d'alimentation. C'est pourquoi on les classe généralement dans la catégorie des forts couples résistants.





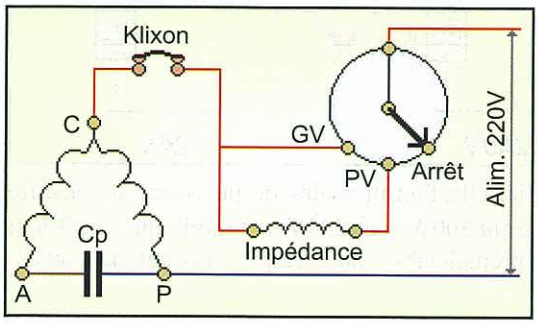
Avant toute chose, rappelons-nous que le couple d'un moteur, c'est à dire sa capacité à entraîner une machine, dépend du carré de la tension d'alimentation.

Ainsi, si un moteur est prévu pour fonctionner en 220V et qu'on l'alimente en 110V (soit 2 fois moins), le couple du moteur est divisé par 4.

A ce moment, *si le couple résistant de la machine entraînée est très important* (par exemple un compresseur), le moteur « cale ». Le moteur étant alors quasiment à l'arrêt, il absorbe en permanence son intensité de démarrage en chauffant dangereusement et il ne reste plus à espérer que les protections internes ou les sécurités thermiques vont couper très vite l'alimentation.

A l'inverse, *si le couple résistant de la machine entraînée est plutôt faible* (par exemple un petit ventilateur hélicoïde), une réduction de la tension d'alimentation provoque une diminution de la vitesse de rotation puisque le moteur a alors moins de capacité à entraîner la machine.

C'est cette propriété qui est utilisée sur la plupart des moteurs multi-vitesses monophasés entraînant les ventilateurs des petits climatiseurs individuels.



En position GV (Grande Vitesse), l'impédance est court-circuitée et le moteur est alimenté en 220V. Il tourne alors à sa vitesse nominale.

En position PV (Petite Vitesse), l'impédance est câblée en série avec le moteur ce qui provoque une chute de la tension effective aux bornes du moteur. Le couple moteur étant alors réduit, le ventilateur tourne moins vite en absorbant moins d'intensité.

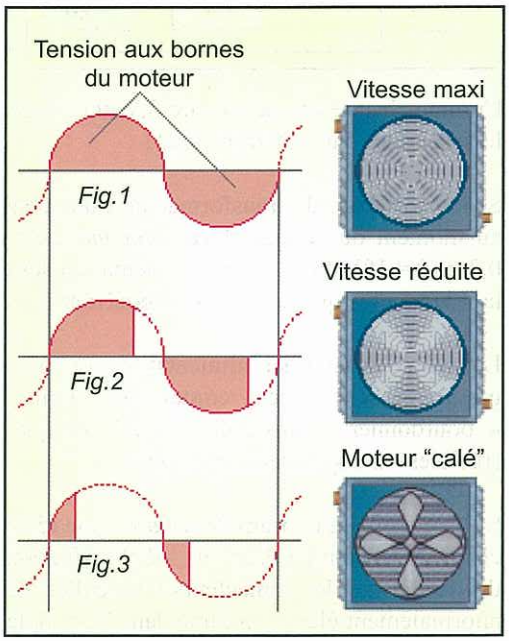
Cette propriété est largement utilisée pour fabriquer des variateurs de vitesse électroniques (à thyristors ou à triac) spécialement destinés à réguler la HP en faisant varier la vitesse de rotation du ventilateur hélicoïde équipant un condenseur à air.

Ces variateurs, appelés communément vannes de courant ou hacheurs fonctionnent selon la technique du hachage de phase, comme la plupart des variateurs de lumière.

Fig.1 : La HP étant importante, le hacheur est éliminé et il laisse passer toutes les alternances du réseau. La tension aux bornes du moteur (symbolisée par la surface colorée) est alors égale à la tension d'alimentation et le moteur tourne à sa vitesse maximale en absorbant son intensité nominale.

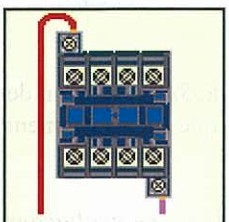
Fig.2 : La HP ayant tendance à diminuer, le régulateur entre en action en hachant chacune des alternances envoyées sur le moteur (à chaque alternance, il coupe l'alimentation un bref instant). La tension moyenne aux bornes du moteur diminue (c'est la surface colorée) et la vitesse est réduite, ainsi que l'intensité absorbée.

Fig.3 : Si la tension moyenne devient tellement faible que le couple du moteur devient inférieur au couple résistant du ventilateur, le moteur « cale » et il chauffe exagérément. C'est pourquoi ces variateurs de vitesse possèdent généralement un réglage de la vitesse minimum.



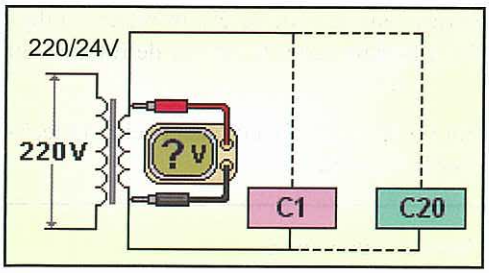
A noter : Cette technique de hachage de phase ne peut être utilisée que sur des résistances ou sur des moteurs monophasés entraînant des machines à faible couple résistant. S'il s'agit d'un moteur triphasé ou d'une machine à fort couple résistant, il faudra utiliser un moteur à plusieurs vitesses (voir : *moteurs triphasés à 2 vitesses, page 464*) ou un variateur de fréquence, beaucoup plus cher et encombrant ou encore un moteur à courant continu (ces 2 dernières techniques sont utilisées par les matériels de type " Inverter ").

Une chute de tension peut provenir du réseau EDF : nous connaissons tous le problème des micro-coupures ou des chutes de tension passagères qui réduisent la luminosité de l'éclairage *(voir page 450)*. Nous savons également qu'il faut respecter des règles de sélection lors du choix du diamètre des conducteurs d'alimentation afin de limiter les chutes de tension à des valeurs admissibles. Mais une chute de tension peut parfois avoir d'autres origines sans que la tension du secteur ou la section des conducteurs soit directement mise en cause...


Bobine 24V
I au collage : 3 A
I collée : 0,3 A

Par exemple, la bobine 24V (tout à fait classique) de l'électro-aimant permettant de manoeuvrer le petit contacteur ci-contre absorbe une intensité de 3A au moment du collage puis de 0,3A (soit 10 fois moins) dès que l'équipage mobile a collé.

En clair, l'électro-aimant tire une intensité de démarrage égale à 10 fois son intensité nominale. Bien que la durée du démarrage soit très brève (environ 20 ms), cela peut parfois avoir son importance sur des circuits de commande importants comportant de nombreux contacteurs ou relais...

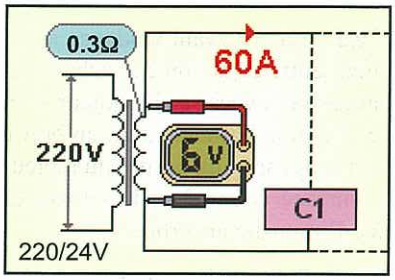


En effet, examinons le schéma ci-contre permettant la commande de 20 contacteurs, de C1 à C20 (la page n'étant pas assez large, nous n'avons pas représenté C2 à C19).

Après une coupure de courant, si tous les contacteurs sont en état de fonctionner, les 20 contacteurs collent *en même temps* quand le courant revient.

Comme chaque contacteur tire 3A au collage, à ce moment c'est 3 x 20 = 60A qui vont traverser le secondaire du transformateur !

Si le secondaire du transformateur a une résistance de 0,3Ω, au moment du collage il va créer *une chute de tension* de 0,3 x 60 = 18V. La tension d'alimentation des contacteurs n'étant alors plus que de 6V, ils ne pourront pas coller.

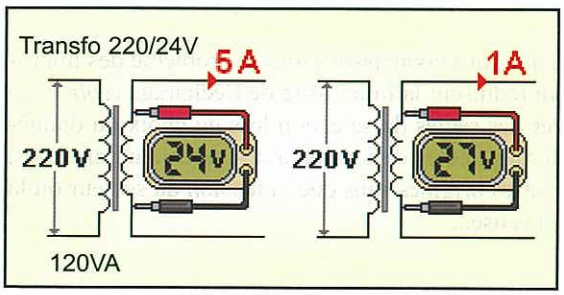


Le transfo et les fils d'alimentation vont alors *chauffer dangereusement* et les contacteurs vont se mettre à « bourdonner » sans coller jusqu'à ce que les protections (fusibles ou disjoncteur) coupent.

Si le secondaire du transformateur a une résistance de 0,2Ω, il va créer au moment du collage une chute de tension de 0,2 x 60 = 12V. Alimentés seulement en 12V au lieu de 24V, rien ne permet d'affirmer que les contacteurs vont coller. Et tant qu'ils ne collent pas, l'intensité absorbée reste anormalement élevée, comme dans l'exemple précédent.

Le problème de la résistance du secondaire explique pourquoi la tension de sortie est plus importante à vide qu'en charge. Plus l'intensité absorbée est élevée et plus la tension disponible diminue.

Dans l'exemple simplifié ci-dessous, le transformateur 220/24V a une puissance de 120VA et il est alimenté en 220V.



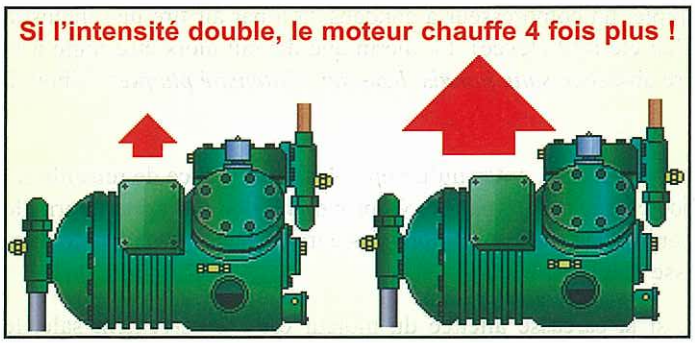
On mesure 24V en sortie quand le transformateur débite 5A (24 x 5 = 120VA).

Mais, quand l'intensité absorbée chute à 1A la tension de sortie augmente pour atteindre par exemple 27V. Cela est tout simplement dû à la résistance du fil constituant le secondaire.

Si l'intensité diminue, la tension de sortie s'élève. A l'inverse, si on tire plus de 5A, la tension de sortie devient inférieure à 24V et le transfo chauffe anormalement (rappelons que l'échauffement dépend du carré de l'intensité).

Ainsi, un transformateur trop petit peut également créer de gros problèmes : *Alors, ne négligeons pas non plus la sélection de la puissance des transformateurs !*

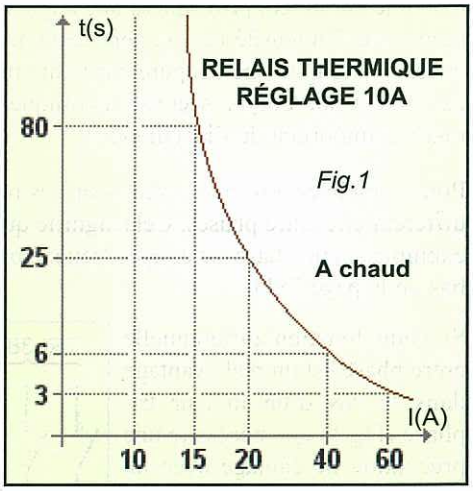
3) Comment faut-il régler un relais thermique ?



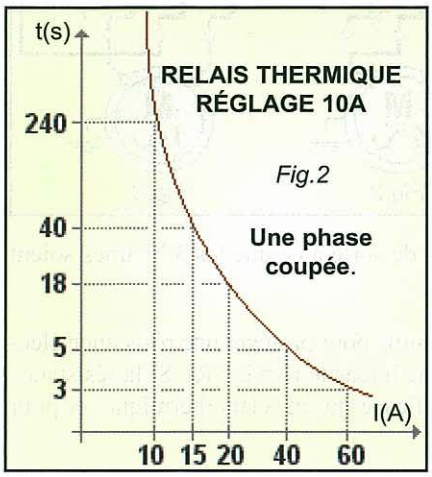
Un relais de protection thermique a pour principal rôle de protéger un moteur contre une surintensité **faible** mais **prolongée**. Rappelons qu'un moteur chauffe proportionnellement au carré de l'intensité absorbée ($P = R \times I^2$). Ainsi, s'il absorbe 2 fois plus de courant il s'échauffe 4 fois plus !

Bien sûr, la protection idéale serait que le thermique coupe très rapidement si l'intensité dépasse la valeur de réglage. Mais dans ce cas, à cause de l'intensité de démarrage qui peut dans certains cas atteindre 8 fois l'intensité nominale, le thermique couperait dès la mise sous tension du moteur ! C'est pourquoi la technologie utilisée (à base de 3 bilames) permet de démarrer le moteur sans coupure intempestive. Cela rend le thermique « paresseux » comme on peut s'en rendre compte en regardant une courbe de fonctionnement montrant le temps nécessaire pour couper le moteur en fonction de l'intensité qui traverse le thermique.

Cette courbe est établie dans le cas le plus favorable, c'est à dire que les bilames du thermique sont déjà chauds (si les bilames sont froids, le temps de coupure est encore plus long). Le thermique étant réglé à 10A, s'il est traversé par un courant de 10A, il ne coupe jamais, ce qui semble bien normal. Si l'intensité monte à 15A, le thermique mettra environ 80 secondes pour couper. Si l'intensité monte à 40A, il lui faudra 6 secondes et 3 secondes seront encore nécessaires si l'intensité monte à 60A.



Regardons maintenant ci-dessous la courbe établie pour le même réglage de 10A, mais cette fois ci le thermique protège un moteur triphasé alimenté avec seulement 2 phases (la 3ème phase est coupée et le moteur tourne sur « 2 pattes »).

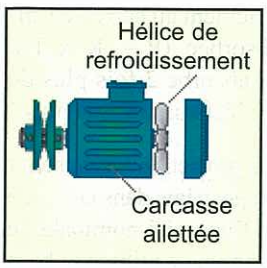


Si les 2 phases restantes tirent 10A, le thermique met environ 240 secondes (4 minutes) pour couper. Si l'intensité monte à 15A, le thermique mettra environ 40 secondes pour couper. Si l'intensité monte à 20A, il lui faudra 18 secondes et 3 secondes resteront nécessaires si l'intensité monte à 60A.

Comme on le voit, ce thermique réglé à 10A et protégeant un moteur tirant 10A est assez lent pour couper le moteur en cas d'anomalie.

C'est pourquoi un relais thermique ne devrait jamais être réglé à une valeur supérieure à l'intensité nominale (plaquée sur le moteur).

Il arrive souvent qu'un moteur tire une intensité *inférieure* à l'intensité plaquée. Cela s'explique car l'intensité plaquée correspond à l'intensité absorbée lorsque le moteur fournit sa puissance nominale *(voir page 442)*. Par exemple, un compresseur à condensation par air tire une intensité plus faible en hiver (HP faible) qu'en été (HP élevée). Le thermique devrait alors être réglé à la plus forte intensité susceptible d'être absorbée ***sans jamais dépasser l'intensité plaquée*** (sinon, à quoi servirait-il ?).



Sur le moteur ci-contre, notez qu'un problème sur l'hélice de refroidissement (hélice cassée ou qui patine) va provoquer une élévation anormale de la température du moteur (et donc des enroulements) sans que le thermique puisse réagir.

De même, si la carcasse ailettée du moteur est excessivement sale, le refroidissement des enroulements se fera moins bien et le moteur va chauffer exagérément. *Dans ce cas, le relais thermique ne pourra rien faire puisqu'il n'y a pas d'augmentation de l'intensité absorbée.* Seule une protection interne adaptée (prévue par le constructeur) pourra déceler l'élévation de température et couper le moteur à temps.

Par contre, un problème mécanique (par exemple un palier qui se grippe sur le moteur ou sur la machine entraînée) provoquera une augmentation de l'intensité absorbée par le moteur. Cette augmentation d'intensité (qui se fera lentement, au même rythme que le grippage du palier) provoquera à la longue une coupure par le thermique ou par la protection interne, si elle existe (dans ce cas, il y a une double sécurité thermique qui peut être d'autant plus utile que le moteur est un maillon important de l'installation).

Pour compléter nos informations sur les relais thermiques, rappelons qu'ils assurent une fonction différentielle entre phases. Cela signifie que si les 3 bilames n'ont pas le même échauffement (par exemple si une phase est coupée, seuls 2 bilames chauffent), le thermique coupe (voir la courbe en bas de la page 381).

Si cette fonction différentielle entre phase est un réel avantage dans le cas d'un moteur triphasé (Fig.1) elle nécessite une précaution de câblage avec un moteur monophasé.

En effet, raccordé comme sur la figure 2, le bilame de droite ne chauffant pas, le thermique coupe le moteur après quelques minutes de fonctionnement.

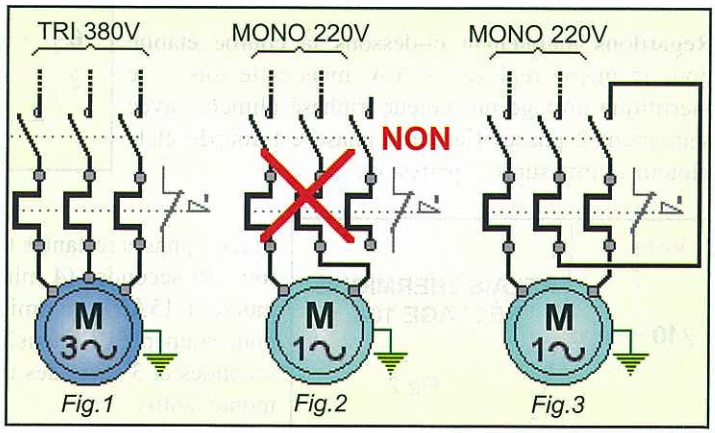


Fig.1 Fig.2 Fig.3

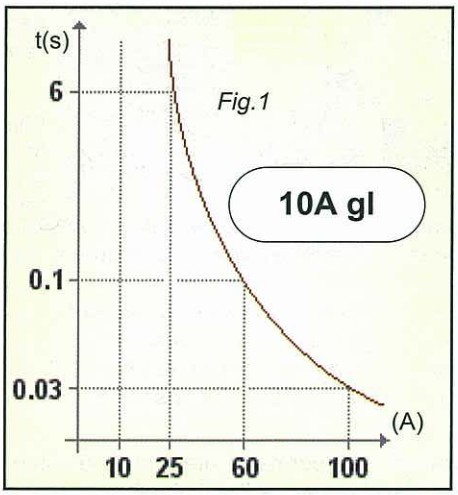
Il est alors absolument nécessaire d'équilibrer le thermique de sorte à ce que les 3 bilames soient parcourus exactement par la même intensité (voir figure 3).

Enfin, rappelons qu'un relais thermique est complètement inutile pour protéger une résistance électrique puisque ce type de récepteur absorbe toujours la même intensité (I = U / R). Si la résistance se met en court-circuit, un simple fusible sera bien plus efficace qu'un relais thermique, et pour beaucoup moins cher !

4) Pourquoi des fusibles gI et aM ?

Nous venons de voir qu'un relais thermique sert à protéger un moteur contre des surintensités faibles mais prolongées. Cependant, dans le cas d'un court-circuit du récepteur, le thermique serait bien trop long à réagir et la formidable surintensité qui traverserait l'installation risquerait de provoquer de très gros dégâts (fusion des câbles et des fils électriques, risques d'incendie). C'est pourquoi le rôle essentiel d'un fusible est de protéger l'installation contre les courts-circuits.

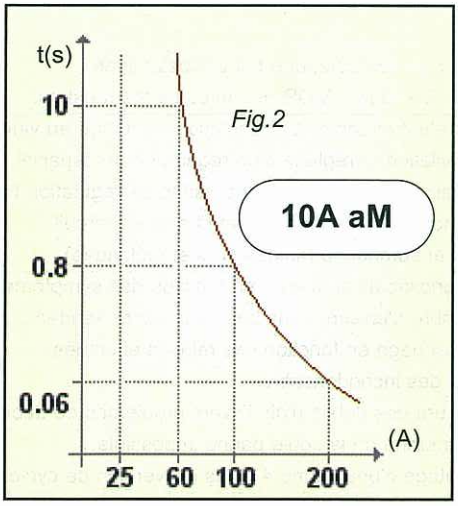
Regardons ci contre la courbe d'un fusible industriel de type **gI** d'un calibre de **10A**.



Traversé par un courant de 10A, le fusible ne fond jamais (ce qui semble *a priori* normal). Si le courant atteint 25A, le fusible met 6 secondes pour fondre et il ne met plus que 0,1 secondes si le courant atteint 60A.

Ce fusible ne pourrait pas être utilisé pour protéger contre un court-circuit un moteur tirant 10A. En effet, si l'intensité de démarrage atteint 60A et si la durée du démarrage dépasse 0,1 secondes (cas le plus courant), le fusible fond à la première tentative de démarrage.

Il faudra donc réserver ce type de fusible à la protection contre les courts-circuits de récepteurs n'ayant pas d'intensité de démarrage (par exemple les résistances) ou ayant une intensité de démarrage extrêmement brève (par exemple une lampe à incandescence, comme nous l'avons évoqué page 376).



Regardons maintenant ci-contre la courbe d'un fusible de **10A** de type **aM** (accompagnement moteur).

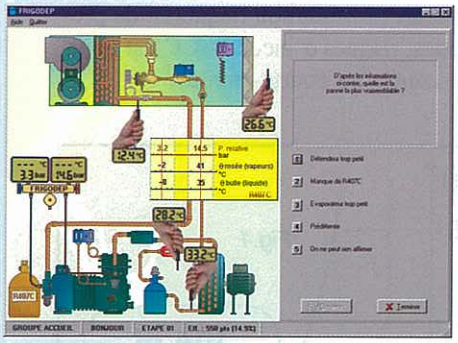
On voit qu'un fusible de ce type pourrait supporter indéfiniment un courant de 25A sans jamais couper. Traversé par un courant de 60A il mettra 10 secondes à fondre (au lieu de 0,1" pour le gI), ce qui est très largement suffisant pour permettre le démarrage du moteur. Par contre, en cas de court-circuit, il coupera très rapidement en limitant l'intensité de court-circuit à une valeur tout à fait admissible.

Il faudra donc réserver ce type de fusible à la protection contre les courts-circuits de récepteurs ayant une intensité de démarrage prolongée (par exemple les moteurs) ou ayant une intensité de démarrage très importante mais plutôt brève *(par exemple le primaire des transformateurs, ce qui est assez méconnu)*.

Les disjoncteurs thermiques ou magnéto-thermiques remplacent de plus en plus souvent les fusibles (un disjoncteur avec courbe L équivaut à un fusible gI, avec courbe U, il équivaut à un aM et avec courbe D à un " super aM "). *L'auteur vous invite à consulter les nombreuses documentations techniques des divers fabricants si vous souhaitez compléter vos connaissances sur le sujet.*

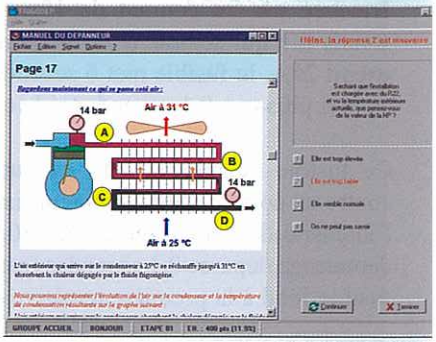
FRIGODEP4

L'apprentissage du dépannage
pour Windows 95/98/Me/NT/2000/XP



Frigodep (la suite de **Frigobase**) s'adresse à tous ceux qui sou haitent acquérir la maîtrise des techniques de dépannage frigori fique.

Les différentes étapes du logiciel permettent le montage, la mise en service et la résolution de plus de 430 situations d dépannage, sur différents types d'installations et avec diffé rents fluides frigorigènes.



Chaque situation nécessite une prise de décision sur un problème posé à l'écran. Vous répondez à chaque fois d'un simple clic de la souris. Aussitôt, **Frigodep** met votre coefficient d'efficacité à jour et vous propose à l'écran un corrigé adapté.

Cette technique d'auto correction en temps réel, renforcée par de très larges extraits du manuel du dépanneur (accessible par une aide en ligne) permet de progresser absolument seul et de réaliser des progrès aussi rapides que spectaculaires.

Frigodep vous permet d'interrompre à n'importe quel moment la séance en cours. La fois suivante, il vou dirigera exactement à l'endroit où vous vous trouviez. La progressivité des difficultés sur une aussi grand diversité de problèmes permet rapidement d'acquérir un diagnostic très rapide et sûr.

THÈME DE CHAQUE ÉTAPE DE FRIGODEP

1 : Montage d'une cloche hermétique.	15 : Réglage des détendeurs thermostatiques.
2 : Montage d'une cloche hermétique (suite).	16 : Les détendeurs MOP, les $\Delta\theta$ et les thermostats.
3 : Montage d'un condenseur à air.	17 : Les électrovannes. La régulation par tirage au vide.
4 : Montage d'un groupe de condensation complet.	18 : Installation et réglage d'un régulateur de capacité.
5 : Interprétation des $\Delta\theta$ sur les condenseurs à air.	19 : Installation et réglage d'une vanne de régulation HP.
6 : Anomalies sur les groupes de condensation.	20 : Etanchéité, tirage au vide et charge du circuit.
7 : Montage de la ligne liquide et du détendeur capillaire.	21 : S/R et surchauffe (fluides purs et mélanges).
8 : Sélection des détendeurs capillaires et dépannages.	22 : Diagnostic d'une panne en fonction des symptômes.
9 : Installation de l'évaporateur.	23 : Nombre d'erreurs dans des tableaux de tendance.
10 : Problèmes posés par les ventilateurs.	24 : Dépannage en fonction des relevés effectués.
11 : Remplacement de la cloche par un semi-hermétique.	25 : Test des incondensables.
12 : Anomalies des compresseurs semi-hermétiques.	26 : Mesure des débits d'air. Divers problèmes de débit.
13 : Installation du groupe de condensation. Les huiles.	27 : Recherche de la seule panne impossible.
14 : La ligne liquide et le détendeur thermostatique.	28 : Montage d'une vanne 4 voies d'inversion de cycle.

Grâce à ses animations graphiques, à sa très grande simplicité d'utilisation et à s progressivité pédagogique, cette dernière version de Frigodep** (la première date de 1990 **reste plus que jamais l'outil idéal pour acquérir la maîtrise des techniques de dépannag frigorifique.

Kotza International

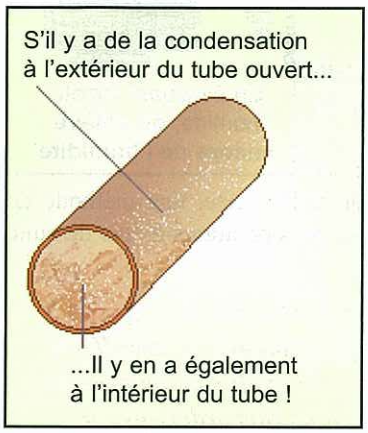
CD de démonstration absolument gratuit sur simple demande :

www.kotza.com

PROBLÈMES FRIGORIFIQUES DIVERS

1) Pour déshydrater un circuit, est-il utile de casser le vide ?

A chaque fois qu'une intervention nécessite « d'ouvrir » un circuit frigorifique, de l'air peut pénétrer à l'intérieur. Mais l'air atmosphérique contient de la vapeur d'eau et nous savons que cette humidité risque de donner naissance à *des acides redoutables* avec la plupart des fluides frigorigènes usuels (Nous verrons plus loin que ces problèmes vont encore s'amplifier avec les nouveaux fluides HFC et les nouvelles huiles).



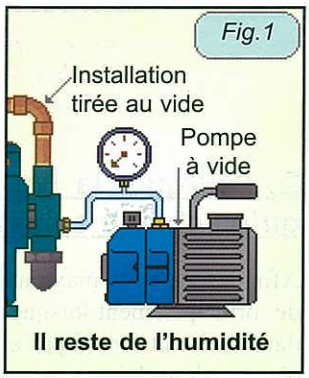
C'est pour éliminer ce risque qu'il est absolument nécessaire d'empêcher l'air de pénétrer dans le circuit. C'est pourquoi toute intervention sur un circuit frigorifique obéit à certaines « règles de l'art », largement commentées dans de nombreux ouvrages.

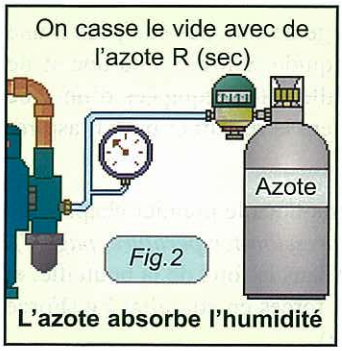
Nous rappellerons malgré tout qu'en démontant un appareil pour une opération de maintenance, s'il est recouvert de condensation ou de givre au moment du démontage (un détendeur par exemple), *de l'humidité ira également se condenser à l'intérieur du corps de l'appareil et dans les tuyauteries.*

La quantité d'eau ainsi introduite dans le circuit est très importante et ce genre d'erreur, souvent due à l'incompétence de l'intervenant, est à l'origine de bien des « grillages » de compresseurs à moteur incorporé !

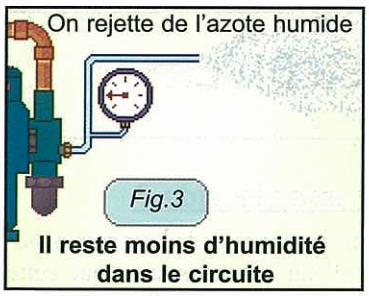
Avant de procéder à la charge en fluide frigorigène d'une installation neuve (ou d'une installation qu'on a vidé pour effectuer des travaux de maintenance), il est indispensable de contrôler l'étanchéité mais aussi d'évacuer l'air atmosphérique (chargé d'humidité) qui se trouve obligatoirement à l'intérieur du circuit.

C'est pour évacuer l'air et l'humidité qu'on tire le circuit au vide. Cependant, les pompes à vide ne sont pas parfaites et ne permettent pas d'évacuer tout l'air du circuit. C'est pourquoi il reste encore de l'air dans le circuit, *et donc de l'humidité*, quand l'opération de mise à vide est terminée (fig.1). *Notons qu'il reste d'autant plus d'humidité dans le circuit que la pompe à vide est de mauvaise qualité et que le technicien manque de temps ou de métier.*





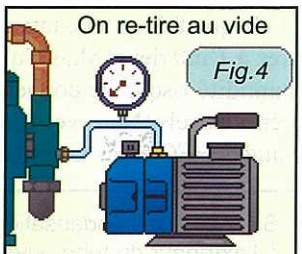
Une technique fréquemment utilisée pour améliorer la qualité du tirage au vide consiste à introduire alors de l'azote « R » (qualité Réfrigération, donc parfaitement déshydraté) dans le circuit de sorte à « casser le vide ». *Notez que l'utilisation d'un fluide frigorigène pour casser le vide, autrefois largement répandue, est dorénavant à proscrire (surtout s'il s'agit d'un CFC) pour préserver l'environnement.* On injecte donc de l'azote pour faire remonter la pression légèrement au-dessus de la pression atmosphérique, par exemple à 0,5 bar (fig.2). Le gros volume d'azote très sec absorbe alors sans problème le petit volume d'humidité qui restait encore dans le circuit après la mise à vide. *L'azote sec est donc devenu de « l'azote humide ».*



Il reste moins d'humidité dans le circuite

A ce moment, on met le circuit à l'atmosphère pour faire chuter la pression par exemple à 0,1 bar (fig.3).

Mais c'est de l'azote humide qui sort du circuit ! L'azote emporte donc avec lui une partie de l'humidité et il en reste alors obligatoirement moins à l'intérieur du circuit que précédemment.



En évacuant l'azote humide, **on enlève encore de l'humidité**

Maintenant, si on retire le circuit au vide, on évacue encore de l'azote humide, c'est à dire une partie de l'humidité qui restait dans le circuit après la première mise à vide (fig.4). Quand le tirage au vide sera terminé, avec la même pression au manomètre que dans la figure 1, il y aura obligatoirement beaucoup moins d'humidité dans le circuit.

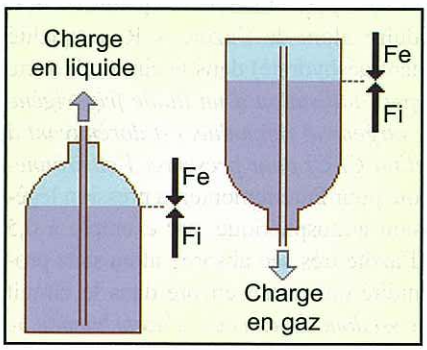
Cette technique est donc particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'enlever beaucoup plus d'humidité qu'un simple tirage au vide.

Notez qu'en renouvelant l'opération, c'est à dire en cassant le vide une seconde fois, on enlèvera encore une partie de l'humidité restante. Du reste, une méthode de déshydratation de chantier souvent préconisée consiste à effectuer ces opérations 3 fois de suite (méthode du triple vide).

En réduisant le plus possible la perte de charge sur l'aspiration de la pompe à vide, la durée de la mise à vide peut facilement être réduite par 2 ! Alors, pour tirer au vide, utilisez un flexible le plus court possible et de plus gros diamètre possible. Évitez de vous raccorder sur un raccord schrader (la valve occasionne une grosse perte de charge) et enlevez le percuteur schrader sur votre flexible. Quelle que soit la méthode utilisée, la capacité du déshydrateur devra permettre de piéger l'humidité résiduelle restant encore dans le circuit.

2) Pourquoi la bouteille de fluide frigorigène se refroidit-elle lorsqu'on charge en gaz ?

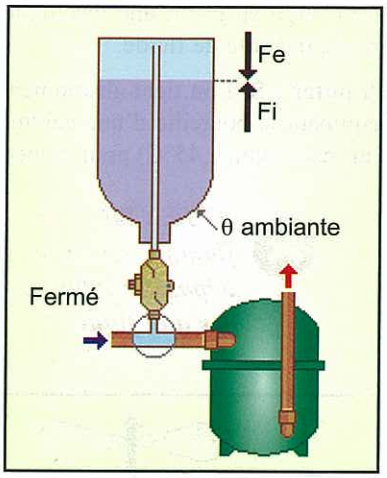
Afin de gagner un maximum de temps, la plupart des charges en fluide frigorigène se font en liquide, principalement lorsque le frigoriste est expérimenté et que les quantités de fluide à introduire dans le circuit sont importantes . Cependant, on peut parfois être amené à charger en gaz, par exemple pour introduire de petites quantités de fluide *(nous verrons page 412 qu'une charge en liquide est absolument obligatoire avec certains nouveaux fluides composés d'un mélange).*



Toutes les bouteilles de charge ne sont pas équipées d'une vanne gaz et d'une vanne liquide. S'il n'y a qu'une seule vanne, la plupart des bouteilles étant équipées d'un tube plongeur, on doit généralement la retourner pour n'aspirer que du gaz.

Avant de continuer, rappelons-nous le premier chapitre de ce manuel *(Voir : Relation pression-température, page 9)*. Le liquide repose sagement dans le fond de la bouteille, et il est soumis à l'action de 2 forces en équilibre **Fe** (**F**orce **e**xterne) et **Fi** (**F**orce **i**nterne).

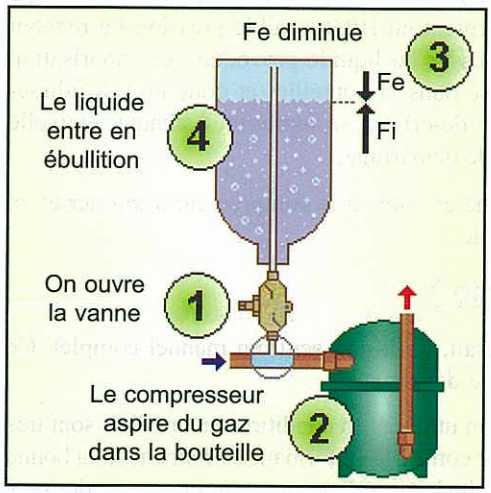
Tant que ces 2 forces restent égales, le fluide frigorigène liquide ne peut pas entrer en ébullition. Il suffit que **Fi** augmente (par exemple si on chauffe le liquide) ou que **Fe** diminue (par exemple si on ouvre la bouteille à l'atmosphère) pour que le liquide commence à « bouillir ».



Admettons qu'au départ la bouteille et son contenu sont à la température ambiante (par exemple 20°C) et raccordons la sur l'aspiration du compresseur (voir schéma de principe ci-contre).

La vanne de la bouteille est fermée et les 2 forces **Fe** et **Fi** sont égales. Le liquide repose donc bien sagement dans le fond de la bouteille. La bouteille étant retournée, l'extrémité du tube plongeur se trouve dans la zone ou il n'y a que du gaz.

Maintenant, imaginons que l'on mette le compresseur en service. La BP diminue rapidement (puisqu'il y a un manque de fluide dans l'installation) et on ouvre la vanne de la bouteille pour commencer la charge.



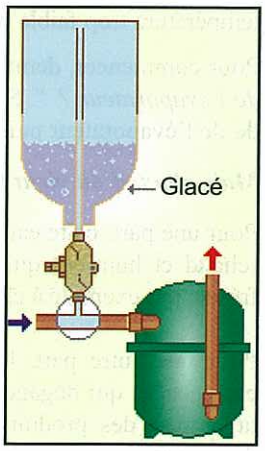
A ce moment, la pression dans la bouteille étant largement supérieure à la BP dans le circuit, le compresseur aspire des vapeurs dans le haut de la bouteille, ce qui provoque aussitôt une diminution très rapide de **Fe**.

Comme **Fi** devient supérieur à **Fe**, l'équilibre est rompu et le liquide entre en ébullition.

Mais, pour bouillir, le liquide a obligatoirement besoin de chaleur !

Prisonnier dans sa bouteille, le liquide ne peut prendre la chaleur nécessaire à son ébullition qu'à lui même, à la bouteille et à l'ambiance. C'est pourquoi, au fur et à mesure de la charge, la partie de la bouteille où se trouve le liquide se refroidit.

Si la quantité de gaz à introduire dans le circuit est importante, la quantité de liquide qui devra se vaporiser pour fournir ce gaz est également importante. Pour qu'une importante quantité de liquide se vaporise, il lui faudra beaucoup de chaleur. *C'est pourquoi la bouteille peut se refroidir tellement que du givre peut même apparaître sur toute la zone où se trouve le liquide.*



Mais, puisque la température du liquide diminue, sa pression diminue également !

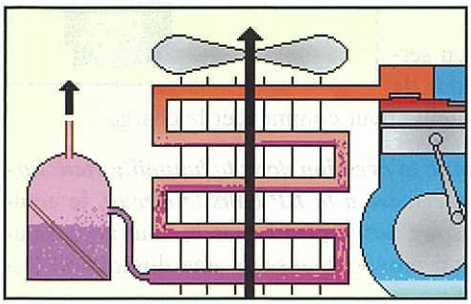
Ainsi, au fur et à mesure de la charge en gaz, la pression diminue dans la bouteille en suivant la relation pression-température du fluide. Simultanément, la BP dans le circuit augmente puisque les symptômes du manque de charge s'estompent.

Ainsi, le ΔP entre la bouteille et le circuit se réduit au fur et à mesure de la charge. C'est pourquoi la quantité de gaz aspiré diminue au fur et à mesure de la charge *(à la limite, si la pression dans la bouteille devenait égale à la BP dans le circuit, il ne pourrait plus du tout y avoir passage du fluide de la bouteille vers le compresseur).*

La charge en gaz d'une installation est donc une opération longue et uniquement réservée à de petite quantité de fluide.

A noter : Si l'on tient absolument à charger en gaz, on peut accélérer la charge par exemple en équipant la bouteille d'une ceinture chauffante spéciale ou en la plongeant dans de l'eau chaude (au maximum à 45°C) pour empêcher le refroidissement du liquide.

ATTENTION DANGER : Ne chauffez jamais une bouteille avec une flamme ou avec un chalumeau (la température de la flamme peut dépasser 2000°C). La bouteille pourrait très rapidement vous exploser à la figure !



Profitons de l'occasion pour évoquer une panne, heureusement assez rare, qui peut se produire si le tube plongeur de la bouteille liquide se casse.

A ce moment, il ne peut plus y avoir que des vapeurs aspirées dans la ligne liquide et le compresseur coupe très rapidement en BP. La faible pression Fe régnant alors au-dessus du liquide provoque une vaporisation très intense dans la bouteille (et donc un refroidissement de celle-ci) qui se reproduit à chaque nouvelle tentative de démarrage.

Le dépanneur pourra facilement diagnostiquer la panne en forçant le compresseur à tourner et en constatant le fort rafraîchissement du bas de la bouteille.

3) Comment contrôle-t-on l'hygrométrie ?

Le sujet est tellement vaste et complexe qu'il mériterait, à lui tout seul, un manuel complet. Ce n'est pas le but de cet ouvrage entièrement consacré au dépannage.

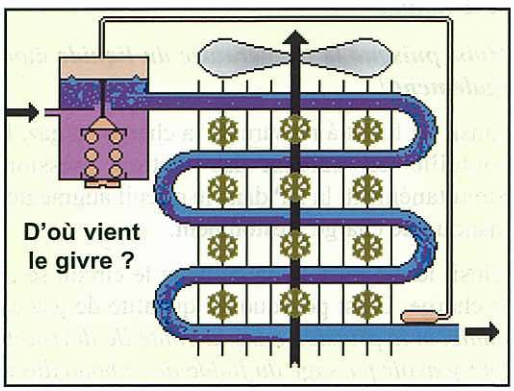
Les techniques d'humidification ou de déshumidification utilisées en conditionnement d'air sont très largement commentées dans de nombreux ouvrages. Par contre, les informations concernant la bonne tenue de l'hygrométrie dans les chambres froides sont plutôt rares. Pourtant, selon la nature des produits entreposés, une hygrométrie non adaptée peut avoir des conséquences aussi néfastes qu'une température trop faible ou trop élevée (voir : *l'hygrométrie en froid commercial, page 419*)

Pour commencer, demandons-nous : *"d'où vient le givre qui apparaît sur les ailettes et les tubes de l'évaporateur ? "*. S'il y a du givre, c'est qu'il y a de l'eau qui se condense sur la surface froide de l'évaporateur puis qui se solidifie dès que la température d'évaporation devient négative.

Mais alors, d'où vient l'eau ?

Pour une part, cette eau provient de l'air extérieur (chaud et humide) qui pénètre dans la chambre froide, par exemple à chaque ouverture des portes.

Pour une autre part, l'eau provient des denrées entreposées qui dégagent de l'humidité. En effet, la plupart des produits alimentaires contiennent des quantités d'eau très importantes puisque plus de 70% de la masse de certains produits est exclusivement constituée d'eau !



Par exemple, une viande de boeuf peut contenir plus de 72% d'eau, ce qui signifie que 1000 kg de boeuf contiennent 720 kg d'eau. *En exagérant beaucoup*, imaginez la tête du boucher qui, après avoir acheté et stocké 1000 kg de boeuf dans sa chambre froide, ne retrouve un peu plus tard que 280 kg de « barbaque » noire et desséchée, les 720 kg d'eau s'étant transformés en givre sur l'évaporateur et étant partis à l'égout lors des dégivrages successifs !

Pour continuer cet exemple, plus l'air de la chambre froide est sec et plus la viande aura tendance à se dessécher et à noircir. A l'inverse, si l'air de la chambre est vraiment très humide, la viande se dessèche beaucoup moins mais elle prend un vilain aspect poisseux, *étant entendu que ces 2 problèmes peuvent se produire même si la température de la chambre froide est parfaitement réglée !*

Dans les 2 cas, notre boucher devra enlever les parties abîmées de la viande pour lui donner un aspect présentable, ce qui augmente encore ses pertes en poids.

C'est pourquoi, pour chaque produit, il existe une température et une hygrométrie idéale de conservation. Par exemple, une température ambiante de +2°C avec une hygrométrie relative de 75 à 80% permettait de solutionner le problème de notre malheureux boucher.

Pour contrôler la température, il n'y a généralement pas de problème puisqu'il suffit que la puissance frigorifique installée soit suffisante et que la régulation de température soit bien réglée.

Mais, pour contrôler l'hygrométrie, il faut que l'évaporateur ait été bien sélectionné à l'origine. En effet, on conçoit facilement que *pour un même produit*, plus la température d'évaporation sera faible, plus la température de surface de l'évaporateur sera basse et plus il y aura formation de givre et assèchement de l'air de la chambre froide (et donc du produit entreposé). Il semble en effet évident qu'avec une température d'évaporation de -4°C, il y aura moins de givre qu'à -20°C et donc que les produits entreposés s'assécheront moins si on vaporise à -4°C plutôt qu'à -20°C.

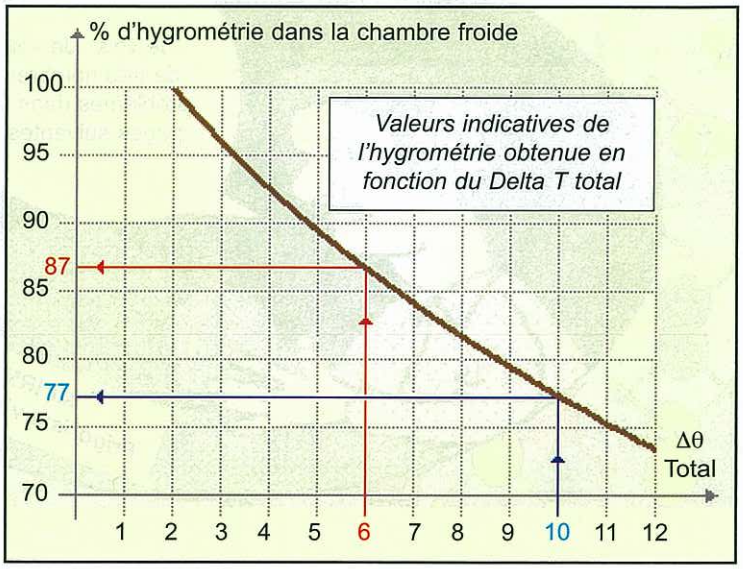
Avec une température ambiante de +2°C, si la BP est à -4°C le Δθ total est de 6°C. Par contre, si la BP est à -20°C, le Δθ total est de 22°C.

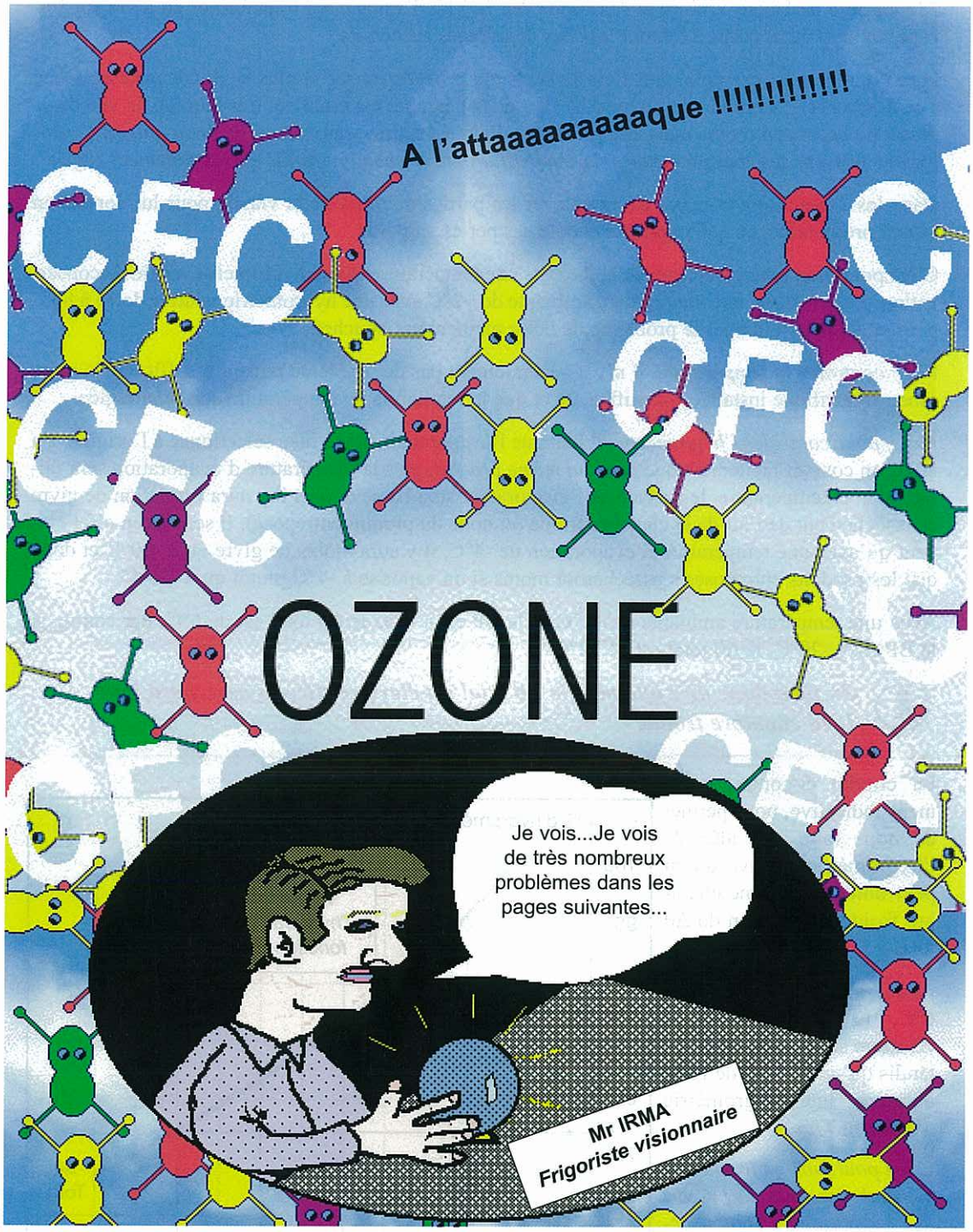
On peut donc dire que plus le Δθ total est élevé et plus on asséchera l'air de la chambre froide.

La courbe ci-contre, purement indicative, nous permet de nous faire une idée de l'hygrométrie relative qu'on peut obtenir dans une chambre froide en fonction du Δθ total à l'évaporateur.

Ainsi, avec un Δθ total de 6°C, l'hygrométrie de la chambre sera voisine de 87% tandis qu'un Δθ total de 10°C donnera une hygrométrie d'environ 77%.

C'est pourquoi, en froid commercial classique, la plupart des évaporateurs sont sélectionnés pour un Δθ total compris entre 6 et 10°C.




A l'attaaaaaaaaaque !!!!!!!!!!!!
CFC
OZONE
Je vois...Je vois de très nombreux problèmes dans les pages suivantes...
Mr IRMA
Frigoriste visionnaire

PROBLÈME DE LA RÉCUPÉRATION DES FLUIDES FRIGORIGÈNES

Les problèmes liés au rejet des fluides frigorigènes dans l'atmosphère ont déjà été très largement commentés par les médias. L'action très néfaste des CFC (et dans une moindre mesure des HCFC) sur la couche d'ozone et sur l'augmentation de l'effet de serre est maintenant bien connue.

Depuis le fameux protocole de Montréal, *que cela plaise ou non,* les instances internationales ont mis en oeuvre une politique visant ***à interdire définitivement les*** **CFC** (R11, R12, R500, R502...) avec ***un arrêt total de la production*** **le 31.12.94** (sauf pour certains pays en voie de développement). Leur utilisation, même dans le cadre de la maintenance est aujourd'hui très sévèrement réglementée dans de nombreux pays..

La production des **HCFC** (R22, R123...) a commencé à diminuer depuis 1996 et devrait s'interrompre *définitivement* au début du XXI^{ème} siècle. Prévue à l'origine pour 2030, l'arrêt total de la production se fera probablement avant 2015, sous la pression de plusieurs pays.

Depuis le 01/01/2004, la CEE interdit l'utilisation du R22 sur les installations neuves.

Sur les nouvelles installations, il est donc indispensable d'utiliser des fluides **HFC** *définitifs* non polluants (R134a, R404A, R407C, R410A, etc.) et donc de le prévoir dès la phase de conception.

Sur les installations existantes utilisant déjà des CFC, les difficultés et les coûts d'approvisionnement obligent à utiliser des fluides de transition (FX10, FX56, DP40, HP80, HP81...) pour remplacer ces CFC à chaque fois que cela sera possible, tout en sachant que ces fluides étant des mélanges à base de R22, ce sont des HCFC appelés à disparaître à moyen terme.

Parallèlement à ces contraintes, les pouvoirs publics commencent à s'intéresser très sérieusement au professionnalisme des entreprises amenées à intervenir sur des installations contenant plus de 2 kg de fluide frigorigène (et même 1 kg dans certains pays). Il est prévisible que la réglementation se durcisse **quelle que soit la contenance en fluide de l'installation,** y compris pour la climatisation automobile.

Par exemple, les entreprises Françaises doivent fournir un dossier très complet de compétence professionnelle (en hommes et en matériel) pour être enregistrées auprès de leur préfecture après avis de la commission nationale des CFC de l'association Française du Froid. Elles doivent également respecter les nouvelles règles d'intervention (techniques et administratives), et la législation pourrait bien encore se durcir ! De nombreux textes sont en préparation au niveau Européen.

Ainsi, indépendamment des problèmes écologiques et administratifs, la pénurie actuelle de CFC et de HCFC (prévisible à moyen terme) devrait inciter très fortement la profession à prendre conscience des problèmes à venir.

En particulier l'importance de la récupération des fluides frigorigènes ne peut plus être ignorée.

L'objectif de ce chapitre est précisément de montrer *un rapide aperçu* des principales techniques de récupération des fluides usuels en froid commercial et en climatisation.

A) Les bouteilles de récupération :

Ces bouteilles, de couleur normalisée vert fluo, sont mises à la disposition des professionnels par les distributeurs de fluide frigorigène. ***Elles sont livrées « tiré au vide » et nous verrons plus loin que cela nous sera très utile.***

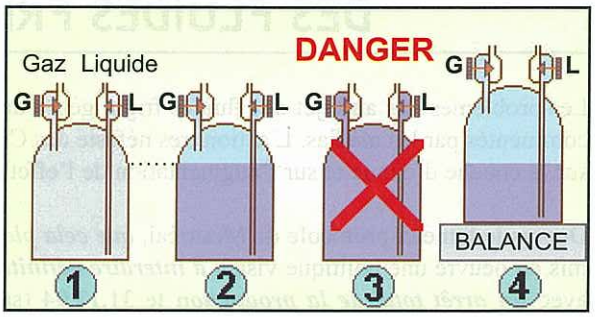


Fig. 1 : La plupart de ces bouteilles sont équipées de 2 vannes de service. La vanne liquide **L** est raccordée au fond de la bouteille par un tube plongeur et la vanne gaz **G** est reliée au niveau maximum de remplissage 80%.

Fig.2 et 3 : Ces bouteilles ne doivent jamais être remplies au-delà de 80% de leur volume ni utilisées pour récupérer un fluide non indiqué sur l'emballage. En effet, *la pression dans une bouteille surchargée (ou chargée avec un fluide non prévu) pourrait atteindre de telles valeurs qu'il y aurait un risque énorme d'accident très grave (A 20°C, le R12 est à 4,7 bar, le R502 est à 10 bar mais le R23 est à plus de 40 bar !).*

fig.4 : C'est pourquoi toute opération de récupération nécessite de connaître au préalable (ou d'évaluer) la masse de fluide contenue dans l'installation afin de choisir une (ou des) bouteille(s) de récupération adaptée et de contenance suffisante. L'utilisation d'une balance est indispensable pour ne jamais dépasser dans la bouteille la masse maximum de fluide indiquée en fonction de son volume. Par exemple, pour les CFC usuels, une bouteille de récupération de 12 litres peut contenir au maximum 12,5 kg de fluide (24 kg pour une bouteille de 27 litres et 86 kg pour une bouteille de 88 litres).

En particulier, quand une opération de récupération est lancée sur une installation, évitons de quitter le chantier (même pour un petit moment, en se disant : « je reviens tout à l'heure ») si on n'a pas l'absolue certitude que la bouteille de récupération utilisée pourra contenir toute la charge restante sans dépasser le maximum de 80% !

En cas de panne de la balance, *un très léger dégazage par la vanne gaz* ne doit laisser sortir que des vapeurs (cette technique rejetant du fluide à l'atmosphère, elle est bien sûr à utiliser avec la plus grande modération). Si c'est du liquide qui sort (l'aspect d'un jet liquide est facilement reconnaissable), c'est que le niveau dans la bouteille atteint ou dépasse le niveau maximum de 80%.

Dès à présent, rappelons-nous que le fluide récupéré est destiné à être recyclé et que l'entreprise peut toucher une prime pour chaque kg de fluide récupéré, sous certaines conditions (à de faibles tolérances près, il ne doit y avoir dans la bouteille ni mélange de fluides, ni eau, ni d'huile).

ATTENTION : il ne faut jamais mélanger 2 fluides différents dans une bouteille de récupération.

Le mélange ainsi obtenu serait irrécupérable et sa destruction très coûteuse. De même, la quantité d'huile, d'air ou d'eau présente dans le fluide récupéré devant être extrêmement faible, il faudra prendre de multiples précautions lors des manipulations (purge des flexibles, purge du groupe de transfert...). Rajoutons que chaque bouteille de récupération devra être clairement identifiée (type et masse de fluide, raison sociale de l'entreprise, nom du frigoriste) à l'aide d'une fiche fournie avec la bouteille afin d'éviter toute erreur. **Vous pourrez utilement vous renseigner auprès de votre distributeur pour tout renseignement complémentaire et actualisé.**

Avant de voir de plus près les différentes techniques de récupération, rappelons-nous qu'un fluide à l'état liquide occupe beaucoup moins de place que la même masse du même fluide à l'état gazeux *(voir : relation pression température, page 11).*

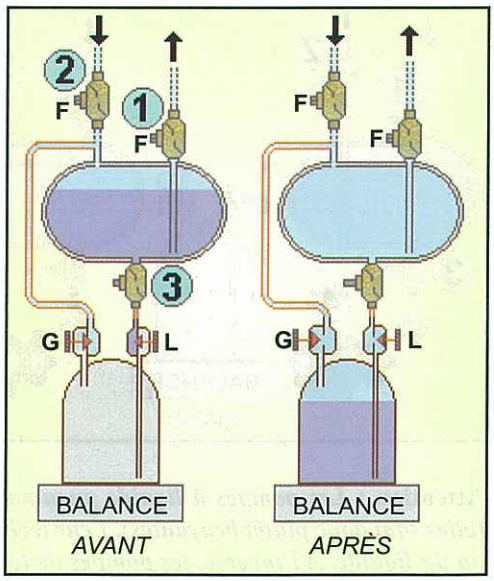
C'est pourquoi, dans la mesure du possible, il sera toujours préférable de récupérer le fluide à l'état liquide plutôt qu'à l'état gazeux puisque la durée de la récupération pourra être de 30 à 40 fois plus rapide !

Cette notion est particulièrement importante lorsque les quantités de fluide à récupérer sont importantes. Lorsque tout le liquide sera transvasé dans la bouteille de récupération, la phase gazeuse restant dans l'installation, *de l'ordre de 10% de la charge totale,* sera ensuite récupérée par un groupe de transfert. *Ces 10% de gaz qui traverseront alors le groupe de transfert risquent beaucoup moins d'endommager son compresseur principalement si le fluide à récupérer est contaminé par des acides.*

Quelle que soit la méthode utilisée, rappelons-nous dès à présent que tous les raccordements avec l'installation à vider doivent présenter la plus faible perte de charge possible afin d'accélérer au maximum l'opération de récupération. Dans certains cas, la durée de récupération peut être réduite de plus de 40% uniquement en utilisant des flexibles courts de 3/8" au lieu de flexibles longs de 1/4".

B) Récupération en liquide par gravité.

Pour utiliser cette méthode, il faut que l'installation possède *une vanne de vidange* (repère **3**) *en partie basse* du réservoir de liquide. Une vanne départ liquide (repère **1**) doit permettre de ramener tout le fluide dans le réservoir de liquide, ce qui implique que *le compresseur de l'installation soit en état de fonctionner.* Une vanne (repère **2**) doit permettre d'isoler le réservoir de liquide et il faut pouvoir raccorder la vanne gaz de la bouteille de récupération (**G**) dans la zone gaz du réservoir de liquide.



Enfin, il est indispensable que la bouteille de récupération (d'une contenance adaptée) puisse être placée <u>en dessous</u> du réservoir de liquide.

Vu la conception de la plupart des installations, vous avez le droit de penser que cette méthode peut rarement être utilisée !

Toutes ces conditions étant remplies, les raccordements faits et les flexibles purgés, il faudra noter l'indication de la balance avant de commencer à récupérer le liquide par la vanne, ***(repère 3)*** pour l'introduire dans la bouteille de récupération par la vanne (**L**).

Comme la bouteille de récupération est tirée au vide, ne touchez surtout pas à la vanne (G) ! *En effet le réservoir de liquide étant sous pression et la bouteille tirée au vide, la différence de pression va permettre un gros débit de liquide récupéré.* Au fur et à mesure du remplissage, l'écart de pression diminuant entre le réservoir et la bouteille de récupération, le débit du liquide récupéré diminue également. On peut le constater en observant la masse affichée par la balance : Alors qu'au début l'augmentation de masse était rapide, elle se ralentit au fur et à mesure de l'égalisation des pressions, bien qu'il reste encore du liquide dans le réservoir !

C'est seulement quand le débit du liquide récupéré s'arrête ou devient trop faible qu'on pourra ouvrir la vanne (**G**) de la bouteille de récupération ce qui permettra de terminer le transfert du liquide par gravité *(Attention, la bouteille doit obligatoirement être placée en dessous du réservoir).*

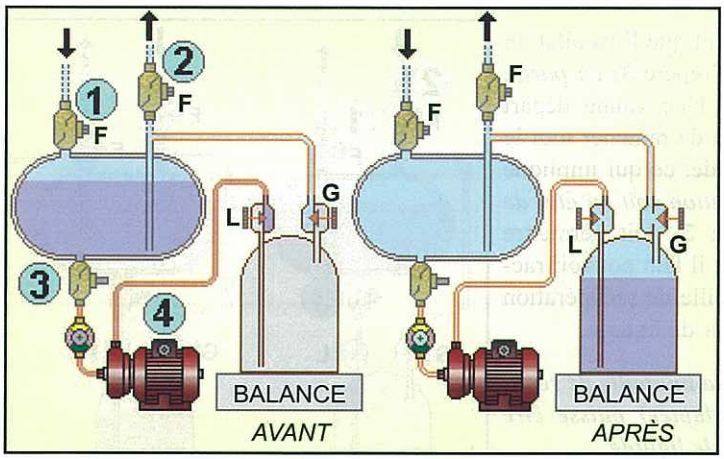
ATTENTION : Surveillez en permanence la balance de sorte à ne jamais dépasser la contenance maximale de la bouteille !

Quand tout le liquide sera transvasé dans la bouteille, la masse indiquée par la balance n'augmentera plus. Il ne restera alors plus que du gaz dans l'installation (environ 10% de la charge totale initiale) et il faudra terminer la récupération en utilisant un groupe de transfert, comme nous le verrons plus loin.

Cette méthode utilisant le principe des vases communicants à l'avantage de nécessiter peu de matériel et d'être assez rapide. Elle est donc particulièrement intéressante quand la quantité de fluide à récupérer est importante. Malheureusement, peu d'installations sont conçues pour permettre de l'utiliser.

C) Récupération en liquide par pompe à liquide.

Lorsque l'installation est équipée des vannes nécessaires pour utiliser la méthode de récupération par gravité (que nous venons de voir) mais qu'il n'est pas possible de placer la bouteille de récupération *en-dessous* du réservoir, on peut envisager d'utiliser une pompe à liquide.



Comme précédemment, on fait tourner le compresseur pour ramener le liquide au réservoir, la vanne départ liquide (**1**) étant fermée. On isole ensuite le réservoir par la vanne (**2**) et on raccorde sa zone gaz à la vanne (**G**) de la bouteille de récupération. On raccorde l'aspiration de la pompe (**4**) sur la vanne de vidange (**3**).

Attention : ***Les pompes à liquide pneumatiques utilisent de l'air comprimé pour fonctionner (elles sont donc plutôt bruyantes). Leur technologie leur permet d'aspirer indifféremment du gaz ou du liquide. A l'inverse, les pompes de type centrifuge sont conçues pour aspirer uniquement du liquide et elles n'acceptent pas d'aspirer trop longtemps des vapeurs sans risquer de très sérieuses détériorations*** *(voir : la cavitation des pompes, page 541).*

C'est pourquoi une pompe centrifuge doit être placé *le plus en-dessous possible du réservoir et être raccordée par des flexibles les plus courts possibles et de plus gros diamètre possible.* Ces précautions permettront d'éviter une vaporisation du liquide due à la chute de pression à l'aspiration de la pompe *(voir : problème du flash gas, page 87).*

Cette méthode permet un transfert très rapide (jusqu'à une dizaine de kg/mn) et elle est donc très intéressante pour récupérer de grosses quantités de fluide. **Le transfert étant très rapide, la bouteille de récupération se remplit rapidement. Alors surveillez encore plus attentivement la balance de sorte à ne jamais dépasser la contenance maximale de la bouteille !**

Quand tout le liquide sera transvasé dans la bouteille, la masse indiquée par la balance n'augmentera plus et il faudra arrêter très rapidement la pompe (centrifuge) pour éviter de l'endommager (un voyant liquide placé sur l'aspiration de cette pompe peut donner une excellente indication sur l'état du fluide aspiré.

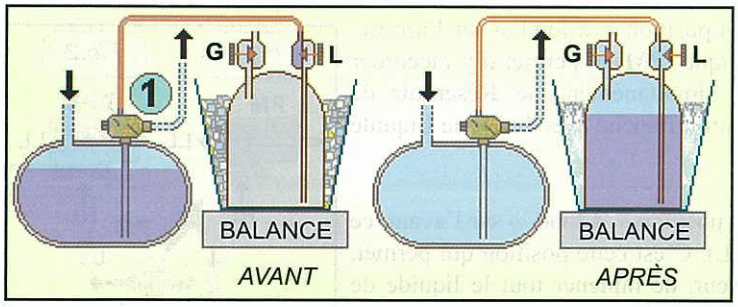
Il ne restera alors plus que du gaz dans l'installation (environ 10% de la charge totale initiale) et il faudra terminer la récupération en utilisant un groupe de transfert.

D) Récupération en liquide par différence de température.

Cette méthode nécessite que l'installation possède une vanne départ liquide équipée d'une prise de pression (repère **1**) afin de pouvoir ramener tout le liquide dans le réservoir et raccorder la bouteille de récupération (ce point sera commenté page suivante).

Il faudra également que la bouteille de récupération soit ***plus froide*** que le réservoir. Cela nécessitera soit de disposer de glace et d'un récipient (une grosse poubelle par exemple comme dans la figure ci-dessous), soit de placer la bouteille en chambre froide la veille.

Attention, les basses températures fragilisant les matériaux constituant la bouteille, il ne faut jamais la refroidir en dessous de -20°C.



Le raccordement étant fait et le flexible *(le plus gros et le plus court possible)* étant purgé, il faudra noter l'indication de la balance avant de commencer à récupérer le liquide par la vanne (**1**) pour l'introduire dans la bouteille de récupération par la vanne (**L**).

Dès l'ouverture de la vanne **L**, un gros débit de liquide est aspiré grâce au vide régnant dans la bouteille de récupération. ***C'est pourquoi, comme dans la méthode précédente, il faut prendre garde à ne pas « casser le vide » !***

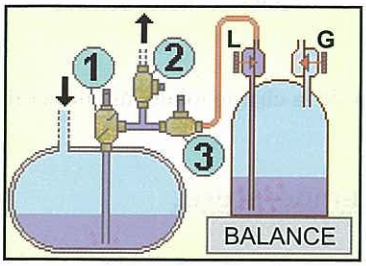
Ensuite, le liquide continue sa migration grâce à l'écart de température entre la bouteille et le réservoir. Bien sûr, plus cet écart sera grand et plus le transfert sera rapide (il faudra rajouter de la glace pour maintenir la bouteille suffisamment froide). ***Pensez bien à surveiller en permanence la balance de sorte à ne jamais dépasser la contenance maximale de la bouteille !***

Quand tout le liquide sera transvasé dans la bouteille, la masse indiquée par la balance n'augmentera plus. Il ne restera alors plus que du gaz dans l'installation (environ 10% de la charge totale initiale) et il faudra terminer la récupération en utilisant un groupe de transfert.

Cette méthode, utilisant le principe de la paroi froide de Watt (phénomène étudié page 193), a l'avantage de nécessiter peu de matériel et d'être relativement rapide, comme toutes les méthodes récupérant le fluide à l'état liquide. De plus, elle est utilisable sur un bien plus grand nombre d'installations que la méthode par gravité vue précédemment.

Cependant, la vanne départ liquide ci-dessus (repère **1**) nécessite quelques commentaires...

E) Problème de la vanne de départ liquide.



Si la vanne départ liquide (repère 1) n'est pas équipée d'une prise de pression, la récupération en liquide nécessite de modifier l'installation en rajoutant 2 vannes, selon le schéma de principe ci-contre.

La vanne **1** restant ouverte, on ferme la vanne **2** et on fait tourner le compresseur pour ramener tout le fluide au réservoir. A ce moment, la vanne **3** permet de raccorder la bouteille de récupération directement sur la ligne du tube plongeur du réservoir, ce qui permettra de récupérer en liquide.

Il faut espérer qu'un jour, tous les constructeurs vont enfin équiper tous leurs matériels pour faciliter la récupération.

Par contre, même si la vanne départ liquide est équipée d'une prise de pression, 2 cas peuvent encore se présenter :

1) La vanne liquide est montée horizontalement.

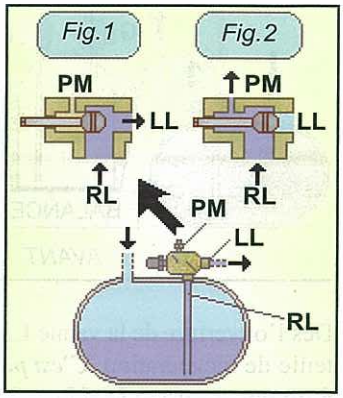


Fig. 1 : La tige de vanne est en position « à fond » sur l'arrière, ce qui isole la **P**rise **M**anométrique (**PM**) et permet d'y raccorder la bouteille de récupération. Simultanément, le **R**éservoir de **L**iquide (**RL**) et en communication franche avec la **L**igne **L**iquide (**LL**).

Fig. 2 : La tige de vanne est en position « à fond » sur l'avant, ce qui ferme la **L**igne **L**iquide (**LL**). C'est cette position qui permet, en faisant tourner le compresseur, de ramener tout le liquide de l'installation dans le réservoir. Simultanément, le tube plongeur du réservoir de liquide **RL** est en communication avec la prise manométrique **PM**, ce qui permettra de transférer le liquide du réservoir dans la bouteille de récupération.

2) La vanne liquide est montée verticalement.

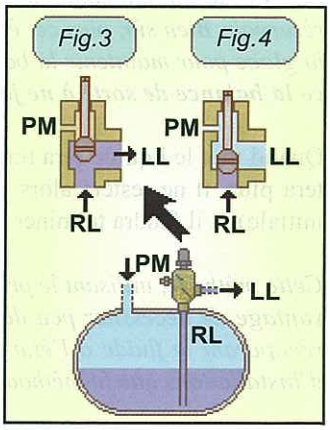


Fig. 3 : La tige de vanne est en position « à fond » sur l'arrière, ce qui isole la **P**rise **M**anométrique (**PM**) et permet d'y raccorder la bouteille de récupération. Simultanément, le **R**éservoir de **L**iquide (**RL**) et en communication franche avec la **L**igne **L**iquide (**LL**). *Notez qu'on obtient exactement le même résultat que sur la fig.1 ci-dessus.*

Fig. 4 : La tige de vanne est en position « à fond » sur l'avant, ce qui ferme la communication avec le réservoir de liquide (**RL**). Dans cette position, en faisant tourner le compresseur, on ramène également tout le liquide de l'installation dans le réservoir.

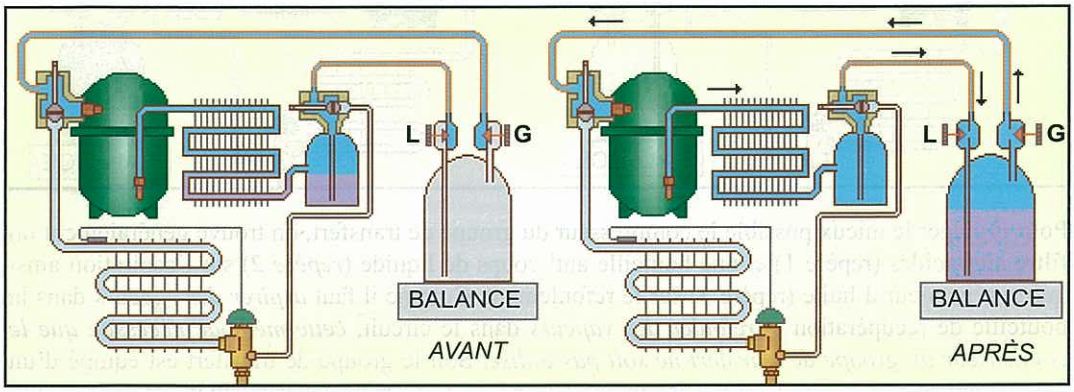
La ligne liquide, l'évaporateur et la ligne d'aspiration ne contiennent alors plus qu'un peu de gaz à faible pression (pour obtenir ce résultat, on shunte le pressostat BP et on le laisse couper légèrement au-dessus de la pression atmosphérique). Mais cette fois ci, la prise manométrique **PM** est en communication avec la **L**igne **L**iquide (**LL**), qui ne contient qu'un peu de gaz, au lieu d'être reliée au réservoir de liquide **RL** dans lequel se trouve tout le liquide !

La récupération en liquide est alors impossible, comme si la vanne départ liquide ne possédait pas de prise de pression ! *(Voir la solution en haut de la page 396).* **Aussi, soyez très vigilant avant d'entamer une procédure de récupération et observez bien les différents accès possibles (quand ils existent) avant de définir votre stratégie.**

F) Récupération en liquide par le compresseur de l'installation.

Cette méthode nécessite que le compresseur de l'installation soit en état de fonctionner, qu'un raccordement soit possible sur l'aspiration et que la vanne départ liquide soit équipée d'une prise de pression reliée au réservoir en position fermée (sinon, il faudra rajouter 2 vannes comme vu précédemment).

On pourra alors ramener tout le liquide dans le réservoir et raccorder la bouteille de récupération comme indiqué sur le schéma de principe ci-dessous. Bien sûr, on utilisera des flexibles les plus courts et de plus gros diamètre possible.



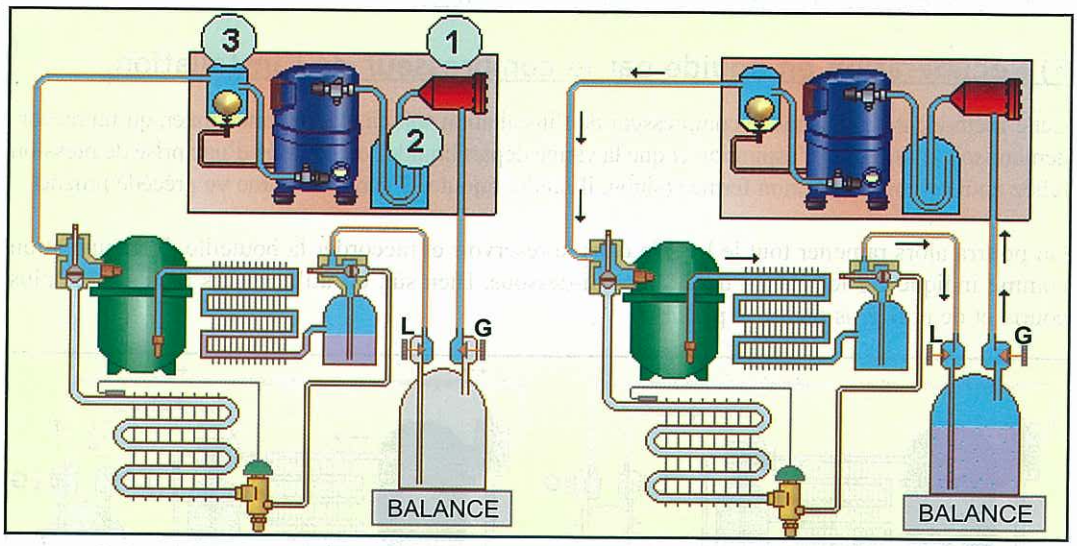
Après avoir purgé les flexibles et noté l'indication de la balance, on pourra ouvrir la vanne **L**. Un gros débit de liquide est alors aspiré grâce au vide régnant dans la bouteille de récupération. C'est pourquoi, comme toujours, il faut prendre garde à ne pas « casser le vide » ! Quand le débit ralentit, on ouvre la vanne G et on fait tourner le compresseur qui aspire alors des vapeurs dans la bouteille de récupération et les refoule sous pression coté réservoir (Si la HP est trop faible, il peut être intéressant de stopper le condenseur).

Cette méthode permet donc simultanément *d'abaisser la pression* dans la bouteille de récupération et *de l'élever dans le réservoir*. En plus, l'aspiration de vapeurs au-dessus de la surface libre du liquide permet de refroidir la bouteille de récupération *(voir : problèmes frigorifiques divers, page 386)*. C'est cette différence de pression et de température qui permet un transfert très rapide du liquide. **Surveillez bien la balance de sorte à ne jamais dépasser la contenance maximale de la bouteille !**

Quand tout le liquide sera transvasé dans la bouteille, la masse indiquée par la balance n'augmentera plus. Il ne restera alors plus que du gaz dans l'installation (environ 10% de la charge totale initiale) et il faudra terminer la récupération en utilisant un groupe de transfert.

G) Récupération en liquide par un compresseur extérieur.

La méthode précédente, utilisant le compresseur de l'installation, a ses limites. En effet, le débit de gaz aspiré par l'intermédiaire d'un flexible (même s'il s'agit d'un gros flexible 1/2") est beaucoup trop faible s'il s'agit d'un gros compresseur (imaginez une aspiration en 2" 5/8 !). Dans ce cas, le pressostat de sécurité BP coupe très vite (où la BP diminue très rapidement pour atteindre le vide si le pressostat est shunté). On connaît les conséquences des démarrages trop fréquents *(voir problème des courts-cycles des compresseurs, page 211)*. Dans ce cas, au lieu d'utiliser le compresseur de l'installation on pourra utiliser un petit compresseur extérieur, par exemple le compresseur d'un groupe de transfert.



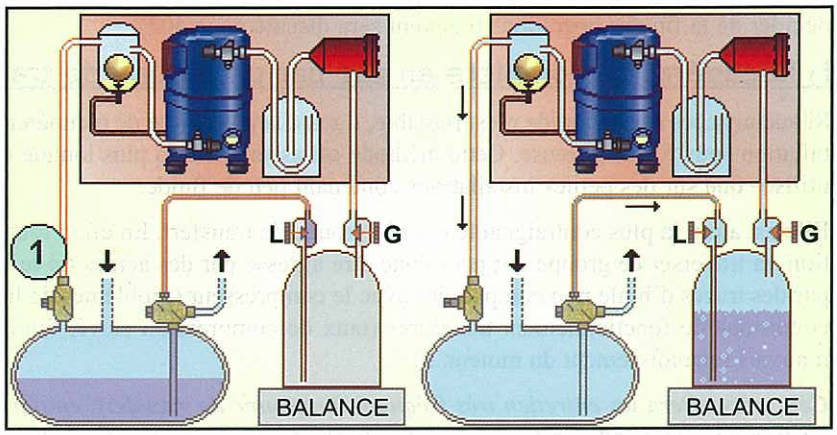
Pour protéger le mieux possible le compresseur du groupe de transfert, on trouve généralement un filtre anti-acides (repère **1**) et une bouteille anti-coups de liquide (***repère 2***) sur l'aspiration ainsi qu'un séparateur d'huile (repère **3**) sur le refoulement. Comme il faut *aspirer des vapeurs* dans la bouteille de récupération et *refouler des vapeurs* dans le circuit, *cette méthode nécessite que le condenseur du groupe de transfert ne soit pas utilisé.* Soit le groupe de transfert est équipé d'un jeu de vannes permettant de bipasser son condenseur, soit on arrête électriquement ce condenseur, soit il faudra le boucher avec un carton. On pourra alors ramener tout le liquide de l'installation dans le réservoir et raccorder la bouteille de récupération comme indiqué sur le schéma de principe ci-dessus. Comme d'habitude, on utilisera des flexibles les plus courts et de plus gros diamètre possible. Après avoir purgé les flexibles et noté l'indication de la balance, on pourra ouvrir la vanne **L**. Un gros débit de liquide est alors aspiré grâce au vide régnant dans la bouteille de récupération. C'est pourquoi, comme toujours, il faut prendre garde à ne pas « casser le vide » !

Quand le débit ralentit, on fera tourner le groupe de transfert qui aspire alors *des vapeurs* dans la bouteille de récupération et les refoule dans l'installation. **ATTENTION, le groupe de transfert ne doit jamais aspirer de liquide, sous peine d'être gravement détérioré !** (Pour contrôler l'état du fluide aspiré, on pourra installer un voyant liquide de gros diamètre sur la ligne d'aspiration du groupe).

Cette méthode permet donc simultanément *d'abaisser la pression* dans la bouteille de récupération et *de l'élever dans le réservoir*. En plus, l'aspiration de vapeurs au-dessus de la surface libre du liquide permet de refroidir la bouteille de récupération *(voir : problèmes frigorifiques divers, page 386)*. C'est cette différence de pression et de température qui permet un transfert très rapide du liquide. **Comme d'habitude, surveillez bien la balance de sorte à ne jamais dépasser la contenance maximale de la bouteille !**

Quand tout le liquide sera transvasé dans la bouteille, la masse indiquée par la balance n'augmentera plus.Il ne restera alors plus que du gaz dans l'installation (environ 10% de la charge totale initiale). Il faudra terminer la récupération en utilisant un groupe de transfert, comme nous le verrons plus loin.

A NOTER : Cette méthode peut encore être simplifiée si le réservoir de l'installation possède en plus un autre accès à la phase vapeur, par exemple une vanne de dégazage pour les incondensables ***(repère 1)***. Après avoir ramené tout le liquide dans le réservoir, on pourra alors opérer comme décrit sur le schéma de principe ci-contre, en prenant toujours les mêmes précautions.

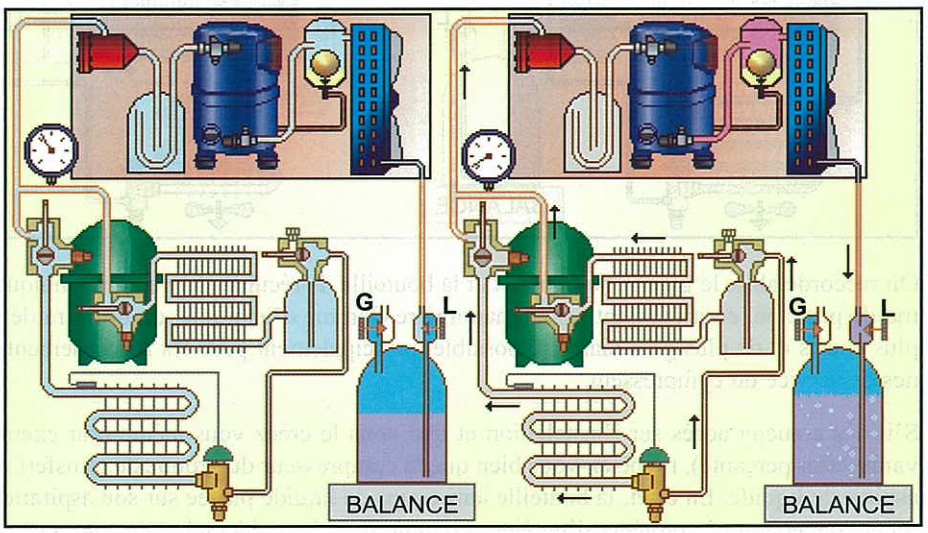


Notez également que les pompes à liquide *de type pneumatique* permettent sans problème d'aspirer et de comprimer du gaz, comme un compresseur. C'est pourquoi une pompe de ce type peut également être utilisée pour appliquer cette méthode (ne jamais utiliser une pompe de type centrifuge).

Rappelez-vous que pour toutes les méthodes de récupération en liquide, le montage d'un voyant liquide bien dimensionné (3/8" plutôt que 1/4") sur le flexible relié à la vanne L permet de suivre plus facilement le déroulement des opérations.

H) Récupération partielle en gaz : Utilisation d'un groupe de transfert pour achever une récupération en liquide.

Lorsque la récupération en liquide est terminée, il reste encore environ 10% de la charge initiale dans l'installation, sous forme de vapeurs. A ce moment, l'utilisation d'un groupe de transfert classique permet d'achever le travail. On raccorde alors le groupe de transfert et la bouteille de récupération comme indiqué sur ce schéma de principe, en n'oubliant pas le manomètre.



Comme d'habitude, on utilisera des flexibles les plus courts et de plus gros diamètre possible, principalement pour les raccordements sur les vannes de service du compresseur...

Après avoir purgé les flexibles et noté l'indication de la balance, on fera tourner le groupe de transfert. Les vapeurs aspirées dans l'installation sont alors refoulées dans le condenseur du groupe de transfert puis envoyées dans la bouteille de récupération à l'état liquide. **Pensez à bien Surveiller la balance afin de ne jamais dépasser la contenance maximale de la bouteille !**

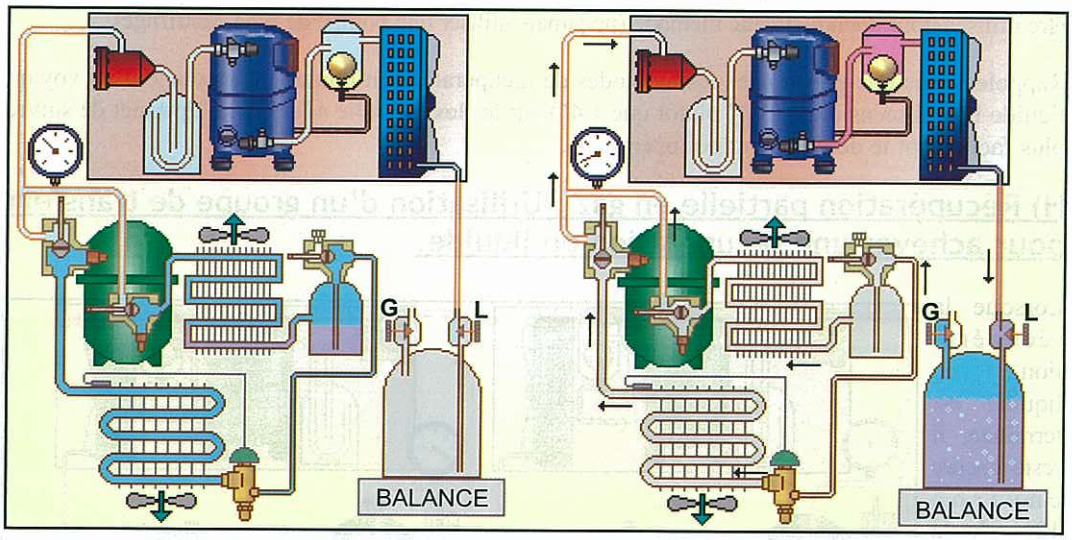
Le manomètre permet d'apprécier la pression résiduelle restant dans l'installation à vider afin de décider de la fin des opérations (ce point sera discuté page 402).

I) Récupération complète en gaz par un groupe de transfert.

Si aucun accès sur le liquide n'est possible, il reste la possibilité de récupérer tout le fluide de l'installation sous forme gazeuse. Cette méthode est assurément la plus longue et ne devrait donc être utilisée que sur des petites installations contenant peu de fluide.

Elle est aussi la plus contraignante pour le groupe de transfert. En effet, tout le fluide de l'installation va traverser ce groupe qui peut donc être agressé par des acides (si le circuit est contaminé), par des traces d'huile non compatibles avec le compresseur (problèmes de lubrification) et par des conditions de fonctionnement très dures (taux de compression élevé, faible débit aspiré et donc mauvais refroidissement du moteur...).

Cela nécessitera un entretien très fréquent du groupe de transfert, en particulier l'échange des cartouches anti-acides et la vidange de l'huile du compresseur *(Vous devrez suivre scrupuleusement les recommandations du constructeur du groupe de transfert, sous peine de gros ennuis !).*

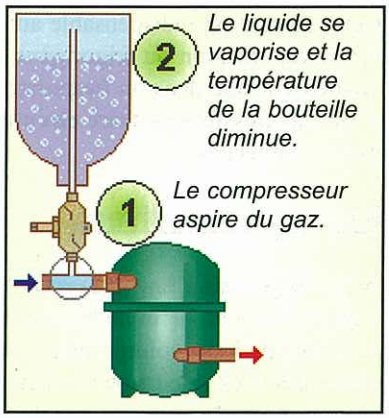


On raccorde alors le groupe de transfert et la bouteille de récupération comme indiqué sur ce schéma de principe, en n'oubliant pas le manomètre.Comme d'habitude, on utilisera des flexibles les plus courts et de plus gros diamètre possible, principalement pour les raccordements sur les vannes de service du compresseur.

S'il n'y a aucun accès sur l'installation et que vous le créez vous-même (par exemple avec une vanne auto-perçante), rappelez-vous bien que le compresseur du groupe de transfert ne doit jamais aspirer de liquide. En effet, la bouteille anti-coups de liquide placée sur son aspiration est uniquement conçue pour le protéger d'un *léger coup de liquide* accidentel et en aucun cas d'une aspiration continuelle de grosses quantités de liquide.

ATTENTION : il ne faut jamais raccorder l'aspiration du groupe de transfert sur un endroit susceptible de contenir du liquide !

Un autre problème existe. En effet, attendu qu'il y a du liquide dans l'installation et que le groupe de transfert ne va aspirer que des vapeurs, il va bien falloir que le liquide de l'installation puisse se vaporiser.



Mais pour cela, le liquide a besoin de chaleur *(voir : Problèmes frigorifiques divers, page 386).*

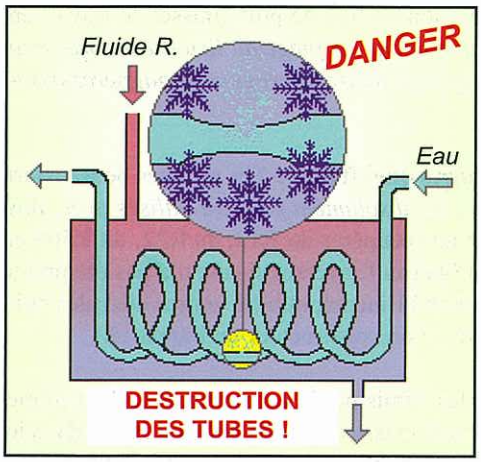
C'est pourquoi toutes les zones de l'installation contenant du liquide vont se refroidir très fortement au fur et à mesure du transfert et de la diminution de la pression dans le circuit (quand le manomètre indique 0 bar, le liquide R22 est à -40°C, le R12 à -30°C et le R502 à -45°C!)

Pour favoriser le mieux possible le transfert, l'idéal est d'apporter un maximum de chaleur au liquide. Avant le transfert, si on ramène tout le liquide à la bouteille, il faudra la chauffer. Par contre, s'il y a du liquide dans l'évaporateur et dans le condenseur, il suffira de faire tourner les ventilateurs pour réchauffer le liquide et accélérer le mieux possible la récupération.

Avec cette méthode, il ne faut pas ramener tout le liquide à la bouteille. Par contre, il est indispensable de mettre en service les ventilateurs du condenseur et de l'évaporateur.

Après avoir purgé les flexibles, noté l'indication de la balance et mis en service les ventilateurs, on pourra aspirer une petite partie des vapeurs grâce au vide régnant dans la bouteille (ce qui est beaucoup moins intéressant qu'en aspirant du liquide), puis on fera tourner le groupe de transfert. Les vapeurs aspirées dans l'installation sont alors refoulées dans le condenseur du groupe de transfert puis envoyées dans la bouteille de récupération à l'état liquide. **Comme à chaque fois, Surveillez attentivement la balance de sorte à ne jamais dépasser la contenance maximale de la bouteille !** Le manomètre permet d'apprécier la pression résiduelle restant dans l'installation à vider afin de décider de la fin des opérations (ce point sera discuté page suivante).

J) Récupération en gaz : Le DANGER des installations avec des échangeur(s) thermique(s) contenant de l'eau.



Nous venons de voir que lors d'une récupération en gaz, toutes les parties de l'installation contenant encore du liquide vont être très fortement refroidies par la vaporisation de ce liquide. Dans le cas ou l'installation est équipée d'un condenseur ou d'un évaporateur à eau, *les conséquences d'un tel refroidissement peuvent être particulièrement catastrophiques.*

En effet, le risque de geler l'eau contenue dans ces échangeurs est alors énorme, avec pour conséquence immédiate la rupture des tubes et donc la mise en contact du circuit frigorifique avec les circuits d'eau ! *(voir page 477)*

Il est donc absolument impératif de faire circuler l'eau dans tous les échangeurs pendant une récupération en gaz.

Cette précaution indispensable aura le double avantage d'éliminer tout risque de gel et de favoriser la vaporisation du frigorigène liquide (l'eau en circulation sera refroidie, aussi bien dans un condenseur que dans un évaporateur), ce qui diminuera d'autant la durée de la récupération. **S'il n'est pas possible de faire circuler l'eau, il faudra impérativement vidanger l'eau des échangeurs concernés.**

K) Problèmes divers.

A quelle pression faut-il arrêter le groupe de transfert ? La réglementation prévoit que la pression résiduelle à la fin de la récupération ne doit pas dépasser 0,6 bar absolus (- 0,4 bar au mano) si le circuit à un volume inférieur à 200 litres et 0,3 bar absolus (- 0,7 bar au mano) dans les autres cas. Ces valeurs peuvent être difficiles à atteindre. En effet, plus la pression diminue dans le circuit, moins le compresseur du groupe de transfert aspire de vapeurs et plus son taux de compression augmente : en clair, il chauffe énormément. Si le compresseur tourne trop longtemps dans ces conditions, il déclenche généralement aux sécurités thermiques (sinon, il « grille »).

Afin de ménager ces groupes de transfert, essayons de ne pas les faire tourner trop longtemps. Si l'installation contient peu de fluide, une récupération en gaz peut se concevoir. Par contre, dès que la charge dépasse quelques kg, l**a solution idéale sera toujours de récupérer le maximum de fluide à l'état liquide** (donc sans avoir besoin de le faire évaporer) puis de finir la récupération avec le groupe de transfert, *qui n'aura alors qu'à aspirer du gaz*, ce qui sera toujours beaucoup plus rapide.

Restons néanmoins vigilant car la capacité du groupe de transfert doit être adaptée au volume de l'installation. En effet, même après une récupération en liquide, s'il ne reste par exemple que 20 kg de gaz dans une installation, ne perdons pas de vue qu'un groupe de transfert ayant une capacité de 1 kg/h mettra 20h pour vider l'installation tandis qu'un groupe ayant une capacité de 80 kg/h ne mettra qu'un/d'heure !

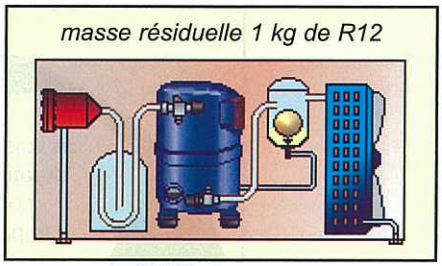
A noter : Pour toutes les méthodes de récupération en liquide, il est préférable de ramener tout le fluide au réservoir en utilisant le compresseur de l'installation. Bien sûr, si ce compresseur ne peut pas fonctionner, il peut rester du liquide piégé dans certaines parties de l'installation. Néanmoins, *il est quasiment certain qu'il y en a aussi dans le réservoir*. Alors, si un accès est possible sur ce réservoir, utilisez quand même une méthode de récupération en liquide puis finissez le travail en gaz avec un groupe de transfert. *Il ne faudra évaporer que le liquide piégé au lieu d'évaporer tout le liquide contenu initialement : Vous ménagerez votre groupe de transfert et vous gagnerez assurément votre temps !*

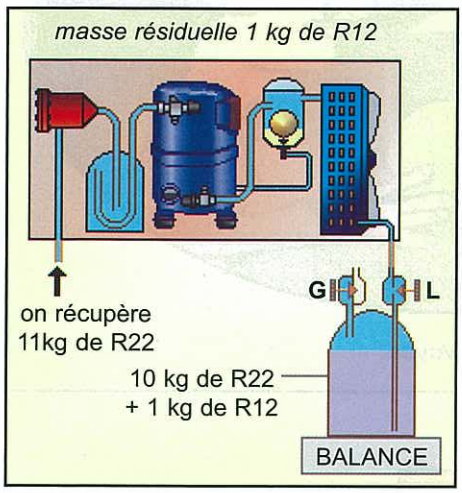
Le groupe de transfert peut-il être utilisé avec n'importe quel fluide ? Les groupes de transfert sont prévus pour récupérer certains fluides et *ils ne peuvent absolument pas être utilisés avec tous les fluides.* Par exemple, un groupe de transfert prévu pour récupérer du R12, du R22, du R500 et du R502 ne pourra pas être utilisé pour récupérer du R134a (ou l'inverse) si cela n'a pas été prévu dès le départ par son constructeur. Cela est dû en particulier à l'incompatibilité entres elles des huiles utilisées pour chacun de ces fluides (Consultez la notice du constructeur de l'appareil).

Si un groupe de transfert est utilisé pour différents fluides admis par le constructeur (par exemple R12 et R22), il convient d'être particulièrement attentif à la masse de fluide pouvant rester dans le groupe à la fin de la récupération (cette quantité est loin d'être négligeable puisqu'elle peut dépasser 2 kg). A ce moment, une opération de récupération menée sur un fluide différent, ***sans vidange préalable du groupe de transfert***, risque de créer un problème de mélange de fluides.

Pour comprendre, imaginons qu'on utilise un groupe de transfert pour récupérer du R12 sur une installation.

A la fin de l'opération, admettons que le volume interne du groupe de transfert piège 1 kg de R12. On utilise ensuite *le même groupe de transfert,* ***sans le vidanger***, pour récupérer du R22 sur une autre installation.





Si on récupère alors 11 kg de R22, en admettant *pour simplifier* que la même masse résiduelle de 1 kg se fait piéger dans le groupe de transfert, on récupère dans la bouteille 10 kg de R22 + 1 kg de R12 (soit un mélange de fluide irrécupérable que le fournisseur devra détruire).

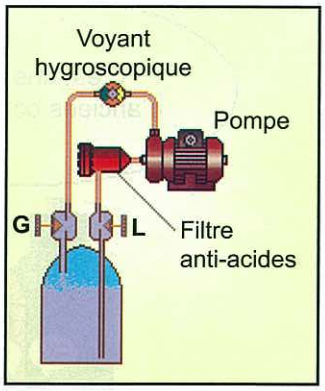
Notez qu'en récupérant seulement 5 kg de R22, on obtiendrait dans la bouteille un mélange de 4 kg de R22 + 1 kg de R12.

Notez également que si le premier circuit au R12 était contaminé par des acides, la bouteille contient maintenant un mélange de R22 et de R12 contaminé. Imaginez les conséquences s'il vous venait à l'esprit de réutiliser ce fluide pour recharger une autre installation !

Tirons-en la leçon qu'il faut vidanger le groupe de transfert après chaque opération, en effectuer l'entretien préconisé par le fabricant, et qu'il est dangereux de récupérer du fluide sur une installation pour le réintroduire dans une autre !

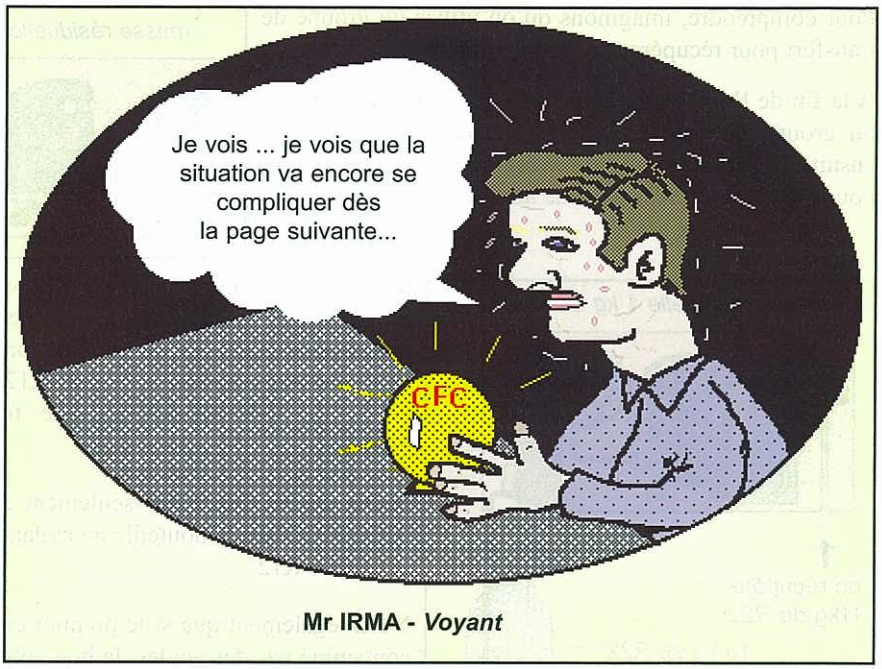
Soyons également prudents en utilisant des flexibles auto-obturants qui permettent d'éviter, au moment du démontage, de rejeter le contenu du flexible à l'atmosphère. Ces flexibles doivent être parfaitement repérés, selon le fluide contenu, pour éviter les mélanges. De plus, les raccords auto-obturants créent une perte de charge sur le flexible qui peut augmenter de façon extrêmement significative la durée d'une opération de récupération.

Comment recycler le fluide frigorigène ? On trouve maintenant dans le commerce, parfois intégré au groupe de transfert, un dispositif permettant de « recycler » le fluide récupéré avant de le réintroduire dans l'installation.

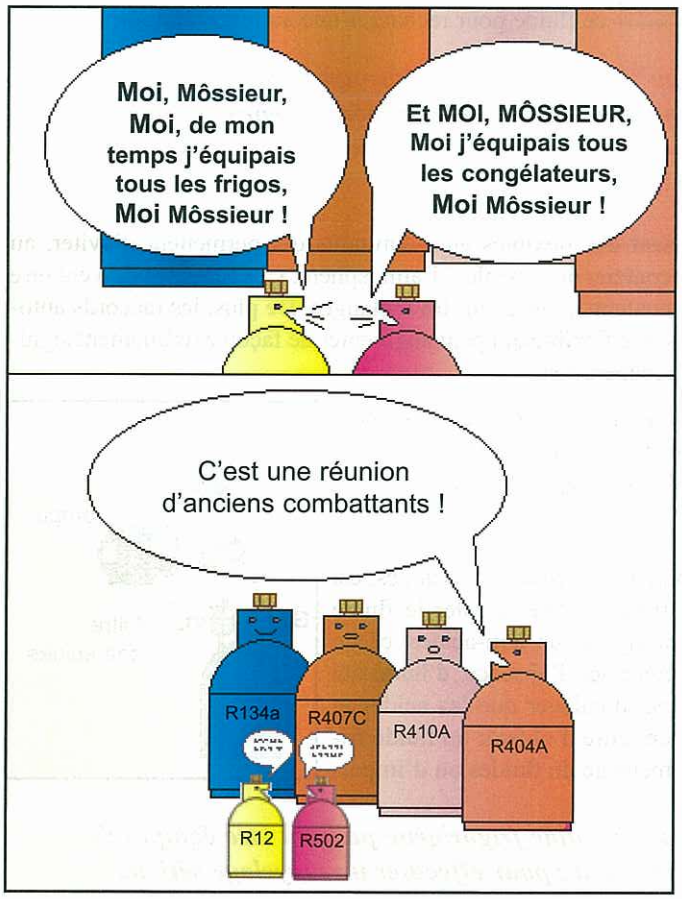


Un tel dispositif, utilisable avec la plupart des fluides classiques, est représenté ci-contre. Une pompe permet de faire circuler le fluide contaminé au travers d'un filtre déshydrateur anti-acides et un voyant hygroscopique permet de contrôler l'absence d'humidité dans le fluide. Ce dispositif ne permet d'enlever que les acides et l'humidité. Il ne peut en aucun cas permettre d'obtenir un fluide frigorigène absolument pur s'il y a un mélange de fluides ou d'importantes traces d'huile.

Seuls les distributeurs de fluide frigorigène peuvent être équipés du très lourd matériel nécessaire pour effectuer un recyclage sérieux.

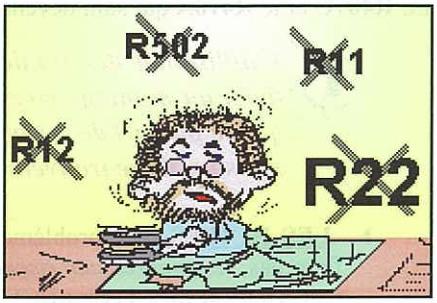


Mr IRMA - *Voyant*



PROBLÈMES SOULEVÉS PAR LES NOUVEAUX FLUIDES

Jusqu'à la signature du fameux protocole de Montréal en septembre 87, la plupart des frigoristes étaient des gens relativement heureux. Ils utilisaient les fluides frigorigènes disponibles depuis pas mal d'années et les maîtrisaient plutôt bien. En froid commercial, le R12 et le R502 étaient les plus courants. En climatisation, le R22 était le plus utilisé. Et voila qu'à Montréal, ont nous dit que le R12 et le R502 (ainsi que le R11, le R113, le R114, le R115 et le R500) sont des **CFC** (chlorofluorocarbures) qui détruisent la couche d'ozone et que ces fluides doivent disparaître avant 10 ans ! L'échéance semblait bien lointaine et les CFC ont continué à être utilisés de plus belle par la plupart des frigoristes, d'autant plus qu'il n'y avait pas vraiment de solutions de remplacement, sauf à concevoir les installations neuves avec du R22, quand c'était possible.



A Londres, en juin 90 le R13 et le R503 sont ajoutés aux produits précédents. Mais, en plus, l'élimination des **HCFC** (hydrochlorofluorocarbures) est envisagée avant 2040. Cette fois ci, le R22 est principalement visé, alors qu'il commençait à se généraliser en froid commercial. A part l'ammoniac (guère utilisable en petite puissance), il ne restait donc plus qu'à espérer l'apparition de nouveaux fluides non polluants.

Après plusieurs révisions du protocole initial, les choses se sont bien précisées aujourd'hui puisque les CFC ne sont plus fabriqués depuis le 1 janvier 95 (seuls les CFC récupérés pourraient encore être utilisés). Les HCFC bénéficient, *pour l'instant*, d'un sursis jusqu'en 2015 mais leur utilisation dans les appareils neufs est interdite depuis le 01/01/2004. Pendant ce temps, les chimistes ne sont pas restés inactifs et une multitude de nouvelles molécules sont apparues sur le marché, soit pour la réalisation d'installations neuves, soit pour permettre la maintenance des installations existantes.

Pour les installations neuves, il s'agit des nouveaux fluides **HFC** (Hydrofluorocarbures) dont l'action sur l'environnement est négligeable. Parmi ces fluides considérés comme définitifs, les plus connus aujourd'hui sont le R134a, le R404A, le R407C et le R410A.

Pour les installations existantes fonctionnant avec un CFC, quand l'approvisionnement en fluide pour la maintenance courante sera devenu impossible, on pourra utiliser un fluide de transition permettant, en principe, une conversion « en douceur » avec un minimum de modification à effectuer sur l'installation (FX56, DP40, FX10, HP80...). Ces fluides *intermédiaires* sont des mélanges de fluides HFC et HCFC, ce qui signifie qu'ils sont concernés par la réglementation concernant le R22 et qu'ils disparaîtront également à moyen terme. Il faut donc les utiliser uniquement pour prolonger la vie d'une installation existante à moindre frais.

Fidèle à l'esprit de ce manuel, nous éviterons la haute théorie pour favoriser (le plus simplement possible) les problèmes pratiques (parfois complexes) liés à l'utilisation de ces nouveaux fluides. En connaissant la nature des problèmes, vous aurez davantage les moyens de les surmonter.

A) Problèmes généraux posés par les HFC sur les installations neuves.

A l'inverse des CFC (R12, R502...), les nouveaux fluides HFC ne contiennent pas de chlore. Ils ont un potentiel de destruction de l'ozone nul et une influence tout à fait insignifiante sur l'effet de serre (qui provoque le réchauffement de l'atmosphère terrestre). Ils sont considérés comme définitifs et devraient se généraliser sur les installations neuves. A ce jour, il s'agit principalement, pour les applications courantes :

Le **R134a** destiné à remplacer définitivement le R12 pour les applications hautes et moyennes températures (très utilisé en « clim » automobile)

Le **R404A** destiné à remplacer définitivement le R502 (et de plus en plus le R12) pour les applications moyennes et basses températures. Pour vous simplifier la vie, notez que ce fluide est également appelé FX70 (Elf Atochem) ou HP62 (Du Pont de Nemours) !

Le **R407C** et le **R410A** qui sont devenus les leaders dans les applications « clim ».

L'utilisation des fluides HFC soulève des problèmes bien particuliers, au montage comme à la maintenance des installations. Notez que la plupart de ces problèmes existaient déjà avec les autres fluides mais qu'ils se trouvent amplifiés par la nature même des HFC.

- **LES HUILES :** Le problème des huiles est absolument essentiel puisque au moindre faux pas, *le compresseur risque de casser*. Les huiles utilisées jusqu'à présent avec les CFC (R12, R502...) et les HCFC (R22...) sont ***complètement incompatibles*** avec les nouveaux fluides HFC. C'est pourquoi les compresseurs prévus pour travailler avec ces nouveaux fluides sont chargés avec une huile spéciale, appelée « huile ester », dont il convient de faire connaissance.

  Les huiles ester sont énormément hygroscopiques. Par exemple, elles se chargent très rapidement en humidité dès que le bidon est ouvert à l'air libre. Alors, soyez très vigilants : la quantité d'eau introduite dans le circuit en même temps que l'huile peut devenir extrêmement importante !

  Comme le mélange ester + HFC + eau peut générer de *l'acide fluorhydrique*, ***extrêmement agressif et dangereux***, les précautions anti-humidité à respecter lors de toutes les interventions doivent être maximales. Faites particulièrement attention à votre propre sécurité (yeux, mains...) en manipulant de l'huile polluée.

  C'est pourquoi un bidon d'huile ester ne devrait pas rester ouvert plus de 15 mn (au grand maximum) et devrait être entièrement utilisé (ne prenez pas un bidonde 25 litres si le compresseur contient 1 litre !). Les précautions anti-humidité à respecter lors d'un démontage ou d'un remontage sur un circuit devront être appliquées dans « les règles de l'art » avec la plus grande rigueur. En particulier, le compresseur neuf est livré parfaitement déshydraté et chargé en huile ester. Pendant le montage de l'installation, il doit rester impérativement isolé afin d'éviter la contamination de l'huile par l'humidité contenue dans l'air ambiant.

Quand le montage est terminé et que l'étanchéité du circuit est certaine, Il est recommandé d'effectuer un tirage au vide en laissant le compresseur isolé. Pour cela, Il faut disposer d'une prise de pression sur la vanne de départ liquide et d'une autre sur la tuyauterie d'aspiration (ou les installer). C'est seulement quand l'installation sera étanche et déshydratée qu'on pourra ouvrir les vannes du compresseur et effectuer un tirage au vide final.

Les opérations de tirage au vide devront être particulièrement soignées et les déshydrateurs utilisés devront être plus performants (avec une fonction anti-acides de préférence) pour minimiser les risques.

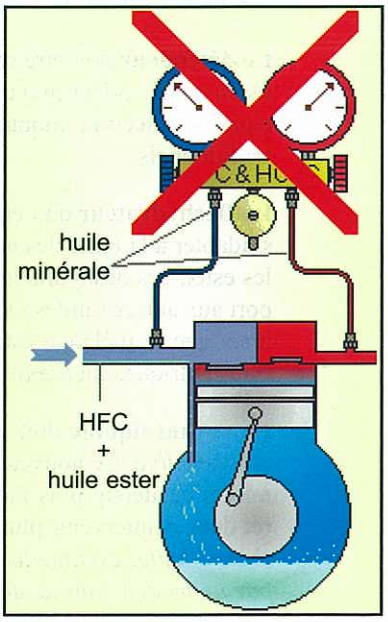
Les huiles ester n'aiment pas les mélanges d'huiles. Notez que certaines huiles ester contiennent des additifs anti-acides ou (et) anti-usure pour améliorer leurs caractéristiques. Bien sûr, ces additifs sont différents selon les fabricants, ce qui peut poser des problèmes de compatibilité de ces huiles entre elles. De plus, la viscosité résultante d'un mélange de 2 huiles différentes n'est pas maîtrisée, ce qui peut entraîner des problèmes de lubrification très préjudiciables au compresseur.

Il est donc préférable d'éviter de mélanger des huiles ester différentes, ce qui risque d'arriver principalement lors d'un appoint, même si le risque est plus faible lorsqu'il s'agit de 2 lubrifiants ester préconisés par le constructeur du compresseur.

Mais le principal problème, c'est que les huiles ester perdent très rapidement leur miscibilité avec les HFC en présence d'une autre famille d'huile. Cette perte de miscibilité est particulièrement rapide et donc dangereuse quand l'huile ester est polluée par une huile minérale (surtout utilisée avec le R12) et dans une moindre mesure quand il s'agit d'huile alkylbenzène (ou d'un mélange minérale-alkybenzène) parfois utilisée avec le R22 et le R502 (en basses températures d'évaporation).

Or, si la miscibilité huile-fluide frigorigène se dégrade, l'huile qui circule normalement dans l'installation ne peut plus revenir au carter et c'est la « casse » du compresseur assurée !

Selon les conditions de fonctionnement (détente directe, évaporateur noyé, haute ou basse température d'évaporation, évaporateur au-dessus ou au-dessous du compresseur, grande longueur de tuyauterie...) ***le pourcentage maximum d'huile minérale admissible dans une huile ester peut devenir inférieur à 1%*** (plusieurs kits d'évaluation rapide sont maintenant commercialisés pour contrôler les mélanges d'huiles). C'est pourquoi le dépanneur devra être particulièrement attentif en intervenant sur un circuit contenant des HFC, et donc de l'huile ester.



En particulier, le jeu de manomètres utilisé avec les fluides courants devra être différent de celui utilisé sur des circuits HFC de sorte à éviter un mélange accidentel (aux conséquences redoutables) avec de l'huile minérale piégée dans un flexible.

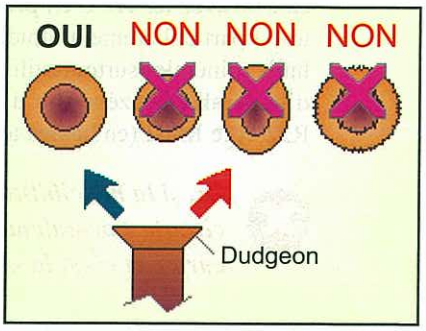
L'huile ester est moins solvante mais plus détergente que les anciennes huiles. Cela implique que les petites impuretés présentes dans le circuit et qui étaient auparavant dissoutes, ne le seront plus. Par contre, les calamines diverses seront mieux « lavées » et l'huile se polluera et noircira plus vite si l'intérieur du circuit n'est pas impeccable.

C'est pourquoi la qualité du travail est essentielle au moment du montage de l'installation, dans le respect absolu des règles de l'art. Par exemple, le brasage sous atmosphère neutre (azote sec) est impératif pour éviter la formation d'oxydes. Les filtres utilisés devront être plus fins (pour piéger les impuretés) et l'installation d'un filtre sur l'aspiration est fortement conseillée.

LES MATÉRIELS : *Le compresseur utilisé doit être prévu par son constructeur pour travailler avec les HFC* (principalement quand il s'agit d'un compresseur à moteur incorporé). De plus, certains accessoires spécifiquement conçus pour ces fluides doivent être utilisés. Voyons-en les raisons :

Les raccords à visser sont à éviter le plus possible *car la molécule constituant les HFC est bien plus petite que celle des fluides traditionnels*. Ainsi, une installation étanche avec un CFC (R12, R502...) pourrait tout à fait devenir « fuyarde » avec un HFC. Pour cette raison, les compresseurs de type ouvert ne sont guère recommandés avec ces nouveaux fluides.

Pour la même raison, il est préférable d'utiliser des raccords à braser pour tous les raccordements et il faut préférer une brasure à forte teneur en argent, beaucoup moins poreuse. ***Si un raccordement à visser est effectué, le dudgeon doit être particulièrement soigné et la dudgeonnière en excellent état.*** *De même, les tuyauteries flexibles ou souples, quand elles sont utilisées, doivent être conçues pour les HFC (compatibilié chimique et étanchéité renforcée).*



Le détendeur doit être un modèle spécifique au fluide HFC utilisé (par exemple, on utilisera un détendeur prévu pour le R134a si le fluide utilisé est du R134a). Les autres principes de sélection, montage et réglage du détendeur sont les mêmes qu'avec les fluides traditionnels.

Le Déshydrateur doit être un modèle spécial HFC avec un filtre beaucoup plus fin pour s'adapter à la taille des nouvelles molécules. Notez qu'à cause de l'hygroscopie des huiles ester, ces déshydrateurs ont souvent des capacités supérieures (environ 20% par rapport aux autres fluides) et qu'il est préférable qu'ils soient de type anti-acides (rappelons-nous que le mélange ester + HFC + eau à la fâcheuse tendance de générer de l'acide fluorhydrique, encore plus dévastateur que l'acide chlorhydrique !).

Le voyant liquide doit être pourvu d'un indicateur d'humidité spécial HFC, *beaucoup plus sensible*. Ce nouveau type de voyant change de couleur en présence d'un taux d'humidité beaucoup plus faible, ce qui permet de détecter une anomalie beaucoup plus tôt (et donc d'intervenir plus rapidement). *Si le voyant vire, il faut effectuer un test d'acidité de l'huile, éventuellement la remplacer et obligatoirement changer le déshydrateur par un modèle anti-acides.*

Les échangeurs (évaporateurs, condenseur...) utilisés avec les fluides usuels sont généralement compatibles avec les HFC. Un coefficient de correction de puissance (donné par le fabricant) doit être appliqué pour leur sélection, selon le fluide utilisé.

Les matériels divers (vannes de régulation, vannes manuelles, vannes magnétiques, séparateurs d'huile...) sont identiques mais il faudra les sélectionner avec un coefficient de correction dépendant du fluide (Attention néanmoins avec certains matériels anciens dont les joints d'étanchéité peuvent devenir moins fiables). Les réservoirs de liquide sont identiques à ceux couramment utilisés avec les autres fluides.

Du fait des ses pressions de fonctionnement très élevées, le R410A nécessite des matériels spécifiques (voir page 809).

LES RÈGLES À RESPECTER :

La conception des circuits frigorifiques doit intégrer la notion de confinement. En plus d'une parfaite étanchéité en fonctionnement, les opérations de maintenance ultérieures doivent pouvoir s'effectuer avec une perte en fluide minimale. ***La possibilité de récupérer tout le fluide frigorigène de l'installation doit être impérativement prévue lors de la conception*** *(voir : Problème de la récupération des fluides frigorigènes, page 391).*

Le tracé des tuyauteries et les vitesses minimales à respecter doivent permettre de ramener l'huile en circulation *(voir : Problème des retours d'huile, page 251).*

Des abaques sont maintenant disponibles pour sélectionner les tuyauteries avec ces nouveaux fluides.

Les problèmes de migration existaient déjà avec les fluides classiques *(voir : Problème des migrations de fluide frigorigène, page 193).* Comme les fluides HFC ont une tendance encore plus forte à migrer, il est recommandé d'utiliser une résistance de carter et d'arrêter le compresseur par tirage au vide *(voir : Arrêt des compresseurs frigorifiques, page 203).* Si le compresseur est équipé d'une pompe à huile, il est recommandé d'installer un pressostat d'huile.

La recherche des fuites ne peut plus se faire avec une lampe haloïde puisque les HFC ne contiennent pas de chlore *(voir : Recherche des fuites de fluide frigorigène, page 67).*

L'outillage doit être adapté aux nouveaux fluides (qui n'apprécient ni l'huile minérale, ni le chlore). En particulier, il faut disposer d'un jeu de manomètres avec flexibles réservé *exclusivement* aux installations utilisant des HFC.

À cause de la forte hygroscopie des huiles ester, les opérations de tirage au vide doivent être particulièrement soignées. C'est pourquoi il est recommandé d'utiliser des pompes à vide à 2 étages. Rappelons que la durée des mises à vide peut être divisée par 2 uniquement en utilisant des flexibles courts de 3/8" (au lieu de flexibles longs de 1/4").

Les huiles ester sont plus sensibles que les huiles traditionnelles. Comme la durée de vie d'un compresseur dépend directement de la qualité de sa lubrification, une analyse d'huile constituera un moyen très efficace de connaître l'état de santé de l'installation (au même titre qu'une analyse de sang chez un être humain). La détection précoce d'une anomalie permettra d'intervenir de façon préventive avant qu'il soit trop tard.

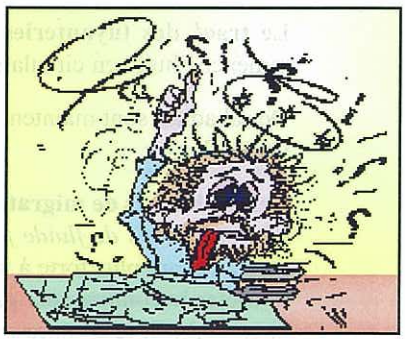
Sur le chantier, il est simple de contrôler le voyant indicateur d'humidité (spécial HFC), d'apprécier la couleur et l'odeur de l'huile et d'effectuer un test préventif d'acidité (attention, certaines huiles ester très additivées peuvent faire virer un test sans qu'il y ait une présence réelle d'acides).

Sur les installations sensibles ou en cas de doute, une analyse complète en laboratoire pourra être nécessaire (*par exemple* système DPH de DEHON). Ce type d'analyse effectuée périodiquement permet de suivre dans le temps l'évolution des caractéristiques principales de l'huile (viscosité, acidité, teneur en eau, teneur très précise en particules métalliques, rigidité diélectrique...) et donc de déceler très tôt la moindre anomalie et d'en tirer les conséquences.

Le rinçage d'un circuit pollué, par exemple à la suite du « grillage » d'un compresseur, ne peut plus se faire avec du CFC R11. Des nouveaux fluides de rinçage non polluants (avec des qualités mais aussi des défauts) commencent à apparaître. Quoique relativement onéreux, le rinçage d'un circuit avec de l'huile ester (ou une solution à base d'ester) est souvent recommandé, en attendant une solution aussi efficace mais moins chère.

L'identification très précise de l'huile et du fluide frigorigène utilisés dans l'installation est une réelle obligation.

La multiplication des fluides et de leurs appellations (FX10, R11, R12, R13, R13B1, AZ20, R22, R23, R32, MP39, DP40, FX40, AZ50, FX56, FX57, KLEA 60, KLEA61, HP62, KLEA 66, MP66, R69L, FX70, HP80, HP81, R113, R114, R115, R123, R124, R125, R134a, R141b, R142b, R143a, R152a, R218, FX220, R245a, R290, R402A, R403A, R403B, R404A, R407A, R407B, R407C, R409B, R410A, R410B, R500, R502, R503, R507, R600a, R717, AC9000...) est déjà un relatif casse tête, *alors par pitié n'en rajoutons pas !*



- **LES PARTICULARITÉS DES HFC :** Actuellement, une gamme complète de produits est disponible pour ces fluides (R134a, R404A, R407C, R410A...)

Le R134a est un corps pur (à l'inverse du R404A, du R407C et du R410A qui sont des mélanges de fluides). Cela signifie que la charge en fluide peut se faire sans problème à l'état liquide ou à l'état gazeux (ce qui n'est pas le cas avec les mélanges).

Destiné à remplacer définitivement le R12, son usage devrait se limiter aux applications avec une température d'évaporation supérieure à -15/-20°C car pour des températures plus basses, ses performances se dégradent notablement (par rapport au R12). Malgré un départ laborieux (il n'est jamais facile de changer ses habitudes), le R134a est largement utilisé par de nombreux constructeurs particulièrement sur les produits de grande série (refrigérateur, clim automobile, etc.) et sur certaines machines monoblocs.

Notez que la masse de R134a à introduire dans un circuit est généralement inférieure de 10 à 20% par rapport au R12 du fait des différences de masse volumique de ces 2 produits.

Le R404A est un mélange de 3 HFC (44% de R125 + 52% de R143a + 4% de R134a destiné à remplacer le R502 dans la plupart de ses applications, en moyennes et basses températures, avec des conditions de fonctionnement quasiment identiques.

A l'inverse du R502 qui est un mélange dit « azéotropique » (qui se comporte comme un corps pur lors des changements d'état) le R404A est un mélange « pseudo-azéotropique ». Cela signifie qu'à pression constante, la température lors des changements d'état (dans l'évaporateur et dans le condenseur) subit une variation.

Ce glissement de température, appelé intervalle de distillation ou « glide », s'explique par le fait que c'est d'abord le composé le plus volatil qui à tendance à se vaporiser (par exemple, dans un mélange d'eau et d'éther, l'éther se vaporise plus tôt que l'eau). La vaporisation plus intensive du composé le plus volatil modifie les caractéristiques du mélange qui reste (il s'enrichit en composés les moins volatils), ce qui modifie en même temps sa relation pression-température.

Le R404A a un glissement inférieur à 1°C. Le glissement du R410A (étudié page 808) est inférieur à 0,1°C. Avec ces 2 fluides le glissement peut être considéré comme quasiment négligeable (d'où leur appellation de pseudo-azéotropique). ***Cependant, le phénomène de glissement oblige de toujours charger une installation en liquide et jamais en gaz, même pour un complément de charge.***

En effet, une charge en gaz favoriserait l'introduction dans le circuit du composé le plus volatil (*explications page 805*)au détriment des autres, ce qui pourrait modifier très sensiblement les caractéristiques de fonctionnement.

Notez qu'une fuite dans une zone où le fluide est homogène (liquide sous-refroidi ou vapeurs surchauffés) ne modifie pas la composition du mélange. Si une fuite se produit dans une zone où le fluide est à l'état de vapeurs saturantes (mélange de liquide et de vapeurs), la vitesse de fuite de chaque composant est sensiblement identique dans le cas des mélanges azéotopiques ou pseudo-azéotropiques. Dans le cas par exemple du R404A ou du R410A, des essais ont montré qu'une fuite de ce type modifie de façon relativement insignifiante la composition du mélange restant (heureusement !)

Notons qu'aux mêmes conditions de fonctionnement, le R502 et le R404A ont des masses volumiques sensiblement identiques. Le débit du détendeur sera donc équivalent et la charge en fluide sensiblement la même. Enfin, il est recommandé d'installer un détendeur à égalisation de pression externe.

Les distributeurs de fluide se feront généralement un plaisir de vous communiquer tous les renseignements complémentaires en fonction de vos besoins (abaques, diagrammes, études comparatives, conseils...). Aussi, n'hésitez pas à les consulter.

B) Problèmes posés par la disparition des CFC sur les installations existantes.

Le nombre d'installations qui fonctionnent encore actuellement avec un fluide CFC (R12, R502...) est impressionnant. La maintenance de ces installations nécessitera *obligatoirement un jour ou l'autre* un appoint de charge. A ce moment, soit il sera possible de se procurer (vraisemblablement à prix d'or) du fluide CFC (si la réglementation du pays concerné le permet), soit ce sera impossible. Il faudra bien alors envisager de remplacer ce CFC par un autre fluide.

Comme nous venons de le voir, l'utilisation d'un HFC (R134a, R404A, R407C, R410A...) *sur une installation neuve* nécessite déjà de très nombreuses précautions et soulève quelques problèmes. C'est dire que la substitution d'un CFC par un HFC *sur une installation existante* est une opération très complexe et onéreuse qui ne peut pas s'envisager à la légère. En effet, ***il faudra impérativement faire disparaître toute trace d'huile minérale*** *(ce qui nécessitera un ou plusieurs rinçages très poussés du circuit),* installer des composants prévus pour les HFC (détendeur, déshydrateur, voyant...) et parfois même changer le compresseur.

Pour tourner cette difficulté, plusieurs produits de transition ont été développés. Chacun possède ses propres particularités et est destiné à remplacer un fluide CFC existant. Cependant, rappelons-nous que ces produits de transition sont des mélanges à base de HCFC R22. C'est dire que leur espérance de vie est identique à celle du R22 (réduction de la production dès l'an 2000 et arrêt total vers 2015).

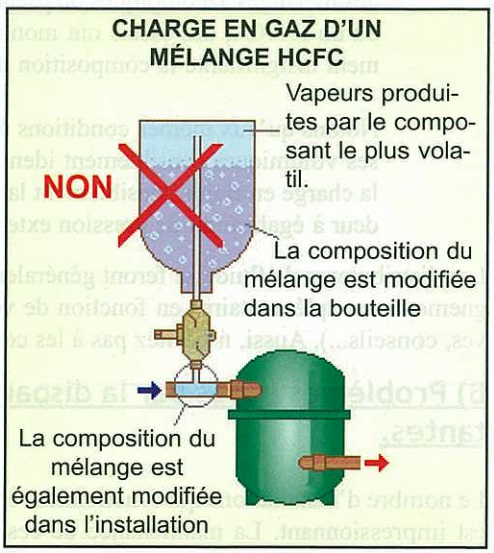
Leur utilisation devrait donc être limité aux installations existantes fonctionnant avec un CFC *afin de prolonger au maximum leur durée de vie*, à moindre frais, jusqu'à ce que leur état général (ou l'ampleur des travaux nécessaire pour les maintenir en état de marche) justifie l'investissement dans une installation neuve fonctionnant avec un fluide définitif.

- **Utilisation des mélanges HCFC :** *Pour prolonger la vie des installations existantes utilisant un CFC, l'idée est d'éliminer totalement ce CFC puis de le remplacer par un mélange HCFC donnant le plus exactement possible les mêmes caractéristiques de fonctionnement et nécessitant donc un minimum de travaux d'adaptation.*

  Avantages des mélanges HCFC : *En plus de nécessiter un minimum de modifications sur l'installation existante, le principal avantage de ces mélanges HCFC est qu'ils sont compatibles avec les huiles traditionnellement utilisées avec les CFC.*
  Cette propriété simplifie énormément la procédure de remplacement, puisque la même huile peut souvent être utilisée. Au pire, il faudra vidanger l'huile existante et de la remplacer par la même quantité d'huile alkylbenzène ou par un mélange minérale-alkylbenzène agréé par le compressoriste, mais aucun rinçage du circuit ne sera nécessaire.

  Inconvénients des mélanges HCFC : Ces mélanges possèdent un glissement de température pendant les changements d'état (le fameux intervalle de distillation évoqué page précédente pour le R404A). Cependant, ce glissement n'est plus du tout négligeable puisqu'il peut dépasser 8°C pour certains mélanges de transition du R12 (et généralement moins de 2°C pour les remplaçants du R502).

  C'est pourquoi toute charge ou appoint de charge doit se faire obligatoirement en liquide.



  Le frigoriste ne pourra plus lire directement les températures de condensation et d'évaporation sur ses manomètres (comme il le faisait avec le R12, le R22 ou le R502), à cause de la multiplicité des fluides existants et du fameux glissement.

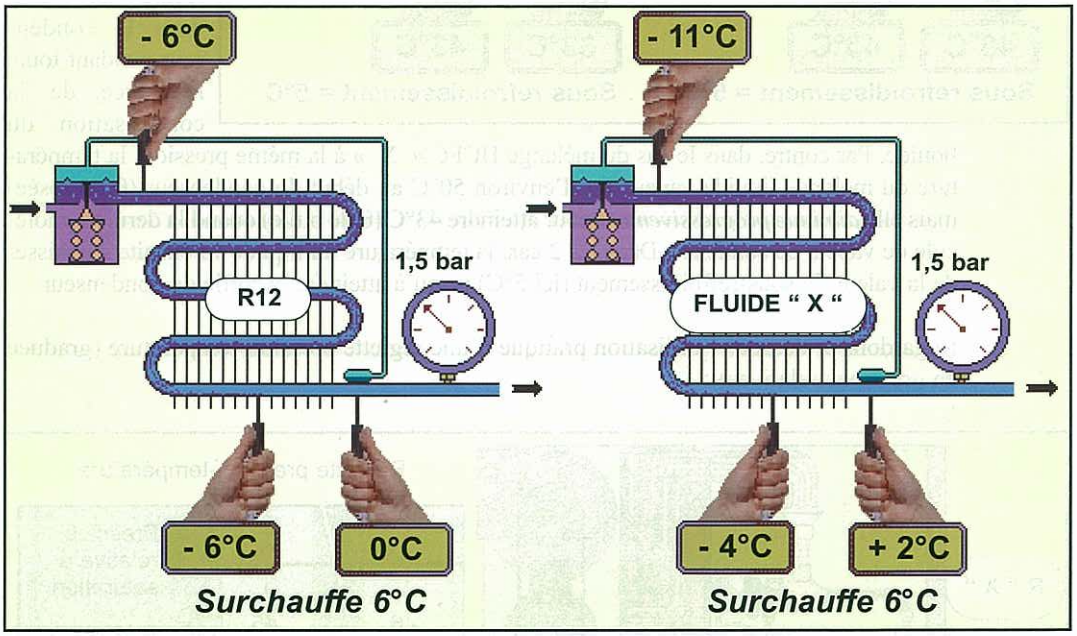
Il faudra donc disposer des tables du fabricant (ou d'une réglette, plus pratique sur le chantier) donnant les différentes relations pression-température du mélange utilisé.

Cependant, pour une pression donnée, les tables (ou la réglette) donnent 2 températures distinctes à cause du phénomène de glissement : La θ de rosée et la θ de bulle.

La température de rosée indique la température des vapeurs à la fin de la vaporisation ou au début de la condensation (100% de vapeurs sans aucune surchauffe). A l'inverse, la température de bulle représente la température du liquide au début de la vaporisation ou à la fin de la condensation (100% de liquide sans aucun sous-refroidissement).

Pour éviter au dépanneur d'être trop dérouté par cette terminologie un peu particulière, comparons un fonctionnement au R12 (glissement = 0°C) avec un mélange HCFC que nous appellerons « X » et dont le glissement est par exemple de 7°C (pour simplifier au maximum, nous admettrons que la perte de charge de l'évaporateur est nulle).

	R12	MÉLANGE HCFC « X »	
P absolue	*θ d'ébullition*	*θ de rosée (vapeurs)*	*θ de bulle (liquide)*
2,5 bar	- 6°C	- 4°C	- 11°C
11 bar	45°C	50°C	43°C

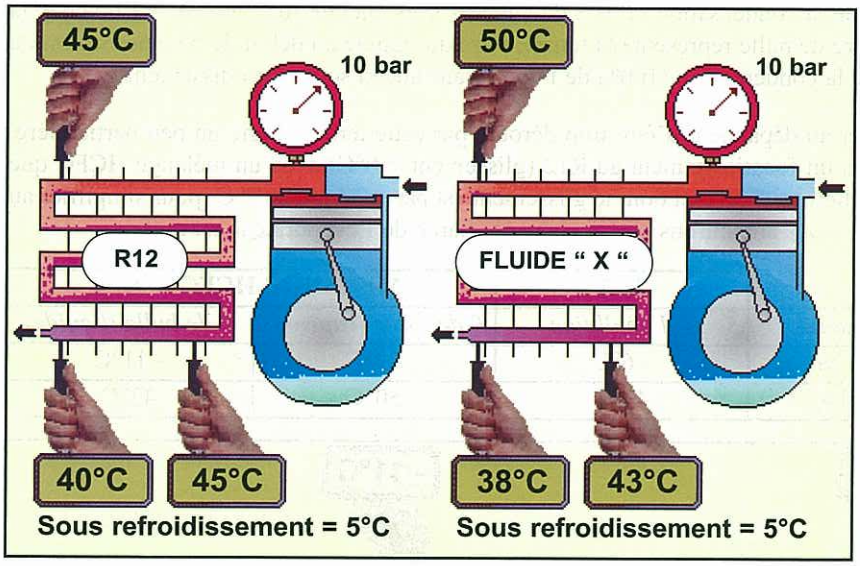


A 1,5 bar au mano BP (soit 2,5 bar absolus), la température d'ébullition du R12 est de -6°C. Cela signifie que le mélange liquide-vapeur reste à une température de -6°C dans l'évaporateur pendant toute la durée de la vaporisation du liquide.

Par contre, dans le cas du mélange HCFC « X » à la même pression, la température du liquide est d'environ -11°C au début de l'évaporateur (θ de bulle) mais elle *augmente progressivement* pour atteindre -4°C (θ de rosée) quand la dernière gouttelette de liquide se vaporise.

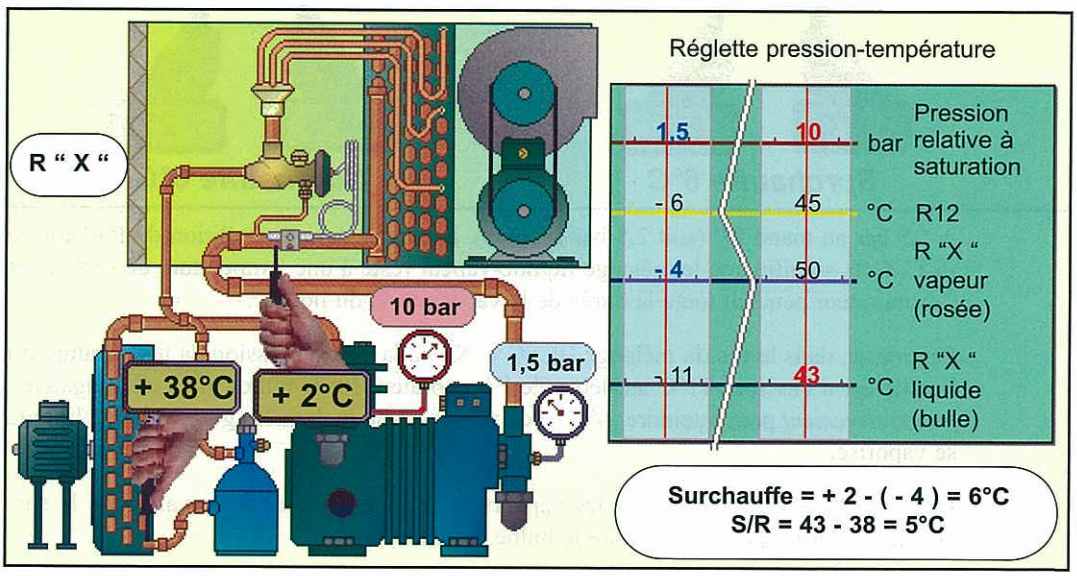
Dans les 2 cas, la température des vapeurs va ensuite s'élever de la valeur de la surchauffe (ici 6°C) jusqu'à atteindre le bulbe du détendeur.

	R12	MÉLANGE HCFC « X »	
P absolue	*θ d'ébullition*	*θ de rosée (vapeurs)*	*θ de bulle (liquide)*
2,5 bar	- 6°C	- 4°C	- 11°C
11 bar	45°C	50°C	43°C



Regardons maintenant ce qui se passe dans le condenseur : A 10 bar au mano HP (soit 11 bar absolus), la température de condensation du R12 est de 45°C. Cela signifie que le mélange liquide-vapeur reste à une température de 45°C dans le condenseur pendant toute la durée de la condensation du liquide. Par contre, dans le cas du mélange HCFC « X » à la même pression, la température du mélange liquide-vapeur est d'environ 50°C au début du condenseur (θ de rosée) mais elle *diminue progressivement* pour atteindre 43°C (θ de bulle) quand la dernière molécule de vapeur se condense. Dans les 2 cas, la température du liquide va ensuite s'abaisser de la valeur du sous-refroidissement (ici 5°C) jusqu'à atteindre la sortie du condenseur.

Regardons ci-dessous l'utilisation pratique d'une réglette pression-température (graduée en pressions relatives) :

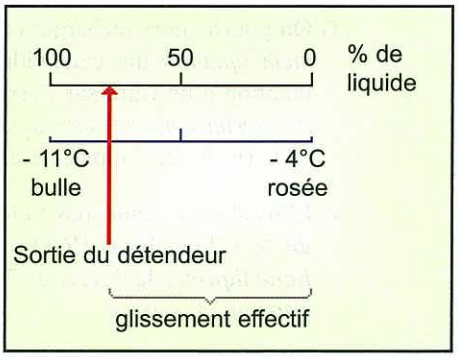


Rappelez-vous que dans le cas d'un fluide à fort glissement, il faut apprécier la surchauffe des vapeurs par rapport à la température de rosée (vapeur) et le sous refroidissement du liquide par rapport à la température de bulle (liquide).

Avec le fluide « X », un dépanneur hésitant pourrait trouver une surchauffe élevée de 2 - (-11) = 13°C au lieu des 6°C réels ou un sous refroidissement élevé de 50 - 38 = 12°C au lieu des 5°C réels, et partir dans des hypothèses de dépannage farfelues.

Mais il pourrait aussi penser que la surchauffe est élevée alors que le compresseur « croque » du liquide ou encore que le sous refroidissement est très correct alors qu'il est nul. Alors, restez particulièrement vigilant avec ces fluides en attendant d'acquérir de l'expérience !

A NOTER : A la sortie du détendeur, il y a déjà un mélange liquide-vapeurs (de l'ordre de 80% - 20% pour les applications courantes). C'est dire qu'en réalité la température de bulle se trouve *à l'intérieur* du détendeur. La température à l'entrée de l'évaporateur est donc supérieure à cette température, ce qui réduit le glissement effectif.



De plus, l'évaporateur présente une perte de charge qui abaisse la pression du fluide et donc sa température (la température de rosée réelle est donc plus faible que sa valeur théorique), ce qui réduit encore le glissement effectif. Cette double réduction rend les fluides à faible glissement quasiment azéotropiques (les mélanges de transition au R502 par exemple). Par contre, les mélanges de transition au R12 présentent un glissement beaucoup plus élevé (jusqu'à 8°C) qu'il n'est plus possible de négliger.

C) Procédure de conversion à un mélange HCFC :

On ne pourra pas envisager la conversion d'une installation sans une étude préliminaire très sérieuse de faisabilité technique et financière. Par exemple, quel est l'état et l'âge de l'installation à convertir ? Fonctionne-t-elle correctement ? Quels fluides peut-on utiliser avec le(s) compresseur(s) installé(s) ? Quel fluide HCFC de transition choisir ? Quelle est la charge de CFC dans l'installation ? Quel est l'ampleur des travaux ? Quel serait le surcoût pour convertir l'installation directement avec un fluide définitif HFC (134a, R404A, R407C...) ?...

La conversion étant décidée et choix d'un fluide de transition HCFC arrêtée, il faudra toujours suivre la procédure préconisée par le fabricant du compresseur (à cause des problèmes de lubrification qu'il est le seul à maîtriser parfaitement) et par le fabricant du nouveau fluide frigorigène (qui connaît parfaitement ses produits).

Pour votre information, voici un petit résumé très global de la procédure à suivre (qui peut varier selon le fluide CFC d'origine et le fluide HCFC de remplacement choisi).

1) Il faut effectuer un relevé des paramètres de fonctionnement avec le fluide CFC actuel (au minimum : pressions, températures, surchauffe, sous refroidissement, $\Delta\theta$ à l'évaporateur et au condenseur, intensités absorbées). En cas d'anomalie, il est essentiel d'y remédier avant de continuer, le nouveau fluide ne faisant généralement pas de miracle.

Il est très important de s'assurer que l'installation est parfaitement étanche (un circuit qu'on recharge toutes les semaines doit être réparé). Le voyant liquide indicateur d'humidité doit révéler que le circuit est bien sec et un test d'acidité pratiqué sur l'huile du compresseur doit rester négatif (une analyse complète de l'huile est souvent recommandée).

2) Après avoir fermé la vanne départ liquide et ramené tout le fluide au réservoir, il faudra récupérer le CFC, de préférence en liquide pour gagner du temps *(voir : problème de la récupération des fluides frigorigènes, page 391)*. Après la récupération en gaz de la charge résiduelle dans le circuit, il faudra peser cette charge (ce qui nous rendra service en **4**). Enfin, on pourra vidanger l'huile en respectant la réglementation sur les huiles usagées.

3) On pourra alors recharger en huile (selon les instructions du compressoriste) avec *la même quantité* que celle vidangée en **2**. Il faudra aussi *changer le déshydrateur* (l'installation d'un filtre sur l'aspiration du compresseur est souvent conseillée) puis tirer *très sérieusement* l'installation au vide afin d'éliminer le mieux possible toute trace de CFC (le fluide remplaçant est déjà un mélange, alors n'en rajoutons pas !).

4) L'installation étant sous vide, on peut ensuite la recharger, ***obligatoirement en liquide***, avec le mélange HCFC. Selon le fluide, il faudra introduire, ***de préférence par la ligne liquide,*** de l'ordre de 70 à 80% de la masse récupérée en **2** puis remettre le compresseur en service.

NOTEZ QUE LE DÉTENDEUR D'ORIGINE RESTE EN PLACE, MALGRÉ LE CHANGEMENT DE FLUIDE.

Ainsi, un détendeur au R12 peut par exemple équiper une installation chargée au FX56. De même, un détendeur au R502 peut équiper une installation chargée au FX10 ou au HP80.

Cela est tout à fait normal puisque le fluide de transition a des caractéristiques thermodynamiques très proches du fluide d'origine et que de toute façon un détendeur spécifique n'existe pas. Pendant la période de mise en régime, il faudra surveiller tout particulièrement la surchauffe de sorte à la maintenir dans des limites acceptables (en particulier, attention aux coups de liquide !).

A NOTER : Méfiez-vous, il peut arriver qu'un détendeur au R12 équipe une installation au R134a ou qu'un détendeur au R502 soit monté sur un circuit au R404A. Si cela vous arrive, l'auteur vous souhaite (ainsi qu'à l'installation) que la nature du fluide soit très clairement identifiée (ce qui est rendu obligatoire par la plupart des réglementations).

Selon le fluide de transition utilisé (et selon son glissement), il faudra procéder à un réglage de la surchauffe et parfois changer la buse du détendeur (le fournisseur du fluide pourra vous donner tous les renseignements utiles). Enfin, si un appoint de charge est nécessaire, *il faudra toujours l'effectuer en phase liquide.*

TRES IMPORTANT : Le HP80 (Du Pont) contient 38% de R22, 60% de R125 et 2% de R290 (propane). Le FX10 (Atochem) contient 45% de R22 et 55% de R143a. *Bien que leur composition chimique soit fondamentalement différente chacun de ces 2 fluides est un mélange de transition au R502. Il est facile de comprendre qu'il est hors de question de mélanger du HP80 avec du FX10 !*

ATTENTION, LES DIFFÉRENTS FLUIDES DE TRANSITION SONT DES MÉLANGES DE FLUIDES PURS. CHAQUE FABRICANT UTILISE DES FLUIDES PURS DIFFÉRENTS DANS DES PROPORTIONS DIFFÉRENTES. C'EST POURQUOI IL NE FAUT JAMAIS MÉLANGER ENTRE EUX CES FLUIDES.

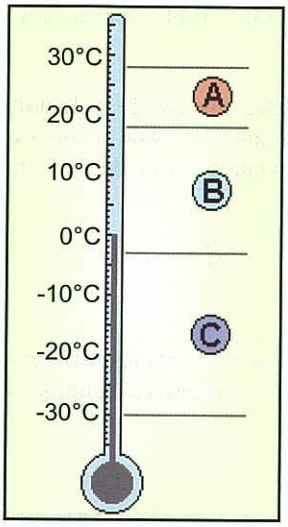
5) Il faudra également contrôler le réglage des appareils de régulation et de sécurité, effectuer une recherche de fuites ***et impérativement marquer l'installation (Type de fluide frigorigène et d'huile)***. Selon la réglementation dans de nombreux pays, il faudra remplir une fiche d'intervention encore plus complète.

Le relevé des paramètres de fonctionnement après la conversion permettra d'effectuer une comparaison objective du résultat obtenu. Enfin, il est généralement recommandé d'effectuer un suivi préventif des caractéristiques de l'huile afin de prévenir toute anomalie ultérieure.

Association Nationale
pour la Formation
Professionnelle
des Adultes
afpa
Vous voulez évoluer professionnellement,
faire reconnaître vos acquis d'expérience
ou changer d'activité : l'AFPA vous aide à
réaliser votre projet dans les métiers du
FROID et du CONDITIONNENT D'AIR.
Contactez :
Le Centre AFPA de GAP
Rue des Lauriers 05010 GAP cedex
Tél. 04.92.51.14.30 Fax 04.92.52.19.47
Secrétariat : 04.92.51.82.09 Mme DROGUE

L'HYGROMÉTRIE EN FROID COMMERCIAL

Nous avons déjà comparé les paramètres de fonctionnement en climatisation et en froid commercial (*voir page 45*). A la demande de nombreux lecteurs, nous allons développer un peu plus longuement certaines spécificités des installations de réfrigération et de congélation.



Bien entendu, la première différence entre la climatisation et le froid commercial, c'est la température ambiante de l'enceinte à refroidir. *A titre indicatif :*

- **La zone A** comprise entre 25°C et 18°C, est la plage de température la plus utilisée en climatisation.
- **La zone B** comprise entre 14°C et -3°C est utilisée en réfrigération pour les applications de froid positif, c'est à dire de "produits naturels".
- **La zone C** comprise entre -8°C et -28°C est utilisée en congélation pour les applications de froid négatif, c'est à dire de "produits solides".

A noter : la zone comprise entre -3°C et -8°C est assez rarement utilisée.

En réfrigération, on ne s'intéresse plus au confort des individus mais à la qualité des aliments. L'objectif est de limiter leur développement bactériologique afin de prolonger au maximum leur durée de conservation. Observons un peu mieux les trois zones précédentes afin de distinguer 5 niveaux différents de température :

- **Niveau 1** : de 20°C à 27°C pour la conservation de la bonne humeur et de la productivité des personnes occupant le local.
- **Niveau 2** : de 10°C à 16°C pour la conservation du vin, de certains fruits (comme la banane) ou de légumes (comme la tomate verte) pour favoriser leur maturation. Il est important de savoir que la prolifération bactériologique est maximale entre 65°C et 10°C. Cette prolifération parasite reste active entre 10°C et 3°C pour ralentir de façon très significative en-dessous de 3°C.
- **Niveau 3** : de 3°C à -3°C pour la conservation des aliments, en ralentissant au maximum l'augmentation des germes mais sans toutefois atteindre leur point de congélation.
- **Niveaux 4, 5 et 6** : de -8°C à -26°C pour la conservation des produits congelés. On distingue le niveau 4 de (de -8°C à -10°C) pour les produits laitiers et le niveau 5 (de -18°C à -20°C) pour les produits emballés. Le niveau 6 concerne les autres températures utilisées pour des chambres " fourre-tout ".

A noter : dans un produit congelé en-dessous de -10°C les bactéries ne sont pas détruites mais leur multiplication est tout simplement stoppée. Cependant, si la température remonte au-dessus de ces -10°C, la multiplication bactériologique reprend de plus belle : il est obligatoire de respecter " la chaîne du froid ".

Il est donc primordial de respecter la chaîne du froid : toute remontée de température d'un produit n'est admise que si ce dernier doit être aussitôt cuisiné. Sinon, il y a des risques importants d'intoxication alimentaire dont le frigoriste peut être tenu pour responsable : ***il y a un contrat de température passé entre l'utilisateur et le frigoriste.***

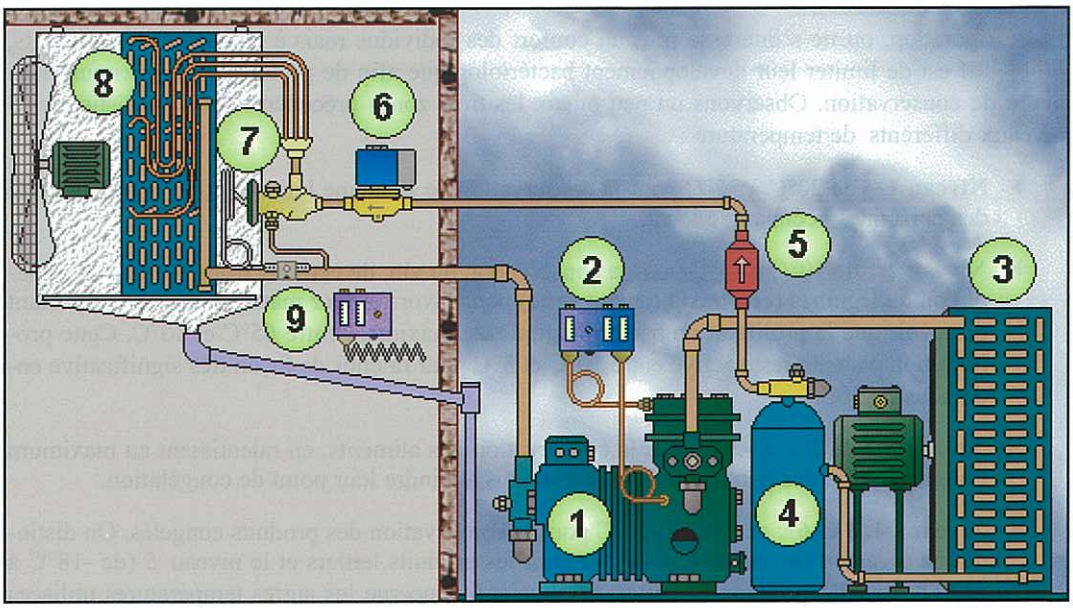
Cependant, le contrat de température n'est pas la seule garantie nécessaire pour conserver une bonne qualité des aliments. Par exemple, la conservation d'une viande de bœuf se fait entre 0°C et –1°C, mais attention

- *si elle est emballée,* l'humidité relative de l'enceinte réfrigérée peut sans problème être comprise entre 75% et 80%
- *si elle n'est pas emballée*, l'humidité relative doit obligatoirement être plus élevée. Elle doit alors se situer entre 85% et 90%. En effet, si l'humidité est trop faible la viande risque de brunir, c'est à dire de s'assécher. Si l'humidité est trop élevée, la viande risque de devenir poisseuse. Dans les 2 cas, les pertes sont énormes !

Il y a donc également un contrat d'humidité relative qui est aussi important que celui de température.

Dans ce chapitre consacré aux spécificités du froid commercial, nous allons examiner les différentes façons de respecter le contrat de température et d'humidité, et étudier les contraintes techniques et technologiques que cela impose.

Nous utiliserons le petit circuit frigorifique suivant :



C'est un circuit très classique composé d'un compresseur semi-hermétique ***(repère 1)*** équipé de pressostats HP et BP ***(repère 2)***, d'un condenseur à air ***(repère 3)***, d'une bouteille liquide ***(repère 4)***, d'un déshydrateur ***(repère 5)***, d'une électrovanne ***(repère 6)***, d'un détendeur thermostatique à égalisation externe avec distributeur de liquide ***(repère 7)***, d'un évaporateur plafonnier ventilé ***(repère 8)*** et d'un thermostat de régulation d'ambiance (***repère 9)***.

Prenez le temps d'observer ce circuit, il servira de support à nos réflexions...

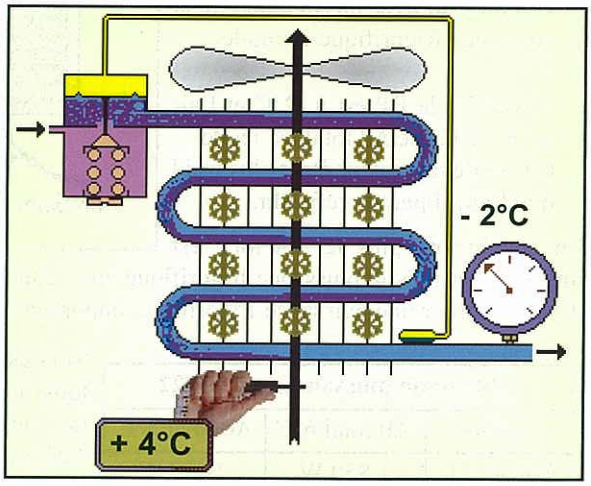
Le contrôle de l'humidité relative.

Pour rappel, le sujet a déjà été succintement abordé (*voir : problèmes frigorifiques divers, page 388*).

Pour contrôler la température dans une chambre froide, il y a généralement peu de problèmes puisqu'il suffit d'installer la puissance frigorifique suffisante et de régler convenablement la régulation de température. *Cependant, c'est uniquement la bonne sélection du couple évaporateur / compresseur qui va définir l'humidité relative qu'on obtiendra finalement dans l'ambiance : alors, il vaut mieux ne pas se tromper !*

Pour rappel, le Δθ total à l'évaporateur est égal à la différence entre la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur et la température d'évaporation To (dans l'exemple ci-contre, Δθ total = +4 - (-2) = 6°C. ***Bien sûr, plus To diminue et plus le Δθ total est grand*** : dans l'exemple, si To = -10°C, le Δθ total = +4 - (-10) = 14°C.

D'un autre coté, on comprend facilement que plus To sera faible, plus il y aura de givre sur l'évaporateur et moins il y aura d'eau (et donc d'humidité) dans l'air ambiant.



Nous pouvons en conclure que plus le Δθ total à l'évaporateur sera important et plus l'hygrométrie ambiante sera faible.

Maintenant que nous savons que l'hygrométrie dans une chambre froide dépend du Δθ total à l'évaporateur, vous pouvez consulter avec profit le tableau ci-dessous :

Type d'évaporateur	Δθ total à respecter selon l'Humidité Relative (HR) désirée			
Froid positif	HR entre 95% et 90%	HR entre 90% et 85% HR	HR entre 85% et 80% HR	HR entre 80% et 75%
Ventilé	3 à 5°C	5 à 7°C	7 à 9°C	9 à 11°C
Statique	8 à 10°C	10 à 12°C	12 à 15°C	15 à 20°C
Froid négatif	*Produits non emballés*		*Produits emballés*	
Ventilé	5 à 6°C		7 à 8°C	

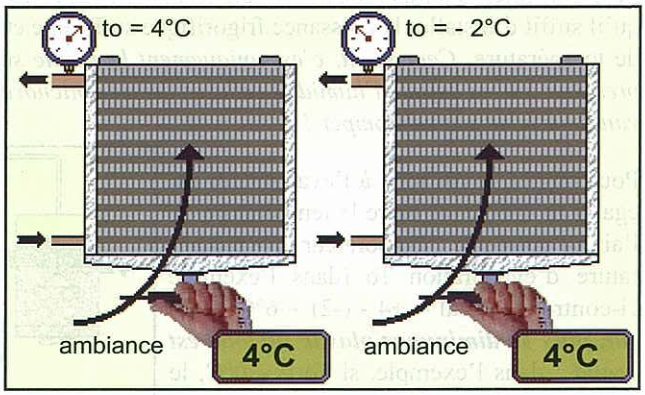
Ainsi, en froid positif, pour avoir dans la chambre une HR comprise entre 85 et 90% :

- Si l'évaporateur est ventilé (avec un ou plusieurs ventilateurs) il faut un Δθ total compris entre 5 et 7°C.
- S'il s'agit d'un évaporateur statique (sans ventilateur, la convection de l'air se faisant par différence de densité), il faut un Δθ total de 10 à 12°C.

Un évaporateur n'est rien d'autre qu'une longueur de tuyauterie équipée d'ailettes et éventuellement d'un ventilateur. Cependant, chaque évaporateur a ses propres caractéristiques de fabrication qui définissent la puissance frigorifique qu'il est susceptible de fournir. Pour préciser, regardons les 2 évaporateurs ci-dessous *qui sont rigoureusement identiques.* Notez que la température de l'air est de +4°C à l'entrée de chacun de ces 2 évaporateurs.

Cas n°1 : la BP est à +4°C et l'air arrive à +4°C *(exactement à la même température)* ce qui rend tout refroidissement impossible. On voit bien qu'avec un Δθ total = 0, la puissance frigorifique est nulle.

Cas n°2 : la BP est à -2°C et l'air est à +4°C. Le Δθ total est ici de 6°C et l'évaporateur étant plus froid que l'air, il peut le refroidir.



En conclusion, plus le Δθ total est important et plus la puissance frigorifique augmente. Pour un évaporateur donné, plus nous voudrons absorber une puissance frigorifique importante et plus le Δθ total devra être élevé.

Tableau de puissances pour R22		
Modèles	Δθ total 6°C	Δθ total 8°C
E-Kotz 15	1 850 W	2 450 W
E-Kotz 25	2 350 W	3 150 W
E-Kotz 35	2 850 W	3 800 W
E-Kotz 45	3 350 W	4 450 W

Si nous observons le tableau ci-contre, nous constatons que l'évaporateur modèle E-Kotz 25 absorbe une puissance frigorifique de 2350 Watts pour un Δθ total de 6°C et que sa puissance monte à 3150 Watts quand le Δθ total est de 8°C.

En résumé, plus le plus Δθ total augmente, plus la puissance frigorifique augmente mais plus l'hygrométrie de l'enceinte à réfrigérer diminue.

A présent, n'oublions pas que c'est le débit masse de fluide frigorigène en circulation qui détermine la puissance frigorifique (voir : *débit masse et puissance frigorifique, page 39*). Rappelons-nous également que le débit masse de fluide dépend des caractéristiques du compresseur et de ses conditions de fonctionnement. Maintenant, comme nous l'avons déjà fait pour l'évaporateur, examinons ci-dessous un tableau de sélection de compresseur :

Tableau de sélection des compresseurs au R22 (Puissances exprimées en Watts)											
Modèles	* Tk	Haute T_0			Moyenne T_0			Basse T_0			
		10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C
Cp-Kotz 18	40°C	3900	3450	2950	2470	2050	1680	1350	1050	-	-
	47°C	-	-	2630	2200	1820	1480	1170	-	-	-
	55°C	-	-	-	2020	1640	1360	-	-	-	-
Cp-Kotz 23	40°C	-	-	3650	3100	2600	2100	1750	1360	1050	-
	47°C	-	-	-	2650	2300	1850	1520	1170	-	-
	55°C	-	-	-	-	2040	1630	1310	-	-	-
Cp-Kotz 25	40°C	-	-	-	3380	2800	2300	1840	1440	1090	780
	47°C	-	-	-	-	2490	2020	1600	1250	910	650
	55°C	-	-	-	-	2260	1820	1430	1100	-	-

*** Tk :** température de condensation.

Pour obtenir l'hygrométrie souhaitée dans une chambre froide, il faut sélectionner le couple compresseur / évaporateur en fonction de la puissance frigorifique, de la température de conservation voulue et de l'hygrométrie souhaitée. Mais, mieux qu'un long discours, essayez donc de résoudre l'exercice suivant :

EXERCICE

Un client souhaite conserver de la viande d'agneau à +1°C et 85-90% d'humidité relative. Le bilan thermique de la chambre est de 2700 W. La température extérieure de base est de 32°C. A l'aide des tableaux de puissance précédents, sélectionnez le compresseur et l'évaporateur ventilé à installer.

Correction de l'exercice :

Avant de sélectionner le couple compresseur / évaporateur, nous devons connaître la température d'évaporation **To**. Pour avoir une humidité relative comprise entre 85% et 90%, le tableau de la page 421 nous indique que ***le Δθ total à l'évaporateur (ventilé) doit être compris entre 5 et 7°C*** : prenons un Δθ total de 6°C et évaluons To :

T_o = T.ambiante - Δθ total à l'évaporateur = +1 – 6 = -5°C **T_o = -5°C**

Pour sélectionner le compresseur, il faut connaître également la température de condensation **Tk** (voir *condenseur à air, fonctionnement normal, page 17*).

Tk = T.extérieure + Δθ total au condenseur = 32 +15 = 47°C **Tk = 47°C**

A présent, sélectionnons dans le tableau un compresseur fournissant une puissance frigorifique de **2 700 Watts** pour **To = -5°C** et **Tk = 47°C**.

Tableau de sélection des compresseurs au R22 (Puissances exprimées en Watts)

Modèles	Tk	Haute T_0			Moyenne T_0			Basse T_0			
		10°C	5°C	0°C	**-5°C**	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C
Cp-Kotz 18	40°C	3900	3450	2950	2470	2050	1680	1350	1050	-	-
	47°C	-	-	2630	2200	1820	1480	1170	-	-	-
	55°C	-	-	-	2020	1640	1360	-	-	-	-
Cp-Kotz 23	40°C	-	-	3650	3100	2600	2100	1750	1360	1050	-
	47°C	-	-	-	**2650**	2300	1850	1520	1170	-	-
	55°C	-	-	-	-	2040	1630	1310	-	-	-
Cp-Kotz 25	40°C	-	-	-	3380	2800	2300	1840	1440	1090	780
	47°C	-	-	-	-	2490	2020	1600	1250	910	650
	55°C	-	-	-	-	2260	1820	1430	1100	-	-

Le compresseur qui correspond le mieux est le modèle Cp-Kotz 23 fournissant une puissance frigorifique de 2650 Watts pour une To = -5°C et une Tk = 47°C.

Pour l'évaporateur le modèle E-Kotz 25 fournit une puissance de 2350 W avec un Δθ total de 6°C. Sa puissance monte à 3150 W à Δθ 8°C. Elle serait donc de 2750 W à Δθ 7°C (la puissance est proportionnelle au Δθ).

Pour équilibrer la puissance de 2650 W du compresseur Cp-Kotz 23, on peut évaluer que le Δθ total obtenu avec cet évaporateur se situera bien dans la plage des 5 à 7°C imposés par le cahier des charges.

Tableau de puissances pour R22

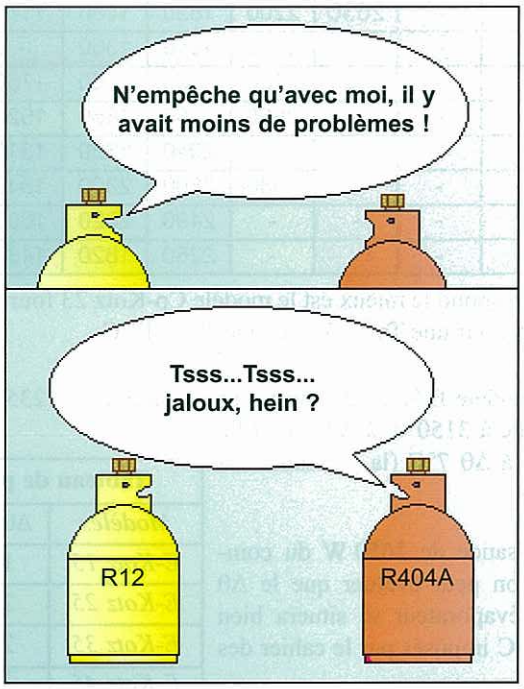
Modèles	Δθ total 6°C	Δθ total 8°C
E-Kotz 15	1 850 W	2 450 W
E-Kotz 25	2 350 W	3 150 W
E-Kotz 35	2 850 W	3 800 W
E-Kotz 45	3 350 W	4 450 W

En résumé, nous pouvons dire que le choix du couple évaporateur / compresseur ne doit pas se faire au hasard si l'on veut maintenir une hygrométrie acceptable dans l'enceinte à réfrigérer. Gardons présent à l'esprit que l'hygrométrie dans une chambre froide ou dans une vitrine réfrigérée dépend du $\Delta\theta$ total à l'évaporateur.

En froid positif ventilé, le $\Delta\theta$ total est très fréquemment de 6°C car la majeure partie des denrées doivent être conservées entre 90 et 85% d'humidité relative.

En froid négatif, le $\Delta\theta$ total est le plus souvent de 7°C car la majeure partie des denrées sont emballés.

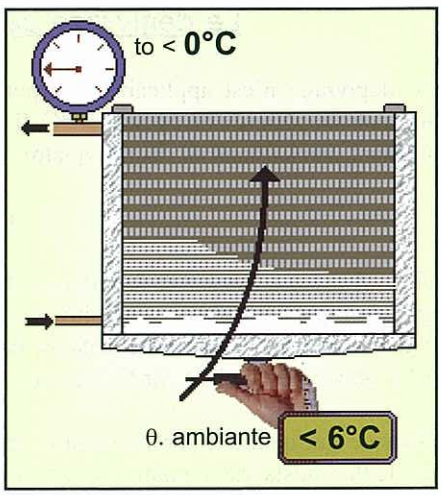
Les notions d'air sec et d'air humide sont étudiées page 496.
Les bases de la psychrométrie sont étudiées page 499.



FROID COMMERCIAL : LE DÉGIVRAGE

Nous venons de voir qu'en froid commercial, le $\Delta\theta$ total à l'évaporateur le plus rencontré est d'environ 6°C. Nous pouvons en déduire qu'à chaque fois que la température ambiante de la chambre froide sera inférieure à 6°C, la température d'évaporation du fluide sera inférieure à 0°C.

A ce moment, la vapeur d'eau qui se condense sur l'évaporateur va se transformer en givre (rappelez-vous les problèmes évoqués page 388 : Cette vapeur d'eau provient des apports extérieurs et des denrées entreposées).



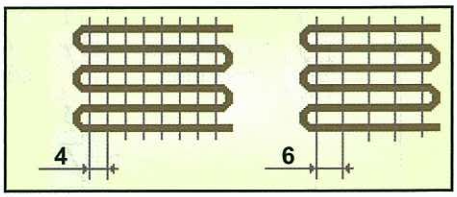
Nous voyons que le bas de l'évaporateur ci-contre est pris en givre, ce qui diminue sa surface d'échange, gêne le passage de l'air et réduit la puissance frigorifique (*voir : panne de l'évaporateur trop petit, page 107*).

Dans ces conditions, la BP va diminuer (*ce qui va accentuer encore la prise en glace*) et la température ambiante va augmenter. Dans un tel cas, le client téléphonerait sans aucun doute pour un dépannage.

Le givre est donc l'un des problèmes auquel le frigoriste est confronté régulièrement. Il peut rarement l'éviter, mais il doit être capable de minimiser ses effets et de l'éliminer régulièrement en réalisant des cycles de dégivrage adaptés.

Dans un premier temps, il faut sélectionner l'évaporateur en fonction des conditions de fonctionnement prévues : plus les risques de givrage sont importants et plus le pas des d'ailettes doit être grand.

Le pas représente l'écartement entre les ailettes. Dans le croquis ci-contre, nous avons un pas de 4 mm et un autre de 6 mm. Plus le pas est important, plus il faudra une quantité importante de givre pour parvenir à obstruer l'évaporateur.



En plus de la température d'évaporation To, la rapidité de la prise en glace de l'évaporateur dépend donc également du pas des ailettes.

A noter : la température moyenne de surface des ailettes est légèrement supérieure à To. C'est pourquoi on considère souvent que si la température de la chambre froide reste supérieure à 4°C, un cycle de dégivrage n'est normalement pas indispensable : l'évaporateur dégivre périodiquement (pendant les périodes d'arrêt du compresseur en régulation) sous l'action de la circulation de l'air ambiant (dont la température est > à 4°C).

Chaque fois que l'on voudra assurer des cycles de dégivrage, il sera nécessaire d'utiliser une horloge. Sa technologie peut être électrique ou numérique, peu importe, le principe reste le même...

L'arrêt du dégivrage peut être décidé par l'horloge elle-même, mais on préfère souvent utiliser un thermostat de surface ou un pressostat. Cela permet d'avoir la certitude que le dégivrage est terminé tout en optimisant sa durée. Il existe trois techniques principales de dégivrage :

- Par circulation d'air ambiant pour les températures de chambre > à +4°C.
- Par résistances électriques.
- Par injection de gaz chauds ou par inversion de cycle.

Nous allons préciser un peu ces techniques.

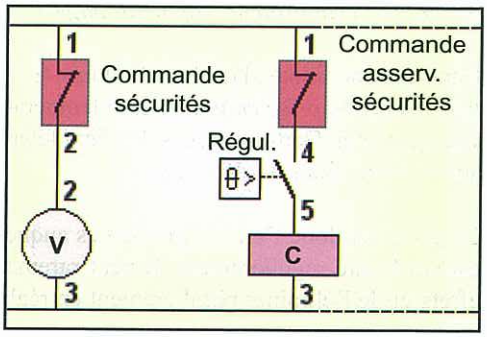
Le dégivrage par circulation d'air ambiant :

Ce dégivrage n'est applicable que pour les chambres froides positives ayant une température ambiante supérieure ou égale à +4°C. Il existe plusieurs variantes de dégivrage par circulation d'air ambiant, nous allons en décrire quatre.

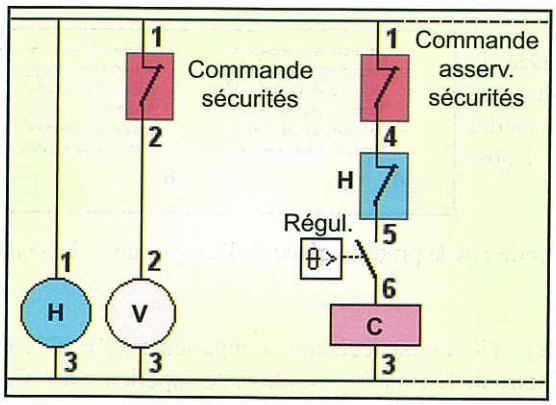
Premier principe :

Si les denrées à conserver sont des produits emballés (par exemple des boissons en boites ou en bouteilles), il y aura très peu d'humidité dégagée dans l'ambiance et donc peu de givre sur l'évaporateur.

Dans ce cas, quand le compresseur C (5-3) est coupé par le thermostat de régulation (4-5), la ventilation de l'air ambiant à +4°C sur l'évaporateur suffit le plus souvent à assurer le dégivrage (le ventilo-évaporateur V tourne alors en permanence).



Second principe :



Si le premier système ne suffit pas (par exemple parce que les périodes d'arrêt sont trop courtes), il suffit d'ajouter une horloge de dégivrage (1-3) dont le contact 4-5 arrêtera périodiquement le compresseur, la ventilation continuant de tourner.

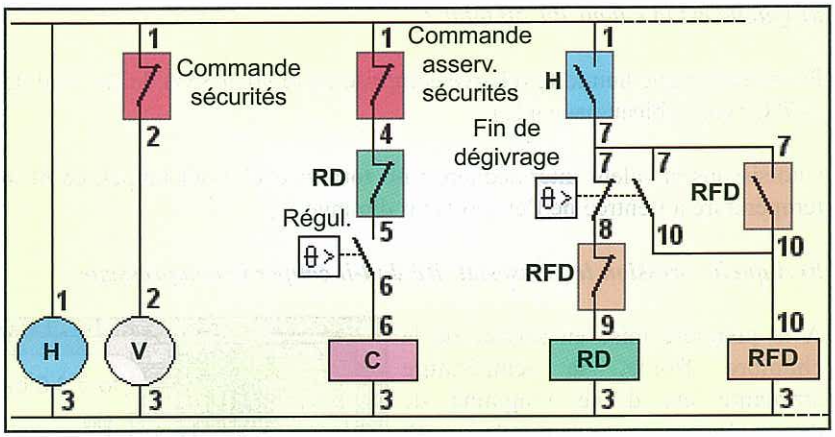
Le nombre de dégivrage et leur durée se programment sur l'horloge. Il est bien sûr recommandé de programmer les cycles de dégivrage à des horaires de faible utilisation de la chambre froide afin d'éviter des remontées intempestives de la température ambiante. Si possible, il est donc préférable de prévoir les cycles de dégivrage en dehors des horaires de travail du client.

Troisième principe :

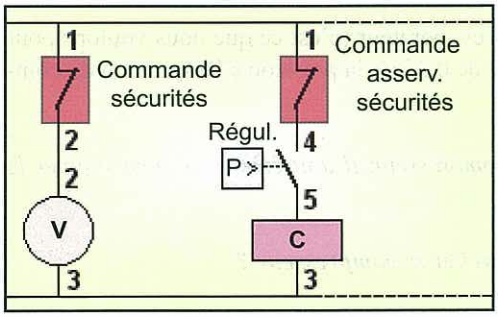
Avec le système précédent, nous ne pouvons pas être absolument certain que le dégivrage sera complètement terminé au redémarrage du compresseur...

Il peut aussi arriver que le de dégivrage soit terminé mais que le compresseur reste à l'arrêt par le contact de l'horloge. A ce moment, la température ambiante remonte inutilement.

Pour éviter ces inconvénients, l'horloge H peut commander uniquement le début du dégivrage en fermant son contact H 1-7, ce qui colle le relais de dégivrage RD (9-3). Aussitôt, RD (4-5) s'ouvre en stoppant le compresseur C (6-3). Le dégivrage commence.



Un thermostat de fin de dégivrage mesure la température de surface des ailettes. Toutefois, si le dégivrage est trop long, l'horloge peut forcer le démarrage du compresseur sans attendre le signal de fin de dégivrage du thermostat. En effet, dès que la température de son bulbe dépasse une dizaine de°C (ce qui indique avec certitude que l'évaporateur est complètement dégivré), le thermostat bascule ses 2 contacts : 7-8 s'ouvre, *ce qui coupe le relais de dégivrage RD*. Simultanément, le contact 7-10 se ferme en collant le relais de fin de dégivrage RFD (10-3), lequel s'auto-maintien par son contact RFD (7-10). Ainsi, même si le contact H (1-7) est toujours fermé, le compresseur peut redémarrer sans attendre la fin du cycle de dégivrage.



Quatrième principe : Quand la régulation de température ne peut pas se faire facilement avec un thermostat (une déserte de self par exemple), on peut utiliser un pressostat BP de régulation.

En effet, Nous savons que le Δθ total à l'évaporateur est constant et que la pression à l'aspiration du compresseur est égale à la pression d'évaporation moins les pertes de charges (ΔP) à l'aspiration....

Exercice pour les futés :

Un client souhaite obtenir dans sa chambre froide une température comprise entre 4 et 6°C et une hygrométrie entre 90 et 85%. Sachant que l'évaporateur est de type ventilé, que le Δθ total à l'évaporateur est constant et qu'on peut estimer la perte de charge à l'aspiration du compresseur à 0,3 bar, *à quelles valeurs régleriez-vous la coupure et l'enclenchement du pressostat BP de régulation ?*

Le fluide utilisé est du R22 et vous trouverez ci-dessous un aperçu des relations pression relative (en bar) / température (en°C) indiquées par le manomètre BP :

To	8°C	6°C	4°C	2°C	0°C	-2°C	-4°C	-6°C	-8°C	-10°C
Po	5,4 b	5 b	4,6 b	4,3 b	4 b	3,6 b	3,3 b	3 b	2,8 b	2,5 b

Correction page suivante ...

Correction de l'exercice :

a) Quelle est la valeur du Δθ total ?

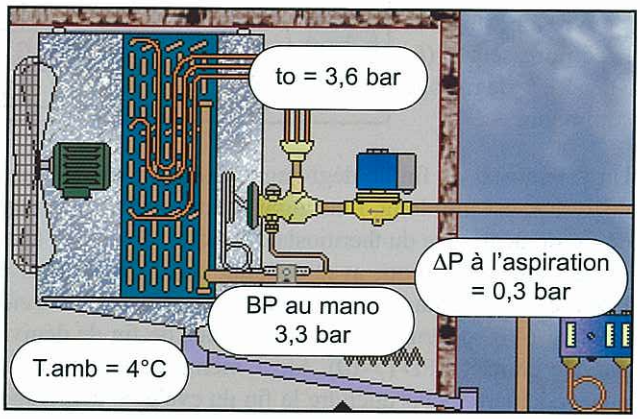
Pour obtenir une humidité relative comprise entre 90 et 85%, le Δθ total doit être compris entre 5 et 7°C (voir tableau page 421).

Choisissons la valeur intermédiaire : **Δθ total = 6°C**. Pour rappel, ce Δθ reste constant quand la température à l'entrée de l'évaporateur diminue.

b) A quelle pression le pressostat BP doit-il couper le compresseur ?

A la première mise en service de la chambre froide, la température ambiante est d'une vingtaine de degrés. Le pressostat de régulation BP devra être réglé pour arrêter le compresseur lorsque la température de la chambre arrivera à +4°C.

A ce moment, le Δθ total étant constant, la température d'évaporation sera de +4 - 6 = -2°C, ce qui correspond avec le R22 à une pression de 3,6 bar.



Mais attention, s'il y a bien -2°C (soit 3,6 bar) dans l'évaporateur (c'est ce que nous voulons pour maintenir l'hygrométrie), à cause des pertes de charge de 0,3 bar, la pression à l'aspiration du compresseur est au même moment de 3,6 - 0,3 = 3,3 bar.

Comme le pressostat est installé à l'aspiration du compresseur, il doit être réglé pour couper le compresseur à 3,3 bar.

c) A quelle pression le pressostat BP doit-il réenclencher le compresseur ?

Le compresseur étant à l'arrêt, le débit de fluide frigorigène est nul et par conséquent, les pertes de charges à l'aspiration le sont également : la pression dans l'évaporateur est alors exactement égale à celle régnant à l'aspiration.

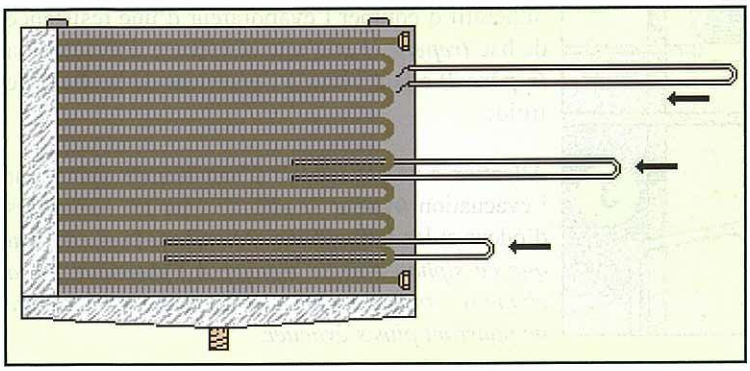
Pendant la période d'arrêt du compresseur, la ventilation de l'évaporateur avec de l'air à +4°C permet le dégivrage. La BP remonte alors lentement et, *lorsqu'elle atteint 0°C, elle se stabilise pendant toute la durée de fusion du givre.*

Ensuite, quand tout le givre est fondu, la BP reprend sa remontée pour s'égaliser avec la température de la chambre froide : l*orsque la BP aura atteint 6°C nous aurons la certitude que le givre a complètement disparu.*

A ce moment, la BP sera de 5 bar : c'est donc la pression à laquelle le compresseur doit redémarrer.

Le dégivrage par résistances électriques en froid positif :

Lorsque la température ambiante de la chambre froide est comprise entre +3 et -3°C, la température des ailettes est inférieure à 0°C ce qui rend difficile le dégivrage par circulation d'air. Imaginez le temps nécessaire au dégivrage si la température de l'air traversant l'évaporateur est de 1°C ! Le dégivrage serait beaucoup trop long, ce qui provoquerait immanquablement une remontée en température.

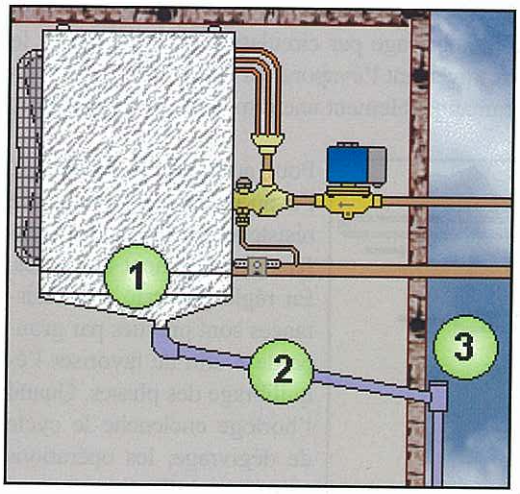


Pour accélérer le dégivrage, l'évaporateur est équipé de résistances électriques agrafées parallèlement aux tubes. En règle générale, ces résistances sont prévues par groupe de 3 afin de favoriser l'équilibrage des phases. Quand l'horloge enclenche le cycle de dégivrage, les opérations suivantes s'effectuent :

- L'horloge coupe l'alimentation électrique de l'électrovanne pour permettre au compresseur de vider le fluide contenu dans l'évaporateur. En effet, s'il restait du fluide, les résistances électriques devraient vaporiser le liquide avant de commencer à dégivrer : ce serait une perte de temps et surtout une perte d'énergie.
- Les ventilateurs de l'évaporateur sont arrêtés pour éviter que la chaleur dégagée par les résistances ne réchauffe l'ambiance.
- Le compresseur s'arrête par tirage au vide. *Attention,* pendant toute la durée du dégivrage le compresseur doit impérativement rester à l'arrêt. Notez que la remontée en température de l'évaporateur durant le dégivrage va faire remonter la BP. C'est pourquoi, en cas d'arrêt par tirage au vide automatique, le compresseur doit être asservi au dispositif de dégivrage, sinon, il faut opter pour un arrêt par tirage au vide unique. (Voir : *arrêt des compresseurs frigorifiques page 203*).
- Les résistances électriques sont alimentées et le dégivrage proprement dit peut commencer. La température de l'évaporateur remonte puis se stabilise à 0°C pendant le palier de fusion du givre puis, une fois tout le givre fondu, elle augmente assez rapidement.
- Lorsque la température de l'évaporateur atteint environ 10°C, le thermostat de fin de dégivrage arrête les résistances électriques.
- A ce moment, bien que cela ne soit pas toujours indispensable en froid positif, on effectue souvent un cycle de séchage-égouttage : le ventilo-évaporateur étant toujours à l'arrêt, on démarre le compresseur pour figer l'eau qui ruisselle sur l'évaporateur. Ainsi, quand les ventilateurs se mettront en route, il n'y aura pas de projection d'eau sur les denrées ni de remontée intempestive de l'hygrométrie.
- Le cycle de dégivrage étant terminé, les ventilateurs démarrent.

A Noter : Dans les chambres froides positives de forte puissance, le dégivrage par gaz chauds est souvent préféré au dégivrage par résistances électrique car il permet de ne pas dégivrer tous les évaporateurs au même moment et ainsi de mieux gérer la température ambiante (ce type de dégivrage sera étudié *page 431*).

Le dégivrage par résistances électriques en froid négatif :



Cette fois, la température ambiante n'est plus voisine de 0°C comme dans les chambres positives, mais bien inférieure.

Pour évacuer l'eau provenant du dégivrage, il est impératif d'équiper l'évaporateur d'une résistance de bac ***(repère 1)*** et d'une résistance d'évacuation ***(repère 2)*** allant jusqu'à l'extérieur de la chambre froide.

Attention à ne pas oublier d'installer un siphon sur l'évacuation ***(repère 3)*** afin d'éviter les remontées d'odeur et les infiltrations d'air. *Il est bien entendu que ce siphon doit se trouver à l'extérieur de la chambre, sinon il va geler et les eaux de dégivrage ne pourront plus s'évacuer.*

Comme pour les chambres froides positives, l'horloge enclenche le cycle de dégivrage et le fonctionnement suivant :

- L'horloge coupe l'alimentation de l'électrovanne pour permettre au compresseur de vider le fluide contenu dans l'évaporateur.
- Les ventilateurs de l'évaporateur sont arrêtés pour éviter que la chaleur dégagée par les résistances ne réchauffe l'ambiance.
- Le compresseur s'arrête par tirage au vide unique (voir : *arrêt du compresseur par tirage au vide unique page 206*). Notez qu'afin de permettre l'égouttage puis le séchage en fin de cycle, il n'est plus asservi directement au dispositif de dégivrage.
- Les résistances électriques sont alimentées, le dégivrage proprement dit peut commencer. La température de l'évaporateur remonte puis se stabilise à 0°C pendant le palier de fusion du givre puis, une fois tout le givre fondu, elle augmente assez rapidement.
- Lorsque la température de l'évaporateur atteint environ 10°C, le thermostat de fin de dégivrage arrête les résistances électriques.
- Le compresseur démarre (par ouverture de l'électrovanne), même si le thermostat n'est pas en demande, pour un cycle de séchage-égouttage permettant la prise en glace de l'eau qui reste sur l'évaporateur.
- Les ventilateurs démarrent avec un temps de retard pour éviter que l'eau qui ruisselle sur l'évaporateur ne puisse être projetée sur les denrées.

A noter : dans une chambre froide négative, il y a des précautions particulières à respecter, notamment en ce qui concerne le démarrage du compresseur après un cycle de dégivrage, le type de compresseur à utiliser, la résistance de porte, la soupape de décompression, la ventilation de la chambre, etc...

Ces points seront évoqués dans le chapitre suivant, *page 437.*

Le dégivrage par injection de gaz chauds :

Le principe de ce type de dégivrage est d'envoyer des gaz de refoulement surchauffés à l'intérieur de l'évaporateur, *les ventilateurs étant à l'arrêt.*

Au lieu de faire fondre la glace comme avec des résistances électriques, ce brusque afflux de chaleur permet de la casser et de la détacher par morceaux.

Ce procédé efficace et rapide est utilisé dans certaines machines à glaçons pour permettre leur démoulage. En ce qui nous concerne, nous nous intéresserons plutôt au dégivrage de l'évaporateur de notre chambre froide.

Les gaz chauds en arrivant dans l'évaporateur " froid " vont restituer de la chaleur, ce qui va dégivrer l'évaporateur mais aussi condenser partiellement le fluide.

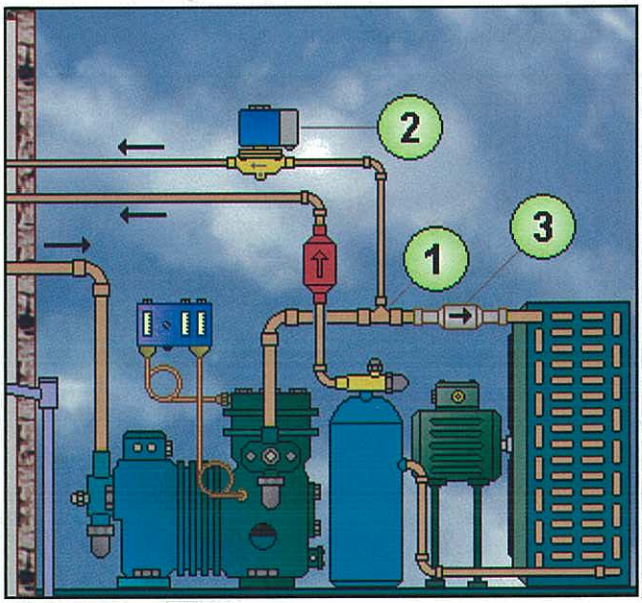
La première chose à faire, c'est un piquage ***(repère 1)*** sur le tube de refoulement afin de prélever des gaz chauds.

Ce piquage doit être affleurant sur le haut du tube pour éviter de piéger l'huile. Il peut être réalisé avec un té réduit.

Ensuite, il est nécessaire d'installer une électrovanne ***(repère 2)*** pour automatiser le passage du fluide.

Elle sera fermée quand l'installation fonctionnera en cycle de réfrigération, mais ouverte en cycle de dégivrage.

Naturellement, une troisième liaison frigorifique est nécessaire pour amener les gaz chauds jusqu'à l'évaporateur.



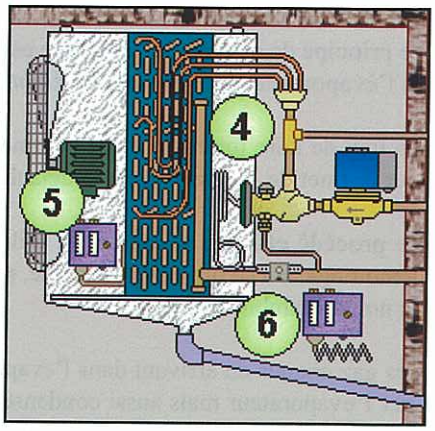
Il est indispensable que ce soient les gaz très chauds sortant du compresseur qui parviennent à l'évaporateur pour provoquer le dégivrage.

C'est pourquoi un clapet anti-retour ***(repère 3)*** doit être installé comme représenté sur le schéma afin d'éviter tout risque de migration du condenseur vers l'évaporateur.

Nous venons de voir les éléments à rajouter du coté du groupe de condensation. A présent il faut que les gaz chauds arrivent dans l'évaporateur : mais où et comment ?

Vous avez le droit de réfléchir à la réponse avant de tourner la page.

Les gaz chauds arrivent à l'évaporateur sur un té ***(repère 4)*** placé entre le détendeur et le distributeur de liquide de façon à répartir correctement les gaz.

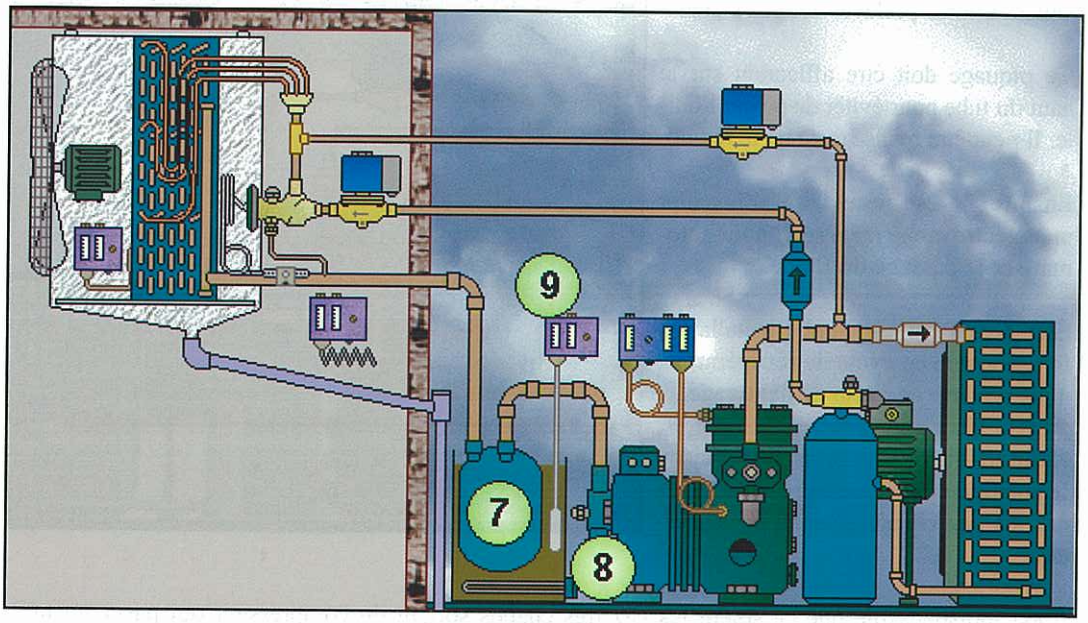


Notez qu'il existe des tés spéciaux qui permettent une distribution annulaire et favorisent une bonne répartition (voir : *problèmes liés à l'injection après le détendeur, page 224*).

Le thermostat de surface ***(repère 5)*** mesure la température des ailettes et commande la fin du cycle dégivrage.

Le thermostat d'ambiance ***(repère 6)*** assure la régulation de température de la chambre.

Les gaz chauds qui arrivent dans l'évaporateur " froid " vont se désurchauffer et se condenser pendant l'opération de dégivrage. Comme les ventilateurs sont obligatoirement à l'arrêt, il y a un gros danger de coups de liquide pour le compresseur.



C'est pourquoi on installe une bouteille anti-coups de liquide ***(repère 7)*** à l'aspiration du compresseur (voir page 328). Au moment du dégivrage, les ventilateurs étant à l'arrêt, la quantité de liquide qui arrive à la bouteille risque d'être importante. Aussi, pour éviter les débordements, la bouteille anti-coups de liquide est plongée dans un bain-marie maintenu à environ 30°C par un thermostat ***(repère 9)*** commandant une résistance électrique ***(repère 8)***. On rempli généralement le bain marie avec de l'huile car de l'eau réchauffée s'évaporait très vite et le bain serait alors très rapidement vide !

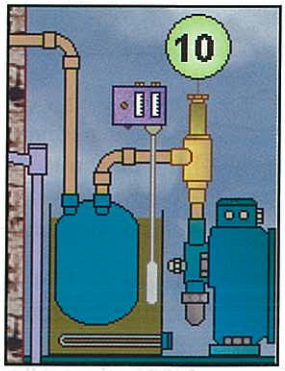
On comprend aisément que le dégivrage par gaz chauds ne peut se faire que si le compresseur est en fonctionnement. Aussi, quand l'horloge donne l'ordre de dégivrer, si le compresseur est à l'arrêt en régulation, le dispositif de dégivrage doit lui permettre de démarrer quand même, en maintenant à l'arrêt les ventilateurs de l'évaporateur. Bien évidemment, si le compresseur est à l'arrêt par une sécurité, il ne doit en aucun cas démarrer.

Ce système de dégivrage est particulièrement intéressant dans les grandes chambres froides lorsque plusieurs évaporateurs sont raccordés sur le même groupe de condensation. En effet, il permet alors de dégivrer les évaporateurs *les uns après les autres* et donc de mieux maîtriser la température ambiante.

A propos, peut-on utiliser le procédé de dégivrage par gaz chauds sur un circuit possédant un seul évaporateur ? *Essayez d'y réfléchir avant de continuer...*

Pendant le dégivrage, l'électrovanne liquide est fermée et l'évaporateur n'est plus alimenté que par un petit débit de gaz chauds. Le compresseur continuant d'aspirer normalement, la pression d'aspiration diminue très fortement. Mais, si la pression dans l'évaporateur vient à chuter en-dessous de 0°C (pour le fluide utilisé), *il ne sera plus possible de dégivrer correctement.*

C'est aussi pour cette raison que dans les grandes chambres froides, il est conseillé de ne pas dégivrer plus d'un quart ou d'un tiers de la surface d'évaporation de l'installation (par exemple, s'il y a 3 évaporateurs, il faut les dégivrer les uns après les autres). De plus, si la surface à dégivrer est trop importante, le temps nécessaire au compresseur pour faire redescendre la BP après un dégivrage risque d'être très long. Le compresseur risque donc une surcharge et une coupure en sécurité thermique.

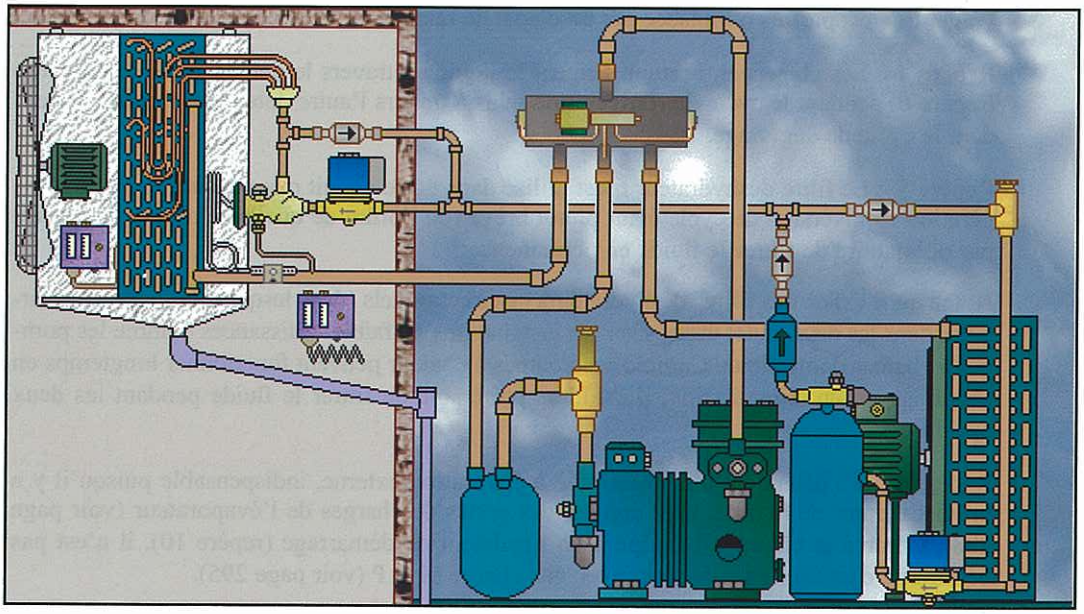


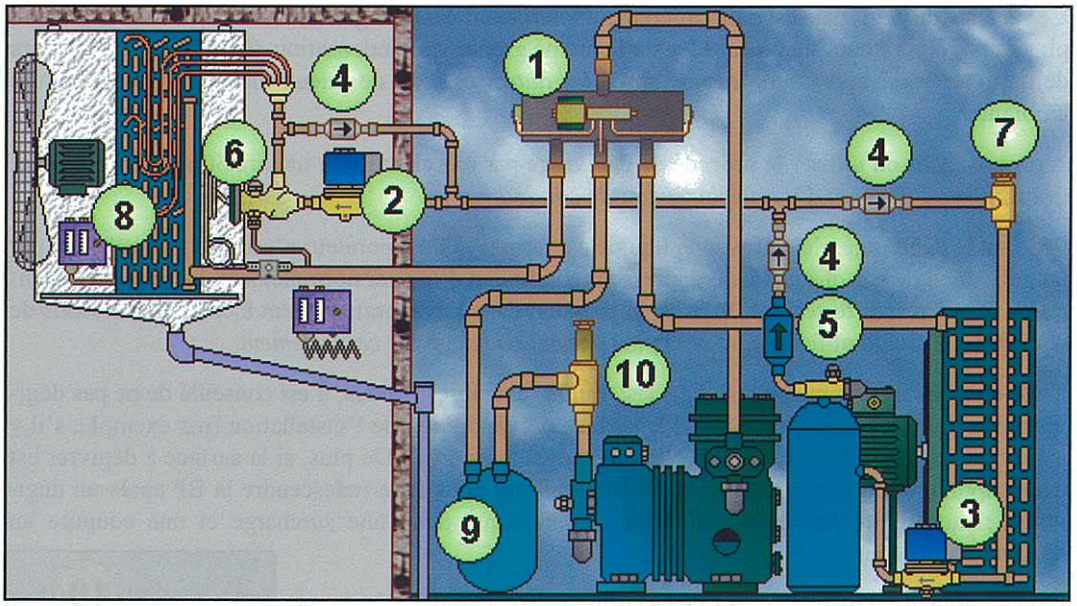
L'installation d'un détendeur M.O.P ne suffira pas et il faudra rajouter un régulateur de démarrage ***(repère 10)*** à l'aspiration (vous pouvez utilement réviser : *régulateurs de démarrage, page 299 et charge MOP, page 295*).

En résumé, dans le cas d'un circuit avec un seul évaporateur, il est préférable de faire un dégivrage par inversion de cycle.

Le dégivrage par inversion de cycle :

Nous avons déjà étudié en détails (voir pages 325 et suivantes) le fonctionnement de la vanne 4 voies d'inversion de cycle. Alors, essayez de comprendre le circuit frigorifique ci-dessous avant de tourner la page.





- Repère 1 : La vanne d'inversion de cycle permet d'inverser le sens de passage du fluide et le rôle des échangeurs. Pendant toute la durée du dégivrage, l'évaporateur sert de condenseur puisqu'il est alimenté par les gaz de refoulement (ce qui permet son dégivrage). Comme dans le cas des dégivrages par résistance éléctriques ou par gaz chauds, les ventilos-évaporateur sont à l'arrêt.

- Repère 2 : L'électrovanne liquide permet d'arrêter le compresseur par tirage au vide afin de faciliter le retour d'huile.

- Repère 3 : L'électrovanne repère 3 est de type N.O (Normalement Ouverte). Cela signifie, à l'inverse de l'électrovanne liquide, qu'elle est ouverte hors tension et qu'il faut l'alimenter pour la fermer. Son rôle est d'empêcher le fluide contenu dans le réservoir de liquide de noyer le "condenseur" qui doit assurer la fonction d'évaporateur pendant le cycle de dégivrage. Elle est parfois remplacée par un clapet de retenue.

- Repère 4 : Les clapets anti-retour dirigent le liquide à travers le détendeur de la chambre (repère 6) pendant le cycle de réfrigération mais à travers l'autre détendeur (repère 7) pendant le cycle de dégivrage.

- Repère 5 : Le filtre déshydrateur n'est utilisé dans notre circuit que pendant le cycle réfrigération : l'inversion de cycle étant plutôt brève (de l'ordre de quelques minutes), il n'est pas obligatoire de filtrer le fluide en permanence.

  Notez qu'il existe des filtres déshydrateurs bi-directionnels (dans lesquels le fluide peut circuler dans les deux sens) utilisés sur les installations de faibles puissances comme les pompes à chaleur domestique. Comme ces pompes à chaleur peuvent fonctionner longtemps en chauffage ou en climatisation, il est alors préférable de filtrer le fluide pendant les deux cycles.

- Repère 6 : Le détendeur thermostatique à égalisation externe, indispensable puisqu'il y a un distributeur de liquide, tient compte des pertes de charges de l'évaporateur (voir page 288). Comme le circuit est équipé d'un régulateur de démarrage (repère 10), il n'est pas nécessaire d'utiliser un détendeur avec une charge M.O.P (voir page 295).

- Repère 7 : C'est un détendeur automatique (appelé aussi pressostatique, voir page 309) utilisé uniquement en cycle de dégivrage. Nous aurions pu utiliser un détendeur thermostatique pour optimiser la puissance du condenseur, mais dans ce cas il serait impératif d'utiliser un détendeur M.O.P pour éviter les surpressions dans le train thermostatique durant le cycle de réfrigération.

- Repère 8 : Le thermostat de fin de dégivrage mesure la température de surface des ailettes et arrête le cycle pour une température d'une dizaine de °C. Le bulbe et le corps du thermostat pouvant être à des températures très différentes, il est nécessaire d'utiliser un thermostat à franchissement d'ambiance (voir page 438). Lorsque le cycle de dégivrage est terminé, si le thermostat d'ambiance n'est pas en demande, le dispositif de dégivrage doit obliger le compresseur à fonctionner en cycle de réfrigération pour permettre le séchage de l'évaporateur avant le redémarrage des ventilateurs.

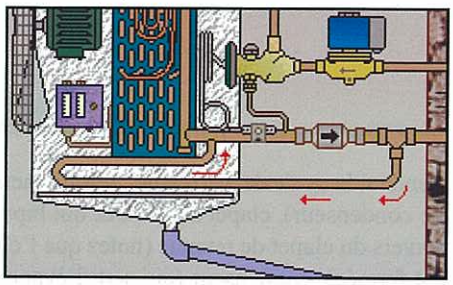
A noter : Pour régler les cycles de dégivrage, une bonne technique consiste à pulvériser de l'eau sur l'évaporateur afin de provoquer son givrage (on peut utiliser un flacon muni d'un pulvérisateur tel que ceux utilisés pour nettoyer les vitres). Quand l'évaporateur est bien givré, on provoque un dégivrage (voir page 811 le problème posé par les fluides à fort glissement).

Cela permet de vérifier que tout se passe normalement mais aussi d'apprécier la durée du dégivrage ainsi que la dernière partie de l'évaporateur qui dégivre : c'est dans cette zone qu'il faudra installer le bulbe du thermostat de fin de dégivrage.

- Repère 9 : La bouteille anti-coup de liquide (voir page 328) protège le compresseur de tout retour de fluide à l'état liquide au moment des inversions de cycles car alors le (ou les) détendeurs thermostatiques sont grands ouverts.

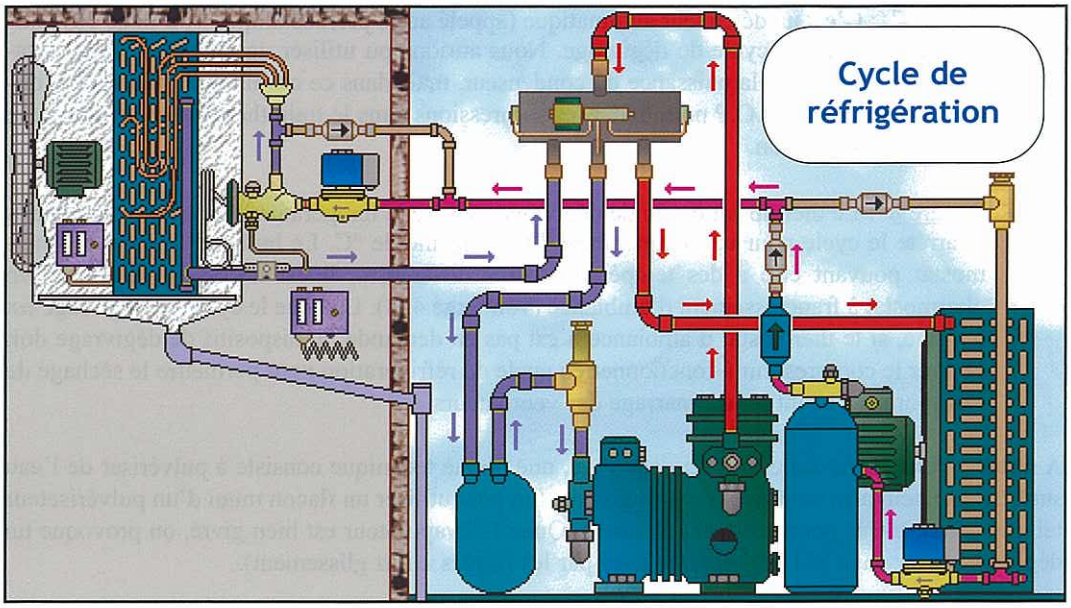
- Repère 10 : Le régulateur de démarrage maintient une pression d'aspiration constante même après un cycle de dégivrage. En effet, les dégivrages par gaz chauds, que ce soit par injection ou par inversion sont rapides et efficaces mais ils remplissent l'évaporateur de fluide à une température positive (>0°C), et donc à une pression bien supérieure à la pression de fonctionnement normale (–30°C par exemple). Durant tout le temps de la descente à la pression normale de fonctionnement, si la pression d'aspiration reste trop élevée, le compresseur est en surcharge. C'est pour cette raison qu'il est fortement conseillé d'utiliser un régulateur de démarrage (voir page 299).

Quelques particularités :

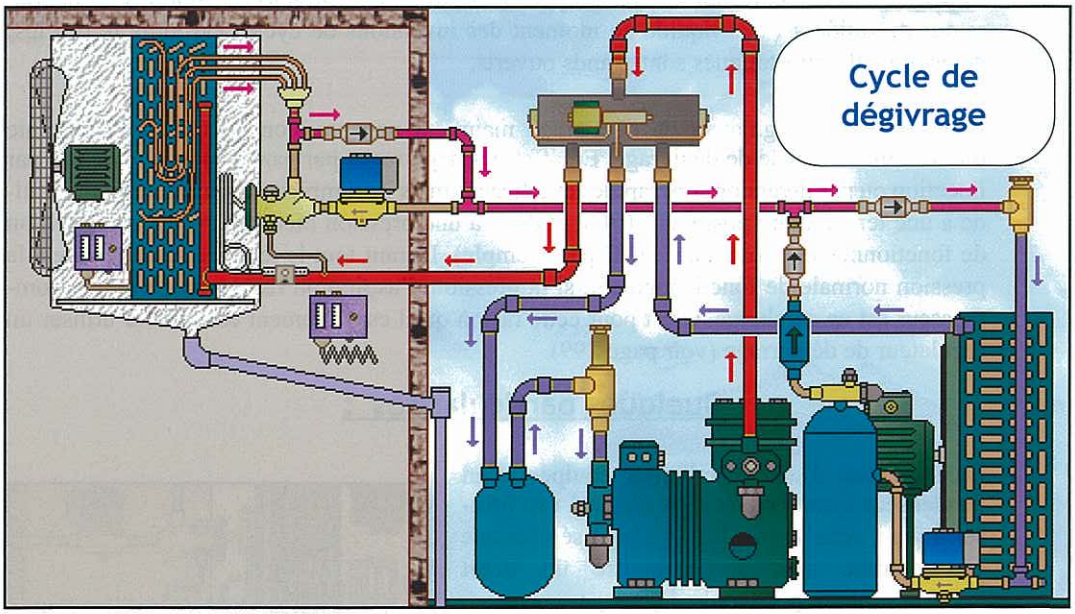


- Dans le cas d'une installation équipée d'un condenseur à eau perdue avec vanne à eau pressostatique, cette vanne doit être bipassée par une électrovanne afin de permettre un débit d'eau maximum pendant le dégivrage.

- Contrairement au dégivrage par injection de gaz chauds, l'inversion de cycle ne nécessite pas de tuyauterie supplémentaire, ce qui peut avoir son importance. Enfin, pour éviter d'utiliser une résistance de bac pendant les dégivrages, il est possible d'ajouter un clapet anti-retour pour forcer le passage des gaz chauds dans une tuyauterie de réchauffage du bac.



Le fluide frigorigène suit le cycle normal de réfrigération (suivez les flèches) : refoulement du compresseur, vanne quatre voies, condenseur, réservoir de liquide (la vanne N.O est ouverte), déshydrateur, clapet de retenue, électrovanne liquide, détendeur thermostatique, évaporateur, vanne quatre voies, bouteille anti-coup de liquide, régulateur de démarrage et aspiration du compresseur.



Pendant le cycle de dégivrage : refoulement du compresseur, vanne quatre voies, évaporateur (qui sert de condenseur), clapet anti-retour qui bipasse le détendeur thermostatique, détendeur automatique au travers du clapet de retenue (notez que l'électrovanne N.O étant sous tension durant le dégivrage, elle est fermée), condenseur (qui sert d'évaporateur), vanne quatre voies, bouteille anti-coup de liquide, régulateur de démarrage et aspiration du compresseur.

FROID COMMERCIAL : QUESTIONS DIVERSES

QUELS TYPES DE THERMOSTATS UTILISE-T-ON ?

Pour réguler correctement la température d'une chambre froide, il est primordial de bien choisir l'emplacement du thermostat afin qu'il ne soit pas influencé par de l'air sortant de l'évaporateur (ce qui générerait des courts-cycles du compresseur). Il ne doit pas non plus être placé trop près de la porte de la chambre, ce qui pourrait, à chaque ouverture, provoquer un démarrage intempestif du compresseur. Il est préférable de l'installer à proximité de l'entrée d'air de l'évaporateur et de ne pas le fixer directement sur la paroi de la chambre mais plutôt d'intercaler une plaque isolante.

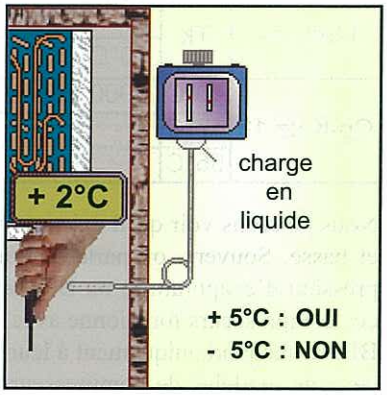
Les trains thermostatiques des thermostats sont remplis de fluide qui se dilate ou se contracte en fonction de la température du bulbe, exactement de la même façon qu'un train thermostatique de détendeur. Les mêmes problèmes risquent donc de se poser (voir : *problème du train thermostatique du détendeur, page 293*).

Pour résumer, on peut rencontrer 3 types principaux de charges :

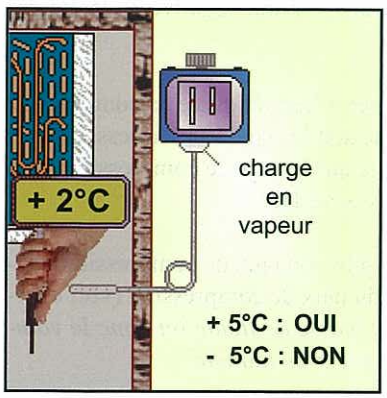
1) La charge en liquide :

Ce type de charge est préférable quand les variations de températures de la chambre sont rapides (supérieures à environ 0,2°C par minute), mais le bulbe doit obligatoirement être plus froid que le corps du thermostat pour éviter toute migration.

Si la température à l'extérieur de la chambre reste toujours supérieure à la température intérieure, on peut y installer le thermostat. Pour ne pas parasiter la mesure, il est recommandé d'éviter tout contact entre le tube capillaire du train thermostatique et les tuyauteries frigorifiques, notamment la tuyauterie d'aspiration.



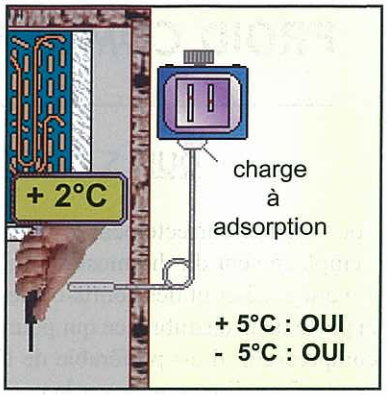
2) La charge en vapeur :



Ce type de charge est plutôt utilisé pour les basses températures à lentes variations (inférieures à 0,2°C par minute), par exemple pour les grands volumes. Les thermostats à charge vapeur sont soumis aux mêmes règles de montage que leurs cousins à charge liquide : le bulbe doit obligatoirement rester plus froid que le corps du thermostat pour éviter toute migration.

Dans l'exemple, avec une température de +2°C dans la chambre, si la température ambiante autour du thermostat risque de descendre en-dessous de cette valeur (en hiver par exemple), il ne faut pas utiliser ce type de charge.

3) La charge à adsorption :



On utilise ce type de charge (voir page 294) dans le cas où le bulbe risque d'être soumis à une température supérieure à celle du thermostat (par exemple, un thermostat de fin de dégivrage dans une chambre froide négative).

L'avantage de ce type de charge est que le train thermostatique ne contenant absolument pas de liquide, aucune migration de fluide n'est possible. Le thermostat fonctionne donc tout à fait normalement quelles que soient les températures respectives du corps et du bulbe. ***Ce type de thermostat est souvent appelé thermostat à franchissement d'ambiance.***

POURQUOI DES COMPRESSEURS HP, MP, BP ?

Les principes technologiques d'un compresseur à pistons sont rigoureusement identiques qu'il soit utilisé en froid commercial ou en climatisation. Cependant, il y a quelques spécificités liées aux conditions de fonctionnement. Regardons d'un peu plus près le tableau que vous avez déjà utilisé page 422, lorsque vous avez sélectionné un compresseur.

Tableau de sélection des compresseurs au R22 (Puissances exprimées en Watts)

Modèles	Tk	Haute T_0			Moyenne T_0			Basse T_0			
		10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C
Cp-Kotz 18	40°C	3900	3450	2950	2470	2050	1680	1350	1050	-	-
	47°C	-	-	2630	2200	1820	1480	1170	-	-	-
	55°C	-	-	-	2020	1640	1360	-	-	-	-

Nous pouvons voir qu'il existe trois familles de température d'évaporation (T_0) : haute, moyenne et basse. Souvent, on parle de compresseurs HP (haute pression d'évaporation), MP (moyenne pression d'évaporation) ou BP (basse pression d'évaporation). Il est bien entendu que chacun de ces compresseurs fonctionne avec une HP et une BP, l'appellation qui leur est donnée (HP, MP ou BP) correspond uniquement à leur pression d'aspiration. Cependant, *certaines cases sont vides* car certains modèles de compresseurs ne supporteraient pas longtemps une BP trop faible ou trop élevée.

Pour simplifier, nous pouvons attribuer une application à chacun de ces compresseurs : HP pour la climatisation, MP pour la réfrigération positive et BP pour la réfrigération négative ou la congélation.

Comme vous le savez, dans les compresseurs hermétiques ou semi hermétiques, ce sont les gaz aspirés qui refroidissent le moteur électrique. Cependant quel que soit le type de compresseur (HP, MP, BP) la pression de condensation sera identique. Cela implique que le taux de compression d'un compresseur BP sera beaucoup plus élevé que celui d'un compresseur HP.

Ainsi, plus la pression d'aspiration d'un compresseur diminue et plus son taux de compression augmente. Mais le débit masse de fluide aspiré dépend directement du taux de compression (voir exercice page 42). *C'est pourquoi, plus la BP diminue, plus le débit masse de fluide (et donc le volume de vapeurs aspirées) diminue et plus le refroidissement du moteur se fait mal.*

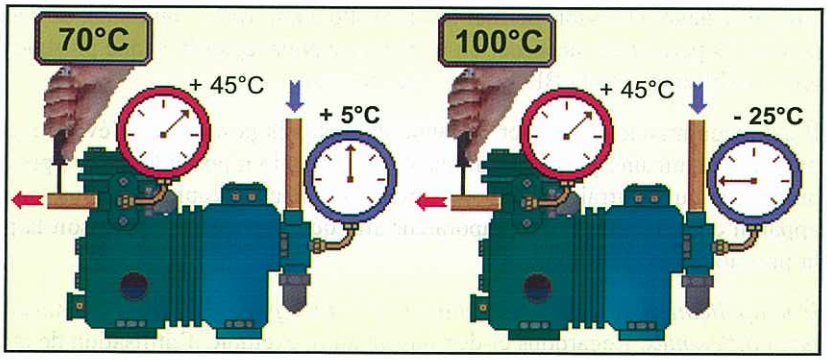
Nous savons que plus la BP diminue et plus la puissance frigorifique diminue (voir page 41). Observez à nouveau les performances du compresseur Cp-Kotz 18 dans le tableau ci-contre : vous comprendrez mieux pourquoi sa puissance passe de 3900 W à +10°C/+40°C à seulement 1050 W à –25°C/+40°C (soit près de quatre fois moins !).

Pour améliorer le rendement des compresseurs BP, les constructeurs cherchent à réduire l'inertie des clapets (par exemple en les allégeant) pour minimiser les retards à l'ouverture. De plus, les moteurs électriques étant moins bien refroidis en régime BP, leur fabrication est beaucoup plus soignée. C'est pourquoi le compresseur cp-kotz 18 est inadapté quand la BP est trop faible ou la HP trop élevée.

Alors, si on souhaite qu'un compresseur puisse fonctionner longtemps sans problème, il est préférable de ne pas se tromper au moment de sa sélection !

La diminution de la température d'évaporation pose un autre problème : à température de condensation constante, plus la température d'évaporation est faible, plus le débit masse de fluide diminue *et plus la température de refoulement augmente.* Selon la température d'évaporation et le fluide utilisé, la température de refoulement risque de dépasser les limites de l'acceptable.

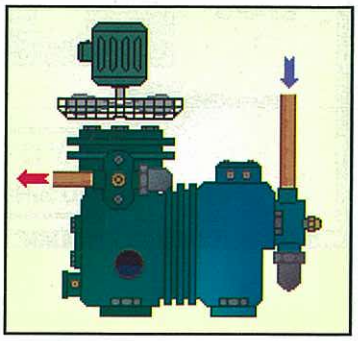
Avec du R22 et une HP de 45°C, la température de refoulement passe de 70°C (si To = +5°C) à environ 100°C quand To = -25°C.



Avec du R 404A, la température de refoulement ne serait que de 55°C dans le premier cas et de 70°C dans le second : cela explique le succès de ce fluide qui se comporte beaucoup mieux que le R22 en basse température.

Pour rappel, une température de refoulement trop élevée risque d'affecter gravement la qualité de l'huile, ce qui conduit inévitablement à un grillage du compresseur. Du reste, certains constructeurs équipent la culasse d'une sonde thermométrique qui coupe le compresseur quand la température de refoulement dépasse un maximum toléré (généralement aux alentours de 100°C).

C'est pourquoi on rencontre des compresseurs (surtout BP) équipés d'un ventilateur dont le rôle est de refroidir la culasse. Cependant, l'efficacité d'un tel système reste réduite.



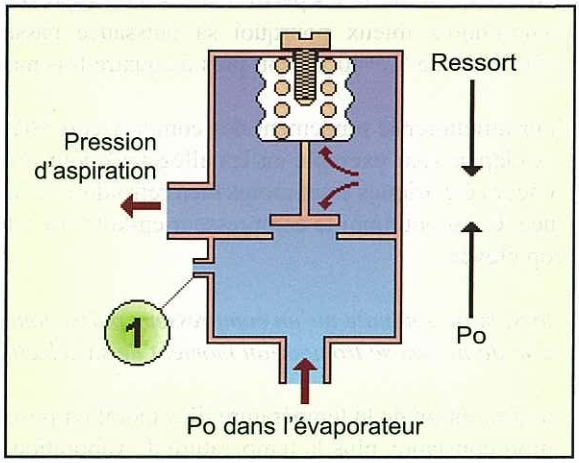
On peut aussi utiliser des compresseurs bi-étagés spécialement conçus pour réduire le taux de compression et donc les températures de refoulement.

Dans certains cas critiques, on peut rencontrer un détendeur d'injection utilisé pour réduire la température de refoulement (voir page 222) ou son équivalent plus moderne "d'injection électronique" utilisant un principe analogue, comme le système "Demand cooling" de Copeland.

A QUOI SERT LA VANNE A PRESSION CONSTANTE ?

L'entrée de cette vanne est raccordée sur la sortie de l'évaporateur. La sortie de la vanne est reliée à l'aspiration du compresseur. Par construction, la surface du soufflet et celle du clapet sont identiques. Ainsi, la pression d'aspiration poussant le soufflet vers le haut et le clapet vers le bas *avec la même force*, elle n'intervient pas dans le positionnement de la vanne, quelle que soit sa valeur.

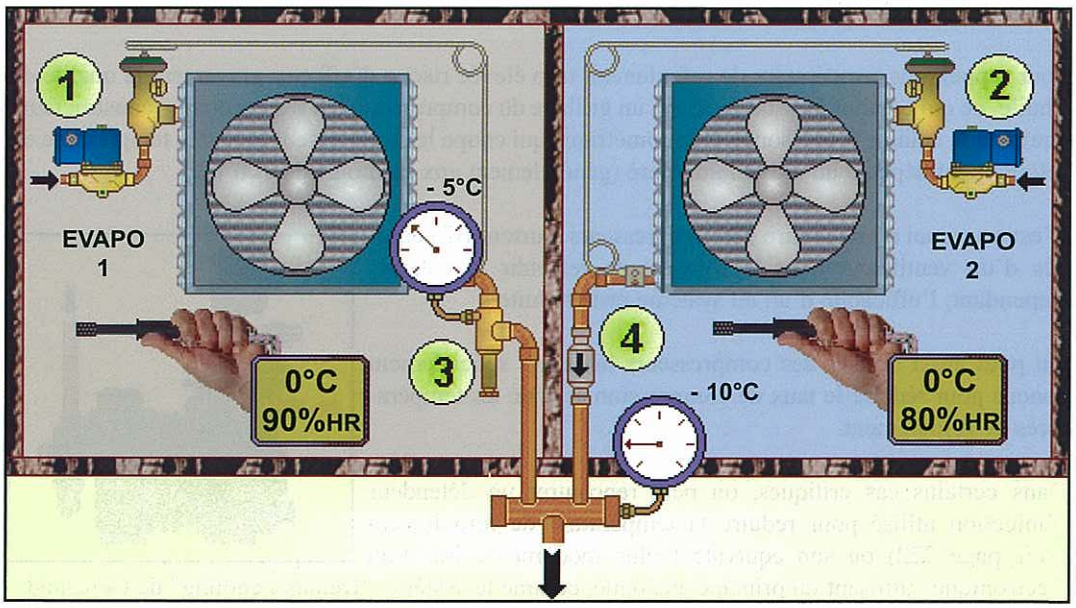
Il ne reste donc plus que 2 forces antagonistes en présence : la force du ressort qui lutte contre la force due à la pression Po dans l'évaporateur.



Si Po diminue, la force du ressort devient prépondérante et la vanne à pression constante se ferme, ce qui permet à Po dans l'évaporateur de remonter. A l'inverse, quand Po augmente, la vanne s'ouvre et permet au compresseur d'aspirer à nouveau dans l'évaporateur, ce qui réduit Po. Ainsi, un simple réglage du ressort permet de régler Po à *une valeur minimum désirée.* La prise de pression ***(repère 1)*** permet de raccorder un manomètre pour régler la vanne puisque la BP du coté évaporateur est différente de la BP du coté compresseur.

Il est recommandé de monter la vanne le plus près possible de l'évaporateur dans lequel on souhaite maintenir une pression minimale, et le plus loin possible du compresseur afin de limiter les pulsations qui pourraient "fatiguer" prématurément la vanne. De plus, on ne doit installer aucun appareil entre la vanne et l'évaporateur afin que la pression réglée soit la plus proche possible de la pression d'évaporation.

Une application de cette vanne a déjà été traitée page 201, avec 2 points de froid à des températures différentes. Regardons ci-dessous un autre exemple d'utilisation de la vanne à pression constante.



On désire maintenir 0/+1°C dans une chambre à poissons (évapo 1) et 0/-2°C dans une chambre à jambon (évapo 2). Il n'est bien sûr pas recommandé de conserver ces 2 produits dans la même chambre, à cause des problèmes d'odeurs.

Les températures sont peu différentes et à priori, cela ne devrait pas poser de problème mais voilà, il faut une hygrométrie de 90% pour conserver le poisson et de 80% pour le jambon ! Le tableau des hygrométries obtenues en fonction du $\Delta\theta$ total à l'évaporateur de la page 421 nous indique qu'il faut un $\Delta\theta$ total de 5°C pour obtenir une hygrométrie de 90%, mais de 9°C pour obtenir 80%.

En conclusion, il faut évaporer à -5°C dans l'évaporateur n°1 et à environ -10°C dans l'évaporateur n°2 : les 2 chambres étant raccordées sur le même compresseur, cela semble à priori difficile à obtenir. Comment allons-nous procéder ?

Chaque évaporateur est alimenté par l'intermédiaire d'une vanne électromagnétique commandée par un thermostat d'ambiance ***(repères 1 et 2)***. Une vanne à pression constante ***(repère 3)*** est montée sur l'aspiration du poste avec la plus forte température d'évaporation *(poste le plus " chaud ")*. En maintenant To à -5°C au minimum, elle permet de maintenir une hygrométrie satisfaisante dans la chambre froide n°1, quelles que soient les conditions de fonctionnement.

Mais, si le poste 1 est en service tandis que le poste 2 est à l'arrêt, une partie des vapeurs "chaudes" sortant de la vanne à pression constante risque d'aller se condenser à l'intérieur de l'évaporateur du poste 2 dont la température est beaucoup plus fraîche. Cette forte accumulation de liquide dans l'évaporateur 2 risque, à la remise en service de ce poste, de provoquer un gros afflux de liquide dans l'aspiration et donc un violent coup de liquide au compresseur.

Pour éviter ce risque, il faut toujours installer un clapet de retenue ***(repère 4)*** à la sortie de l'évaporateur à plus faible To *(" poste le plus froid ")*.

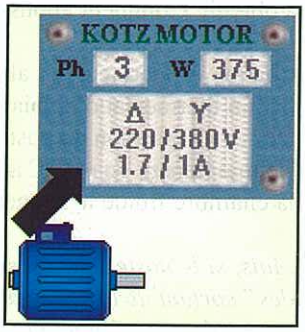
Ainsi, une vanne à pression constante peut être utilisée non seulement quand 2 postes sont à des températures différentes, mais également quand c'est leur hygrométrie qui diffère.

LES MOTEURS TRIPHASÉS : GÉNÉRALITÉS

Avant d'aborder les problèmes liés au démarrage des moteurs triphasés couramment utilisés en froid et climatisation, il semble utile de rappeler quelques généralités.

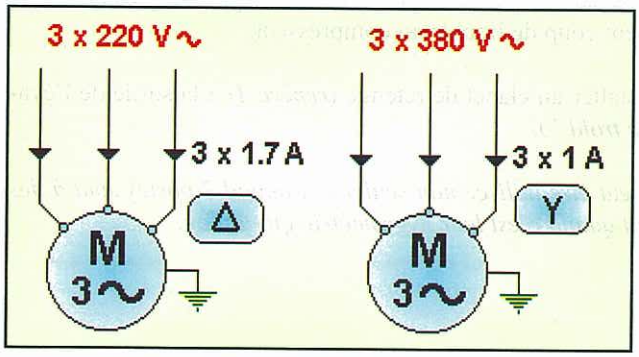
En préambule, *ne perdons jamais de vue* qu'on ne fait jamais tourner un moteur uniquement pour le seul plaisir de le voir tourner car il faudra bien payer la consommation électrique. L'énergie absorbée par un moteur doit donc avoir *un rôle utile*, par exemple servir à entraîner une machine (compresseur, ventilateur, pompe...).

A présent, observons le petit moteur ci-contre et essayons de clarifier les inscriptions gravées sur sa plaque signalétique.



Ph 3 - W 375 : il s'agit d'un petit moteur triphasé capable de fournir une puissance utile de 375 W sur son arbre.

220 / 380 V : il s'agit d'un moteur bi-tension pouvant être raccordé soit sous une tension triphasée de 220 V (en triangle Δ), soit sous une tension triphasée de 380 V (en étoile Y).

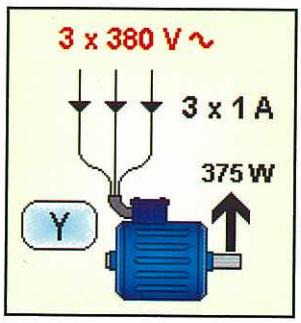


1,7 / 1 A : *dans ses conditions de fonctionnement nominal*, le moteur tirera une intensité de 1,7 A s'il est raccordé en Δ (sous 220 V) et une intensité de 1 A si on le raccorde en Y (sous 380 V).

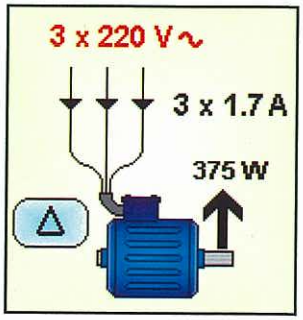
Admettons qu'on utilise ce moteur pour entraîner un compresseur. A ce moment, rappelons-nous que si la HP varie, l'énergie que doit fournir le moteur varie et l'intensité absorbée varie également. *(voir influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43)*. Si la HP augmente, l'intensité augmente et inversement.

A un moment donné, l'intensité effectivement absorbée par un moteur correspond donc rarement à l'intensité indiquée sur la plaque signalétique. **Cependant, l'intensité absorbée ne devrait jamais dépasser l'intensité plaquée** (voir : *problèmes électriques divers, page 381*).

En clair, couplé en étoile et raccordé sous 380 V triphasé, ce moteur n'absorbera une intensité de 1 A que lorsqu'il fournira une puissance effective de 375 W sur son arbre.



De la même manière, couplé en triangle et raccordé sous 220 V triphasé (ce qui est une tension d'alimentation plutôt rare de nos jours), le moteur tirera une intensité de 1,7 A uniquement lorsqu'il fournira une puissance de 375 W sur son arbre.



Bien que l'objectif de ce manuel ne soit pas de se livrer à de savants calculs, rappelons-nous que la puissance absorbée par un moteur *triphasé* peut être calculée par la formule : $P = U.I.\sqrt{3}.\cos\varphi$.

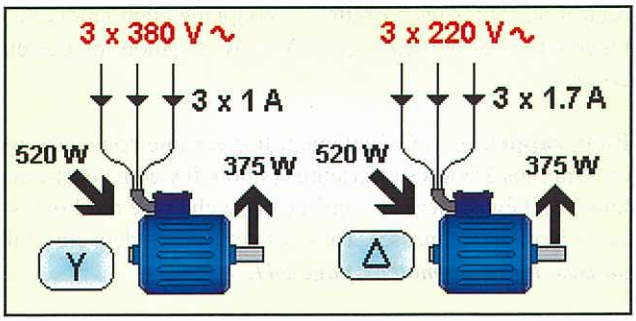
Sans grand risque de se tromper, admettons pour ce petit moteur un $\cos\varphi$ (facteur de puissance) de l'ordre de 0,8 et calculons la puissance qu'il absorbe réellement sur le réseau conformément aux indications de sa plaque signalétique :

- **Alimenté en 220 V triphasé** (et donc couplé en Δ), le moteur tire sur le réseau une intensité de 1,7 A.
  Il absorbe donc une puissance d'environ 220 x 1,7 x √3 x 0,8 = 520 W.

- **Alimenté en 380 V triphasé** (et donc couplé en Y), il ne tire plus sur le réseau qu'une intensité de 1 A.
  Il absorbe alors une puissance d'environ 380 x 1 x √3 x 0,8 = 520 W.

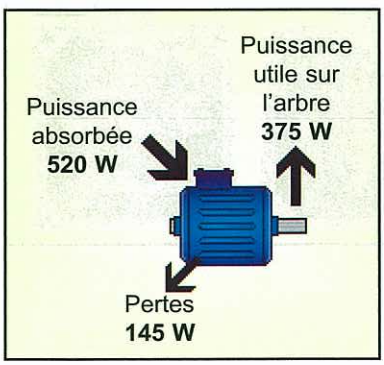
On peut tirer de ces calculs 2 remarques très intéressantes :

1) Le moteur absorbe (aux arrondis près) et fournit exactement la même puissance quelle que soit sa tension d'alimentation (bien sûr, le choix du couplage Δ ou Y doit être adapté à la tension, sinon le moteur risque de "griller ").
Nous apporterons très bientôt quelques éclaircissements à ce sujet.



2) La puissance absorbée par le moteur (ici, 520 W) est supérieure à la puissance utile (ici, 375 W) indiquée sur la plaque signalétique, cette puissance plaquée étant la puissance maximum qui peut réellement être disponible sur l'arbre du moteur.

En ce qui concerne ce dernier point, ne perdons pas de vue que les enroulements d'un moteur sont constitués de vulgaires fils de cuivre. C'est pourquoi, traversés par un courant, les enroulements se comportent exactement comme un radiateur électrique : ils s'échauffent. Une partie de l'énergie absorbée ne sert donc pas à assurer la rotation du moteur mais provoque un échauffement parasite des enroulements : *cette énergie est donc perdue.*

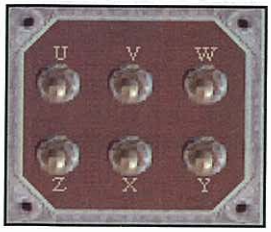


Dans notre exemple, le moteur absorbe 520 W sur le réseau mais il ne restitue que 375 W sur son arbre. Les pertes sont donc de 520 - 375 = 145 W qui ne servent qu'à chauffer l'air ambiant.

Pour rappel, le rendement (η) d'un moteur est égal à : Puissance utile / Puissance absorbée. Dans notre exemple, le rendement $\eta = 375 / 520 = 0{,}72$.

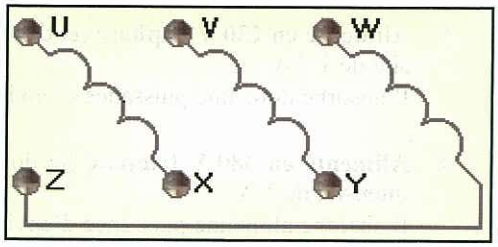
Cela signifie que seulement 72% de l'énergie absorbée par ce petit moteur est réellement utilisable sur son arbre. Cela indique aussi que 28% de l'énergie absorbée sur le réseau (et donc payée) est dissipée sans aucun effet utile.

A présent, revenons au problème du couplage des moteurs triphasés. Celui utilisé dans notre exemple jusqu'à présent est un type de moteur très couramment utilisé en Europe. En observant la plaque à bornes de ce moteur, on dénombre 6 bornes généralement nommées U-V-W et Z-X-Y.



IMPORTANT : remarquez que les bornes de la rangée du bas ne suivent pas l'ordre alphabétique XYZ (X est au milieu).

Ensuite, si on repère le câblage des enroulements à l'aide d'un ohmmètre, on trouve le résultat ci-contre.



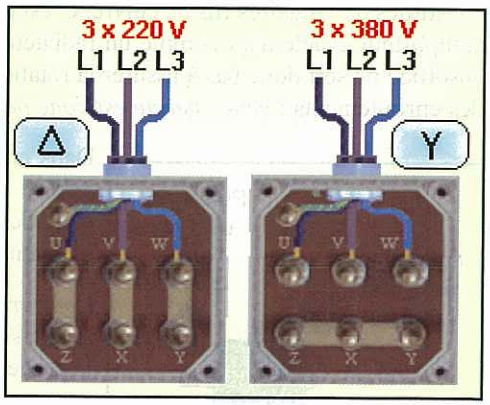
Dans ce type de moteur très courant, il y a donc 3 enroulements distincts qui sont raccordés par le fabricant entre les bornes **U-X, V-Y et W-Z.**

Attention : sur un moteur en bon état, les 3 enroulements sont rigoureusement identiques. C'est pourquoi, toutes les barrettes de couplage étant enlevées, on doit trouver la même valeur de résistance entre les bornes U-X, V-Y et W-Z (sinon, un des enroulements est soit en court-circuit, soit coupé).

Pour rappel, on doit également trouver une résistance infinie entre U et V, V et W, W et U ainsi qu'entre les 3 bornes inférieures (sinon, il y a un court-circuit entre 2 enroulements). Enfin, la résistance doit également être infinie entre chacune des bornes et la carcasse du moteur (sinon, il y a un enroulement à la masse). Tous ces défauts ont déjà été analysés dans le chapitre : *les moteurs monophasés, test d'un moteur, page 341.*

EXERCICE n°1 :

Dans le bornier du moteur, on trouve le schéma explicatif ci-contre, décrivant comment disposer les barrettes en fonction de la tension d'alimentation utilisée.



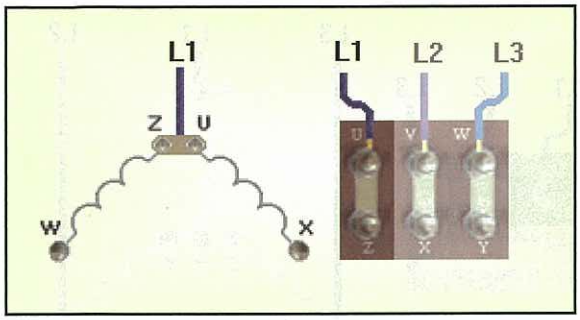
Par exemple, pour raccorder le moteur sous 220 V triphasé, il faut le coupler en triangle. Les barrettes doivent alors être positionnées entre U-Z, V-X et W-Y.

Connaissant l'implantation des enroulements (entre U-X, V-Y et W-Z), essayez de déterminer le schéma interne de ce moteur lorsqu'il est couplé en triangle (et donc alimenté en 3 x 220 V).

Correction page suivante...

Correction de l'exercice n° 1 :

Montage en triangle (Δ).

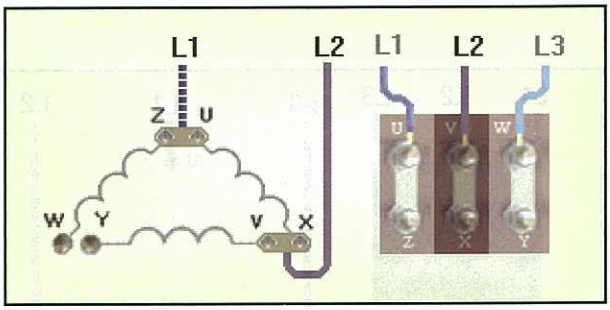


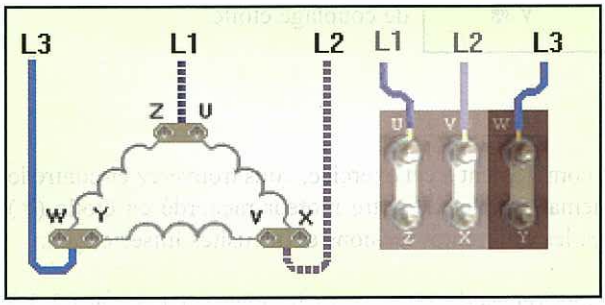
En montage triangle, le schéma de couplage indique que la phase L1 doit être raccordée sur la borne U et que les bornes U et Z doivent être reliées ensemble par une barrette.

Comme il y a un enroulement entre Z et W ainsi qu'entre U et X, le schéma complet de raccordement de la phase L1 est tel que représenté ci-contre.

A présent, regardons le raccordement de la phase L2. Cette phase doit être raccordée sur la borne V et les 2 bornes V et X doivent être reliées ensemble par une barrette.

Comme il y a un enroulement entre V et Y le schéma complet de raccordement des phases L1 et L2 devient tel que représenté ci-contre.





Pour compléter le schéma, raccordons à présent la phase L3 sur la borne W, les 2 bornes W et Y devant être reliées ensemble par une barrette.

Le schéma complet étant terminé, Vous pouvez constater que le dessin du couplage des enroulements à la forme un triangle (Δ), d'où son nom.

EXERCICE n°2 :

Maintenant, essayez de déterminer le schéma interne du moteur lorsqu'il est couplé en étoile afin d'être alimenté en 380 V triphasé.

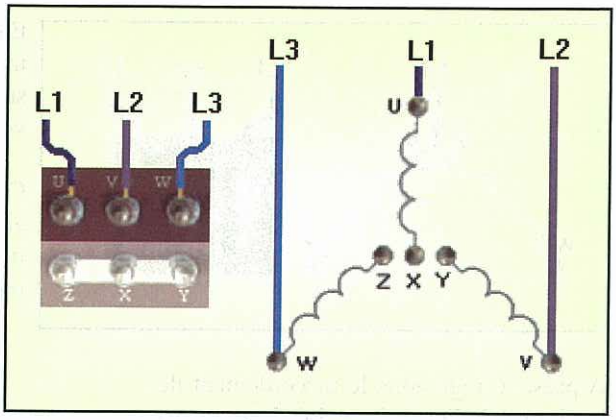
Correction page suivante...

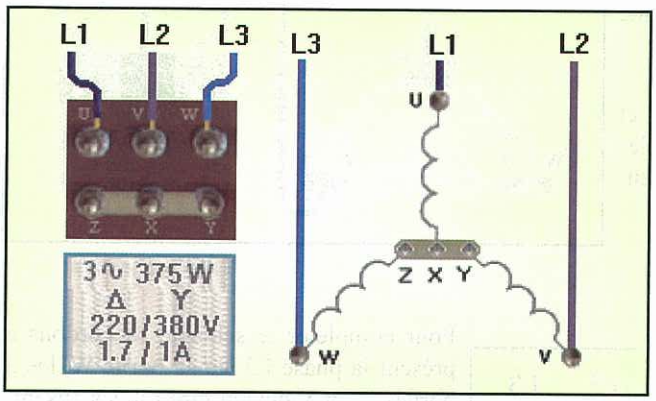
Correction de l'exercice n° 2 :

Montage en étoile (Y)

En montage étoile, le schéma de couplage indique que la phase L1 doit être raccordée sur la borne U, L2 sur V et L3 sur W.

Comme il y a un enroulement entre U et X, un second entre V et Y et un troisième entre W et Z, le schéma complet de raccordement des 3 phases est tel que représenté ci-contre.

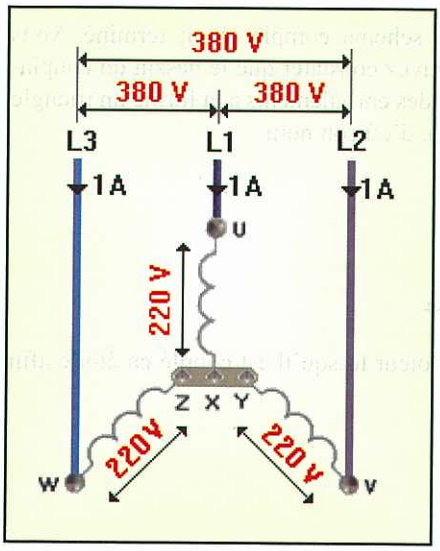




Enfin, attendu que les 3 bornes Z, X et Y doivent être reliées ensemble par des barrettes, le schéma complet prend l'aspect ci-contre.

Le dessin du couplage des enroulements à l'aspect d'un Y " à l'envers " ressemblant à une étoile à 3 branches.

C'est pourquoi on lui donne le nom de couplage étoile.



En complément à cet exercice, vous trouverez ci-contre le schéma complet de notre moteur raccordé en étoile (Y) avec les différentes tensions et intensités mises en jeu.

La tension est de 380 V entre les phases L1, L2 et L3. Le point de liaison X-Y-Z se comporte comme un neutre et la tension est de 220 V entre ce point et chacune des phases (pour rappel, 380 = 220 x √3).

L'intensité sera de 1 A dans chacune des phases si le moteur fournit sa puissance nominale de 375 W.

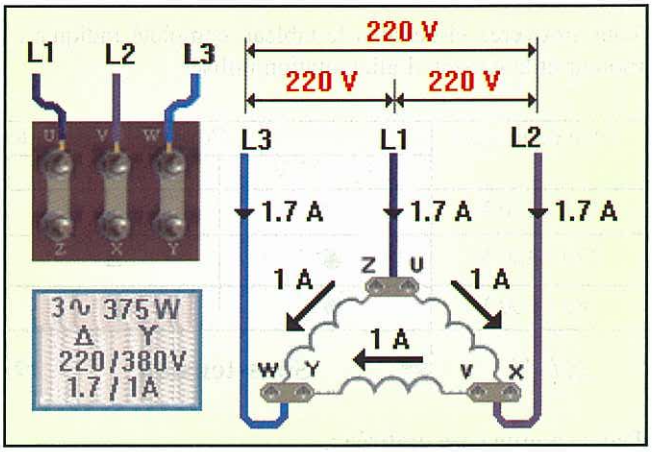
Ainsi, raccordé sous 380 V triphasé et couplé en étoile, *chacun des enroulements du moteur* est en réalité alimenté en 220 V et traversé par un courant de 1 A.

Regardons maintenant ce qui se passe en couplage triangle :

La tension est de 220 V entre les phases L1, L2 et L3 ainsi qu'aux bornes de chacun des enroulements.

L'intensité sera égale à 1,7 A dans chacune des phases si le moteur fournit sa puissance nominale de 375 W.

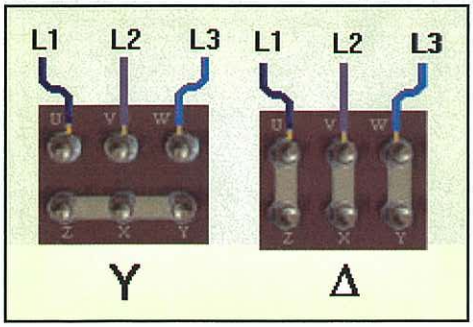
Notez que chacun des enroulements est traversé par une intensité de 1A, c'est à dire exactement la même valeur qu'en montage étoile (pour rappel $1,7 = 1 \times \sqrt{3}$).



Ainsi, raccordé sous 220 V triphasé et couplé en triangle, chacun des enroulements du moteur est en réalité alimenté en 220 V et traversé par un courant de 1 A, c'est à dire exactement les mêmes valeurs que lorsqu'il est alimenté en 380 V et couplé en étoile.

En résumé, quel que soit le couplage d'un moteur (Y ou Δ, selon la tension d'alimentation), chacun de ses 3 enroulements est alimenté exactement sous la même tension et traversé par le même courant. La puissance fournie par un moteur ne dépend donc absolument pas de son couplage.

EXERCICE N° 3 :



La moindre erreur dans le couplage d'un moteur risque d'entraîner sa destruction immédiate et irrévocable à la mise sous tension.

Pour éviter ce genre de désagrément, essayez de compléter le tableau ci-dessous en indiquant dans chaque case le couplage à réaliser (Y ou Δ) en fonction du type de moteur et de la tension d'alimentation utilisée (*correction page suivante*)...

Type de moteur Triphasé	Couplage selon la tension d'alimentation			
	3 x 127 V	3 x 220 V	3 x 380 V	3 x 660 V
127 / 220 V				
220 / 380 V				
380 / 660 V				

Correction de l'exercice n° 3 :

Vous trouverez ci-dessous le tableau complété indiquant le couplage à réaliser selon le type de moteur et la tension d'alimentation utilisée.

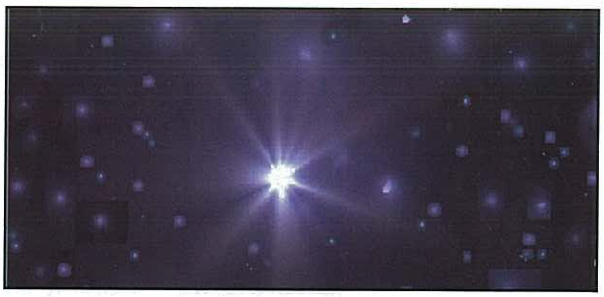
Type de moteur	Couplage selon la tension d'alimentation			
	3 x 127 V	3 x 220 V	3 x 380 V	3 x 660 V
127 / 220 V	Δ	Y	💣💣	💣💣
220 / 380 V	💣	Δ	Y	💣💣
380 / 660 V	💣	💣	Δ	Y
Δ / Y	← **Sous-tension** →		← **Surtension** →	

Dans chaque case ombrée :

- **Le signe 💣 indique une sous-tension d'alimentation.** Les conséquences d'une tension d'alimentation trop faible sont commentées page 377 (et seront précisées dans le chapitre suivant). Pour rappel, si le moteur est utilisé pour entraîner une machine à fort couple résistant (un compresseur par exemple), il ne pourra pas démarrer. Le moteur va donc " caler " en absorbant en permanence son intensité de démarrage : *il ne reste plus qu'à espérer* que les sécurités thermiques ou les protections internes couperont le moteur avant qu'il ne " grille " définitivement.

- **Le signe 💣💣 indique une surtension d'alimentation.** Les conséquences extrêmement graves d'une surtension sont commentées page 377 mais généralement ce genre d'erreur ne pardonne pas : le moteur " grille " quasi instantanément dès sa mise sous tension !

Remarquez que le moteur doit toujours être couplé en triangle (Δ) *pour la plus faible des 2 tensions indiquées sur la plaque signalétique.*



Le moteur doit toujours être couplé en **étoile** (Y) pour ***la plus haute*** des 2 tensions indiquées sur la plaque signalétique.

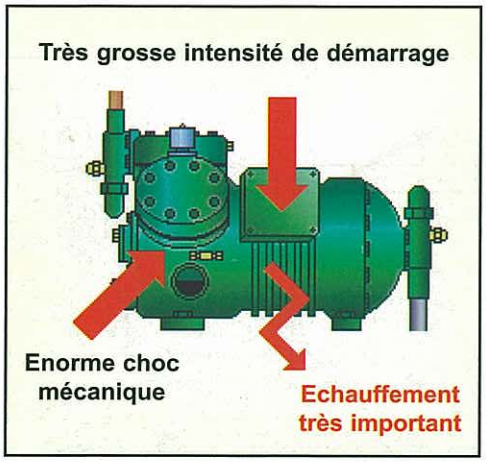
Pour vous en souvenir, **rappelez-vous** que **l'étoile est très haute** dans le ciel.

Plus **BASSE** tension	Plus **HAUTE** tension
Δ (triangle)	**Y** (étoile)

A NOTER : Nous avons utilisé des tensions de 220 V et 380 V pour des raisons de simplicité. La tension délivrée par le réseau électrique est plus souvent de 230/240 V où de 400/440 V.

PROBLÈMES DU DÉMARRAGE DES MOTEURS

Nous avons déjà évoqué les problèmes posés par le démarrage des compresseurs *(voir : pourquoi faut-il éviter les courts cycles des compresseurs, page 212 à 214).*



Pour rappel, après un arrêt prolongé, l'huile qui doit assurer la lubrification du compresseur à eu tendance à retomber *par gravité* dans le carter (les pièces mobiles sont donc plutôt *" à sec"*).
La pompe à huile ne pourra assurer son plein débit, et donc irriguer convenablement les pièces mobiles, que lorsque le compresseur aura atteint sa vitesse nominale (la mécanique va donc fonctionner " *à sec* " pendant quelques secondes).

Au moment du démarrage, le compresseur passe très rapidement de la vitesse 0 à 1450 tr/mn (ou pire encore de 0 à 2800 tr/mn, selon le modèle de compresseur). Ce choc mécanique très violent, qui se reproduit à chaque démarrage sur des pièces mobiles mal lubrifiées, entraîne à la longue une usure prématurée du compresseur.

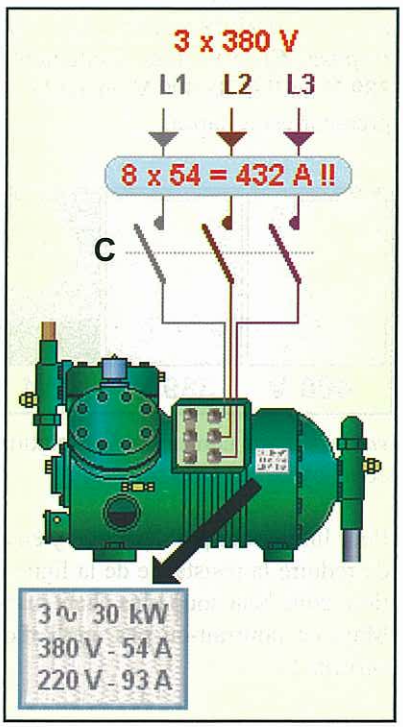
C'est donc au moment du démarrage, alors que les contraintes mécaniques sont les plus importantes, que la lubrification se fait le moins bien (c'est pourquoi on estime qu'environ 80% de l'usure mécanique des compresseurs se produit au moment des démarrages).

Nous avons également vu qu'un compresseur à moteur incorporé (appelé aussi semi-hermétique dans le langage courant) peut tirer au démarrage jusqu'à 8 fois son intensité nominale. Cela se traduit alors par un échauffement du moteur 64 fois plus important qu'en fonctionnement normal.

Ainsi, prenons le semi-hermétique ci-contre, d'une puissance nominale de 30 kW, alimenté en 3 x 380 V (et donc couplé en Y). Il tire en marche normale 54 A sur le réseau. Il peut donc tirer jusqu'à 8 fois plus, soit près de 432 A au moment du démarrage !

Bien sûr, l'importance de la surintensité et la durée du démarrage dépendent de plusieurs paramètres, en particulier du couple résistant du compresseur (selon sa technologie : pistons, scroll, vis, turbo...) et les conditions au moment du démarrage (valeurs des pressions, réduction de puissance...).

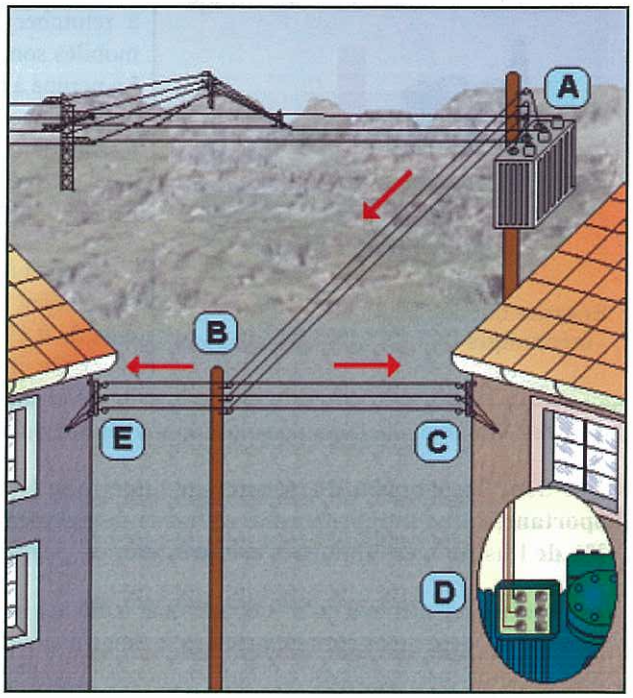
C'est pourquoi la plupart des " grillages " de compresseurs semi-hermétiques ou hermétiques se produisent précisément au moment du démarrage, alors que l'intensité absorbée est la plus importante.



Si on peut tolérer ces divers inconvénients pour des petits compresseurs de quelques kW (faible prix, faible intensité absorbée, approvisionnement rapide en cas de défaillance...), c'est tout le contraire pour des compresseurs de puissance importante. On a alors intérêt à obtenir *une montée en vitesse la plus progressive possible* (pour limiter au maximum le choc mécanique) et à *réduire l'intensité de démarrage.*

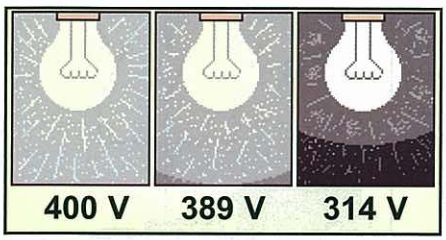
Mais l'intensité de démarrage des gros moteurs pose en plus d'autres problèmes. Reprenons notre exemple précédent avec notre compresseur de 30 kW tirant 54 A en marche et 432 A au moment du démarrage.

Regardons le schéma ci-contre symbolisant l'alimentation électrique de ce compresseur (situé dans le local ***repère D***). A la sortie du transformateur ***(repère A)*** la tension est par exemple de 400 V.



Quand le compresseur tourne, un courant de 54 A passe par **A-B-C** pour alimenter le moteur. Imaginons que la résistance des conducteurs entre **A** et **B** soit de 0,2 Ω. Il se produit alors entre les points **A** et **B** une chute de tension (U = R x I) de 0,2 x 54 = 10,8 V que nous arrondirons à 11 V.

C'est dire, quand le compresseur est en service, que la tension en **B** n'est plus que de 400 - 11 = 389 V. Bien sûr, la tension d'alimentation du voisin ***(repère E)*** est alors également de 389 V au lieu de 400 V quand le compresseur est à l'arrêt.



Les choses se compliquent quand le compresseur démarre. En effet, l'intensité de démarrage atteignant 432 A, la chute de tension entre **A** et **B** devient égale à 0,2 x 432 = 86 V. La tension en **B** (et donc chez le voisin **E**) chute alors à 400 - 86 = 314 V, ce qui provoque une perte de puissance de près de 40% sur tous les appareils électriques branchés en **E**, avec les risques que cela entraîne ! (*voir : problème des chutes de tension, page 377 et suivantes).* Pour conserver des relations de bon voisinage, il vaudrait mieux que le compresseur ne court-cycle pas trop souvent !

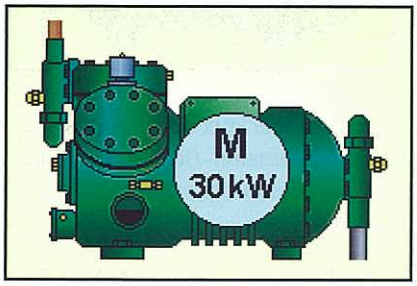
Pour limiter ces problèmes (il y en a d'autres, mais qui sortent du cadre de cet ouvrage), il suffirait de réduire la résistance de la ligne **A-B**, c'est à dire d'installer des conducteurs de plus forte section, donc beaucoup plus chers mais aussi beaucoup plus lourds (il faudrait renforcer les pylônes). Mais ne pourrait-on pas aussi réduire l'intensité de démarrage ? *Ce sera l'objet du chapitre suivant...*

DÉMARRAGE DIRECT ET DÉMARRAGE EN PART WINDING

Ce chapitre se propose d'étudier la technique de démarrage appelée " part winding ", très couramment utilisée en froid et climatisation afin de réduire les divers inconvénients que nous venons de voir.

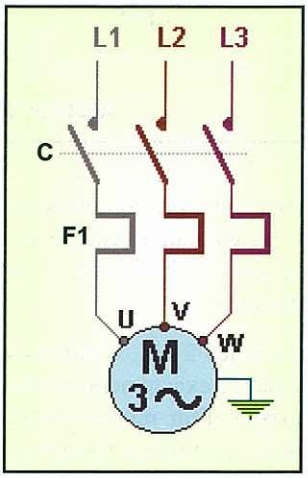
DÉMARRAGE DIRECT

Principalement utilisé sur les petits moteurs, le démarrage direct, appelé aussi par les anglo-saxons XL (Across the Line starting), est sans aucun doute le procédé le plus simple. Malheureusement, c'est aussi celui qui accumule tous les inconvénients vus dans le chapitre précédent.



Gardons l'exemple du compresseur semi-hermétique déjà étudié dans le chapitre précédent. Il est équipé d'un moteur de type européen classique de 30 kW, alimenté en 380 V et couplé en Y.

Le schéma de principe du circuit de puissance en démarrage direct est symbolisé ci-contre. Quand le contacteur **C** colle, le moteur est alimenté directement en passant par le relais thermique **F1**. L'ampleur et la durée de la surintensité dépendent alors pour beaucoup du couple résistant au moment du démarrage (voir *: influence de la HP sur l'intensité absorbée,* page 43 - voir aussi : *problèmes électriques divers,* page 378).



- *Si la HP et la BP sont égalisées,* le couple résistant est plutôt faible. La surintensité sera plus faible et le démarrage plus rapide (quelques dixièmes de seconde).

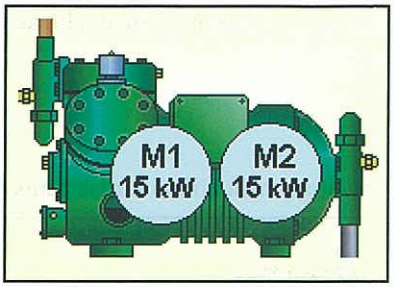
- *Si la HP est élevée et la BP faible,* le couple résistant est important. La surintensité sera très importante (jusqu'à 432 A dans notre exemple) et durera plus longtemps (de l'ordre de la seconde).

Dans les 2 cas, le moteur passera de la vitesse 0 tr/mn à sa vitesse nominale (1450 tr/mn par exemple) dans un temps relativement bref. Mais attention, plus le temps nécessaire à la montée en vitesse est court, plus le choc mécanique est violent et donc destructeur ! De plus, un courant très important est tiré sur le réseau avec tous les inconvénients vus précédemment. Pour noircir le tableau, imaginez que plusieurs moteurs de ce type démarrent en même temps !

Dès que le compresseur a terminé son démarrage et atteint sa vitesse de rotation nominale, l'intensité redevient normale. Dans notre exemple, le moteur tire au maximum 54 A, la valeur réellement absorbée dépendant principalement de la valeur de la HP (voir aussi : *comment faut-il régler un relais thermique, page 381*).

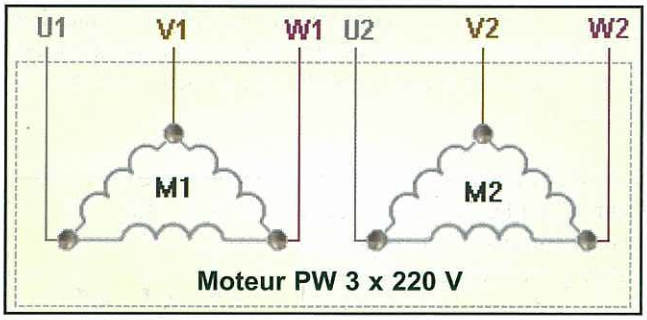
DÉMARRAGE A ENROULEMENTS FRACTIONNÉS (Part Winding)

La première idée toute simple pour limiter l'intensité de démarrage consiste, plutôt que de démarrer un gros moteur, à en démarrer 2 petits *l'un après l'autre.* Cette technique très utilisée sur de nombreux compresseurs frigorifiques est appelée démarrage à enroulements fractionnés, mais également PW (Part Winding) par les anglo-saxons.



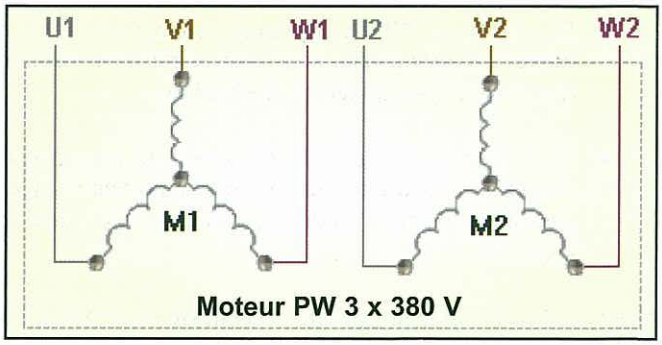
Le moteur est alors bobiné spécialement par le fabricant. Dans le cas le plus courant, 2 moteurs identiques (mais complètement indépendants) sont bobinés l'un sur l'autre pour former un moteur unique. Dans notre exemple, au lieu de bobiner un seul moteur de 30 kW, le fabricant a bobiné 2 moteurs distincts de 15 kW, ce qui donne bien à l'ensemble une puissance totale de 30 kW.

Pour limiter le nombre de bornes et simplifier le câblage, ces moteurs spéciaux sont le plus souvent mono-tension (la tension d'alimentation doit alors être précisée à la commande).



Par exemple, le moteur PW représenté ci-contre a été commandé pour une tension d'alimentation de 3 x 220 V. Les enroulements de chacun des 2 moteurs ont alors été couplés en Δ à l'intérieur du compresseur au moment de la fabrication.

Bien sûr, si le compresseur avait été commandé pour une tension d'alimentation de 3 x 380 V, le bobineur aurait couplé les enroulements de chacun des 2 moteurs en étoile.



Dans les 2 cas, 6 bornes sortent du moteur, exactement comme s'il s'agissait d'un moteur européen classique à 6 bornes. Nous avons baptisé ces 6 bornes U1, V1, W1 pour le premier moteur et U2, V2, W2 pour le second, mais ces appellations ne sont pas normalisées. En effet certains constructeurs préfèrent numéroter les bornes (1, 2, 3 et 4, 5, 6 par exemple).

EXERCICE N°1

Vous devez tester un compresseur frigorifique de récupération dont le bornier est représenté ci-contre.

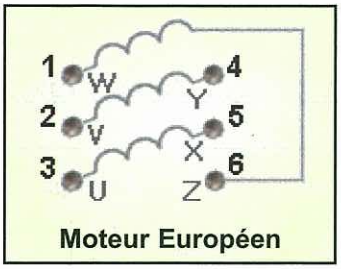
Comment savoir s'il s'agit d'un moteur bi-tension classique de type européen ou d'un moteur mono-tension bobiné pour un démarrage en part winding ?

Correction de l'exercice n°1 :

Avant de foncer tête baissée, il est d'abord très important de bien réfléchir à ce que vous allez faire. Une simple lecture de la plaque signalétique du compresseur peut le plus souvent vous éviter des erreurs grossières. Pensez toujours à regarder *à l'intérieur* du couvercle du bornier : les schémas de câblage y sont très souvent indiqués !

Si vous devez malgré tout " sonner " le moteur pour repérer son câblage interne, il est impératif, avant toute chose, de le décâbler complètement et d'enlever toutes les barrettes de connections (s'il y en a).

Attention, avant de décâbler un moteur, repérez toujours très soigneusement la position des barrettes et le câblage exact de chacun des fils du bornier : vous vous éviterez bien des désagréments quand vous devrez recâbler le moteur !

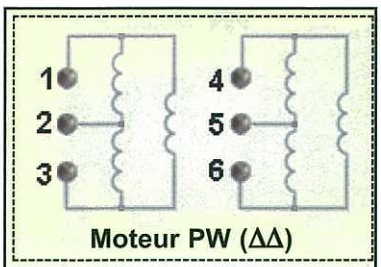


Moteur Européen

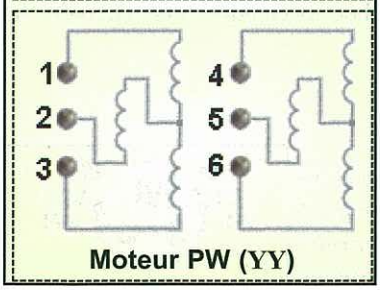
Ensuite, vous devrez tester toutes les bornes entre-elles à l'aide d'un ohmmètre *sur un petit calibre* (la résistance des enroulements est d'autant plus faible que le moteur est gros, et sa valeur peut être bien inférieure à 0,1 Ω).

Si vous repérez la présence de 3 enroulements par exemple entre les bornes 1-6, 2-4 et 3-5, il s'agit d'un moteur de type européen (même si le nom des bornes diffère du standard U-X, V-Y et W-Z représenté en grisé sur le schéma ci-contre).

Profitez toujours du fait que le moteur soit décâblé pour tester un éventuel défaut (coupure, court-circuit ou mise à la masse). Pour plus de précisions, voir : *test d'un moteur, pages 341 à 342.*



Moteur PW (ΔΔ)



Moteur PW (YY)

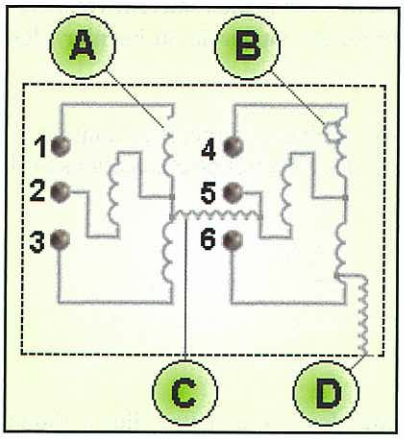
Par contre, si vous repérez 3 enroulements entre 1-2, 1-3 et 2-3 ainsi que 3 autres enroulements entre 4-5, 4-6 et 5-6, il s'agit d'un moteur de type PW mono-tension.

Les 3 résistances mesurées entre les bornes 1, 2 et 3 doivent être identiques entre elles, sinon un des enroulements du 1er moteur est en court-circuit. Pour les mêmes raisons, les 3 résistances mesurées entre 4, 5 et 6 doivent être identiques.

A noter : si vous mesurez des résistances différentes entre les 3 bornes de gauche (moteur 1) et les 3 bornes de droite (moteur 2), ne vous affolez pas et regardez l'exercice n°3 page 456.

Notez que, selon la tension d'alimentation prévue au moment de sa fabrication, le moteur peut être couplé en interne soit en ΔΔ, soit en YY. Cela présente en fait peu d'intérêt et seules les indications de la plaque signalétique peuvent vous permettre de déterminer la tension d'alimentation à utiliser...

L'ohmmètre étant sur son plus fort calibre, il ne doit y avoir aucune communication entre les 3 bornes de gauche et les 3 bornes de droite, sinon, il y a un court circuit entre les 2 moteurs et le compresseur est inutilisable.



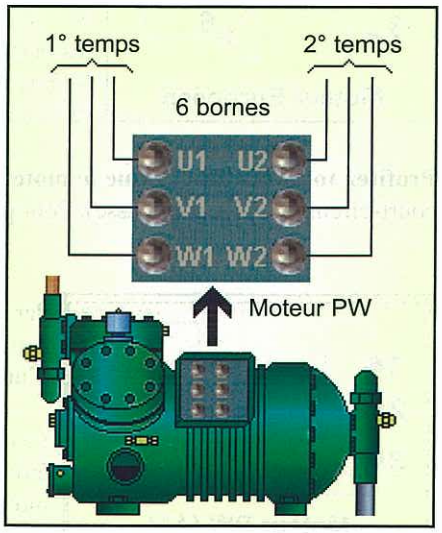
De même, il ne doit y avoir aucune communication entre chacune des bornes et la carcasse métallique du compresseur, sinon le moteur est à la masse. Pour que ces 2 dernières mesures soient fiables, l'utilisation d'un mégohmmètre ou d'un ohmmètre à magnéto est indispensable.

Pour rappeler les défauts principaux, un enroulement peut être coupé ***(repère A)*** ou en court-circuit ***(repère B)***.

Il peut également y avoir court-circuit entre 2 enroulements ***(repère C)*** ou un enroulement peut être à la masse ***(repère D)***.

A présent, examinons comment il faut câbler un moteur de ce type.

L'idée est relativement simple. Il faut tout d'abord démarrer en direct le premier moteur (c'est le premier temps de démarrage). Comme la puissance du premier moteur est égale à la moitié de la puissance totale, ***l'intensité de démarrage sera réduite par 2*** par rapport à un démarrage direct traditionnel (1er avantage du système).

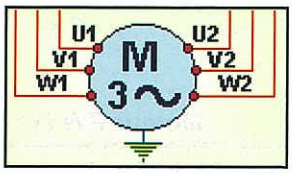


Comme la puissance de ce premier moteur est beaucoup trop faible, il manque de couple pour lancer la mécanique et il se contente donc de la " décoller " à faible vitesse. ***Le choc mécanique qui en résulte est donc considérablement réduit*** (2ème avantage du système).

Au bout d'une seconde au maximum, on démarre le deuxième moteur (c'est le second temps de démarrage). Comme la mécanique a déjà amorcé sa rotation, le couple résistant et donc l'appel de courant sont considérablement réduits. De plus, le moteur tournant déjà à faible vitesse, le choc mécanique pour atteindre la vitesse nominale est également très réduit.

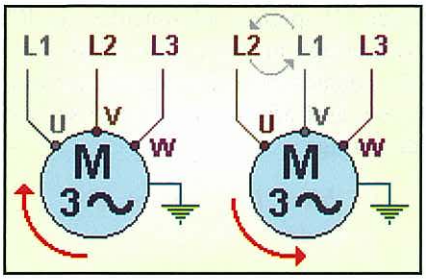
EXERCICE N°2

Essayez de trouver le schéma électrique des circuits de puissance et de commande de notre compresseur. *Pensez à la temporisation entre les 2 temps* ***mais surtout, soyez très vigilant : le second moteur doit tourner exactement dans le même sens que le premier, sinon tout explose au collage du second temps !***



Correction page suivante...

Correction de l'exercice n°2 :



Peut-être n'est-il pas inutile de rappeler que pour inverser le sens de rotation d'un moteur triphasé, il suffit de croiser 2 phases sur l'alimentation du moteur.

Ainsi, imaginons que le moteur de gauche tourne dans le sens des aiguilles d'une montre.

Si on croise 2 phases, par exemple L1 et L2 comme sur le schéma de droite, le moteur tournera dans le sens inverse des aiguilles d'une montre.

Nous savons qu'un moteur part winding est constitué de 2 moteurs distincts qui entraînent un compresseur unique. Après collage du premier temps, le compresseur s'ébranle et il commence à tourner. Si le deuxième temps essaie de lancer le moteur en sens inverse de sa rotation, *il y a 99,99 chances sur 100 pour que le moteur grille avant même que les protections aient eu le temps de réagir.* C'est le plus grand danger de ce type de démarrage, aussi devez-vous respecter *très scrupuleusement* l'ordre des phases.

Il est également essentiel de bien respecter les temps : le 1er temps se trouve sur la rangée de gauche ou sur la rangée du haut, selon la disposition des bornes.

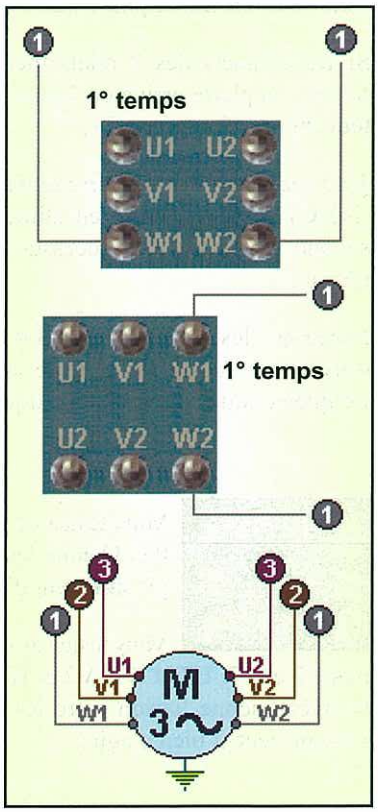
Si la phase ① du premier temps est raccordée sur la borne W1, il est impératif que la phase ① du second temps soit raccordée *sur la borne placée juste en face*, c'est à dire sur W2.

Notez le câblage si les bornes avaient été disposés en 2 rangées horizontales comme ci-contre : c'est exactement le même principe !

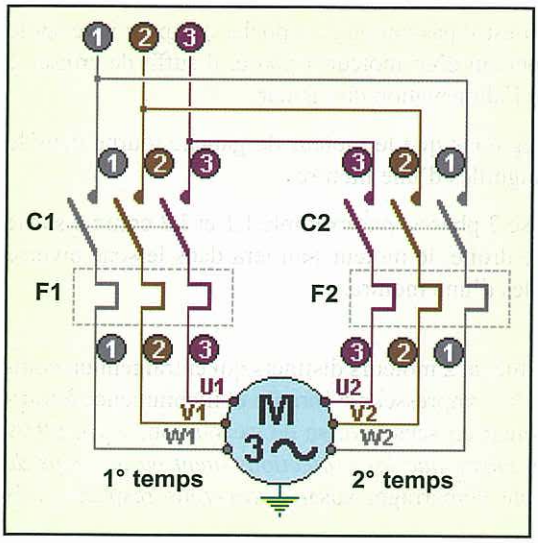
De la même manière, si la phase ② du premier temps est raccordée sur la borne V1, la phase ②du second temps doit obligatoirement être raccordée *sur la borne placée juste en face*, c'est à dire sur V2.

C'est pourquoi il est impératif de parfaitement repérer les fils de puissance. En cas d'erreur, la sanction sera immédiate dès la mise en route : le moteur rendra l'âme.

Pour éviter les erreurs de câblage, certains constructeurs utilisent une couleur différente pour chacune des 3 phases d'alimentation (soit 3 couleurs différentes). On doit alors avoir la même couleur d'alimentation sur les bornes U1 et U2, une autre couleur sur V1 et V2 et une 3ème couleur sur les bornes W1 et W2. *Malheureusement, tous les moteurs part-winding n'utilisent pas cette technique de repérage, alors méfiance !*



A présent, regardons le schéma de principe du circuit de puissance :



Le contacteur C1 permet d'alimenter le 1er temps du démarrage au travers du relais thermique F1. Le contacteur C2 devra coller environ 1 seconde plus tard afin d'alimenter le second temps du démarrage.

Notez bien le câblage de chacune des 3 phases.

La phase ① étant câblé sur W1, la même phase ① doit obligatoirement arriver sur W2. De même, la phase ② étant câblée sur V1, elle l'est également sur V2. Bien sûr, le raisonnement est absolument identique pour la phase ③ qui est câblée sur U1 et U2.

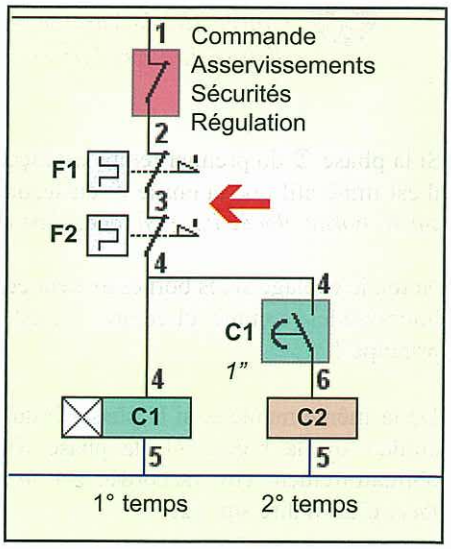
Enfin, examinons le schéma du circuit de commande :

Si les différents contacts de commande (interrupteur M/A), des asservissements (contact du ventilo-évaporateur, anti courts-cycles...), des sécurités (pressostat HP/BP, protection interne...) et de la régulation (thermostat) sont fermés, la phase passe de 1 à 2.

Si les contacts des 2 relais thermiques F1 et F2 sont fermés, la phase arrive en 3 puis en 4 et colle le contacteur du premier temps **C1**.

Une seconde plus tard au maximum, le contact temporisé **C1** (**4-6**) se ferme en alimentant le contacteur du second temps **C2**. Le processus de démarrage est alors terminé.

Notez que les contacts 2-3 et 3-4 des 2 relais thermiques doivent être montés en série de sorte à ce qu'une anomalie quelconque coupe systématiquement les 2 moteurs.



EXERCICE N°3

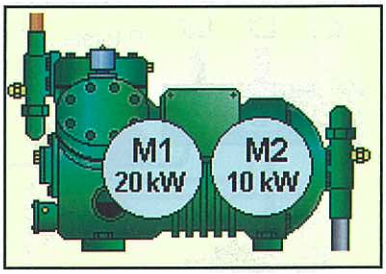
Vous testez ce moteur de compresseur et vous trouvez une résistance d'environ 0,2 Ω entre les bornes U1 et V1, U1 et W1, V1 et W1. Vous vous dites qu'il s'agit sûrement d'un moteur PW.

Vous testez alors la rangée de droite et vous trouvez environ 0,4 Ω entre les bornes U2 et V2, U2 et W2, V2 et W2, soit une résistance *environ* 2 fois plus élevée. De plus, vous ne trouvez aucune liaison entre les 3 bornes de gauche et les 3 bornes de droite. De quel type de moteur peut-il bien s'agir ?

Correction page suivante...

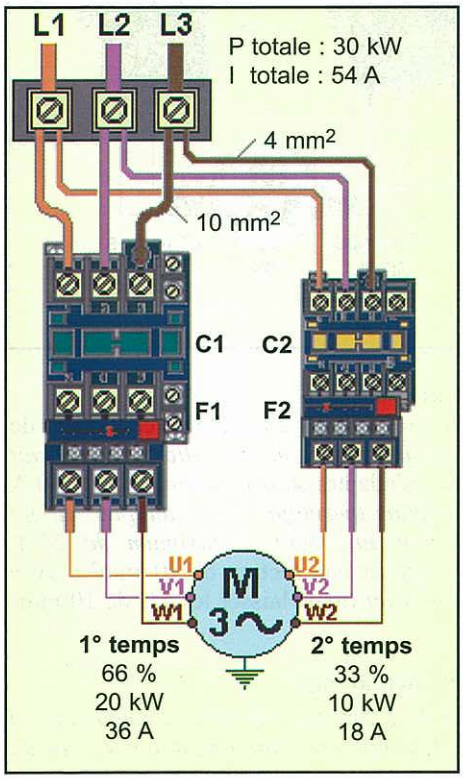
Correction de l'exercice n°3 :

Puisqu'il n'y a aucune communication entre les 3 bornes de droite et les 3 bornes de gauche, on peut légitimement penser à un moteur PW. Mais les résistances mesurées sur la rangée de gauche (ce serait le 1er temps) sont environ 2 fois plus faible que celles mesurées sur la rangée de droite. Il s'agirait donc d'un moteur PW composé de 2 moteurs de puissance différente. *Mais, rappelez-vous que plus un moteur est puissant, plus la résistance de ses enroulements est faible.*



Il s'agit ici d'un moteur PW de type 66% 33% (le premier temps a 2 fois plus de puissance que le second). Par exemple, avec un compresseur d'une puissance électrique totale de 30 kW le premier temps ferait 20 kW et le second 10 kW.

Pour repérer ce type de moteur, pensez à regarder la plaque signalétique du compresseur car *elle peut souvent vous renseigner.* Quand vous enlevez le couvercle de la plaque à borne, pensez à regarder à l'intérieur *car un schéma électrique y est souvent collé.* De plus, les 3 bornes du 1er temps sont *parfois* (malheureusement, c'est rarement le cas) plus grosses que les 3 bornes du 2ème temps, ce qui permet de se rendre facilement compte qu'il s'agit un moteur PW de type 66/33.



Si le compresseur est sur le site, on peut également repérer ce type de moteur en observant l'armoire électrique. En effet, le 1er temps assurant 66% de la puissance totale, il absorbe 2 fois plus d'intensité que le second temps. C'est dire que le contacteur C1 est normalement plus gros que le contacteur C2.

De même, la section des fils d'alimentation du 1er temps est plus importante. Si des relais thermiques sont installés, le réglage de F1 est environ le double de celui de F2.

Pour résumer, avec un compresseur de 30 kW, le 1er temps (câblé avec du fil de 10 mm²) assure une puissance de 20 kW en tirant 36 A sur le réseau. Le 2ème temps (câblé avec du 4 mm²) assure une puissance de 10 kW et ne tire que 18 A. Bien sûr, la puissance totale est de 30 kW et l'intensité totale de 54 A.

EXERCICE N°4

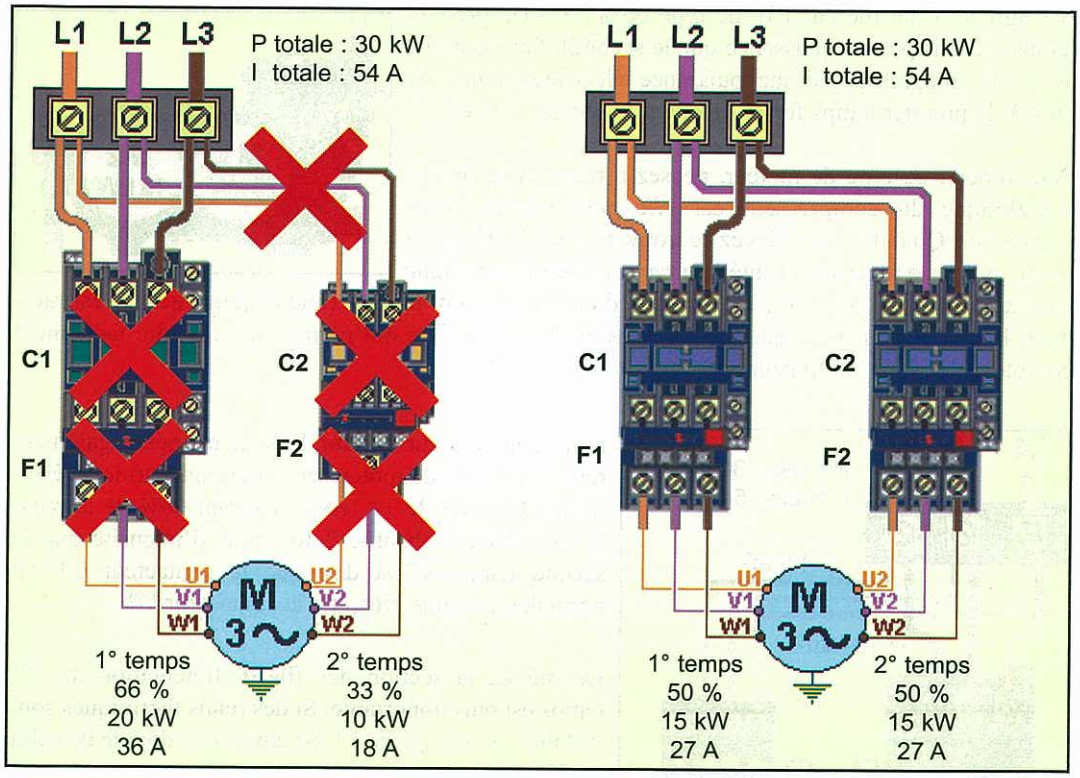
Après le " grillage " complet du compresseur semi-hermétique ci-dessus, vous devez le remplacer par un nouveau compresseur d'une puissance identique de 30 kW. Le nouveau modèle est bobiné en PW 50/50. *De quel matériel électrique aurez-vous besoin ?*

Correction page suivante...

Correction de l'exercice n°4 :

L'ancien compresseur ayant " grillé ", il faut obligatoirement remplacer tous les appareils électriques équipant le circuit de puissance. **Dans notre exemple, il faudrait au minimum remplacer les 2 contacteurs et les 2 relais thermiques.**

Cependant, ce remplacement pose quelques problèmes. En effet, le nouveau compresseur étant de type PW 50/50, il va tirer 27 A sur chaque contacteur...



Problèmes sur le circuit de puissance du 1er temps de démarrage :

- L'ancien contacteur C1 était dimensionné pour 36 A (c'était par exemple un contacteur de taille 40 A) : *le nouveau compresseur tirant 27 A, un contacteur de taille 32 A suffirait amplement.* Le relais thermique F1 était prévu pour s'adapter sous un contacteur de 40 A avec un réglage maximum de 36 A : *le nouveau relais thermique doit s'adapter sur un contacteur plus petit de 32 A et être prévu pour un réglage maximum de 27 A.*
- Les fils d'alimentation étaient prévus pour 36 A et avait une section de 10 mm² : *avec seulement 27 A, des fils de 6 mm² suffiraient dorénavant* (mais laisser les fils de 10 mm² ne poserait pas de problème).

Problèmes sur le circuit de puissance du 2ème temps de démarrage :

- L'ancien contacteur C2 était dimensionné pour 18 A (c'était par exemple un contacteur de taille 20 A) : *le nouveau compresseur tirant 27 A, il faut au minimum un contacteur de taille 32 A !*
- Le relais thermique F2 était prévu pour s'adapter sous un contacteur de 20 A avec un réglage maximum de 18 A : *le nouveau relais thermique doit s'adapter sur un contacteur plus gros de 32 A et être prévu pour un réglage maximum de 27 A.*
  Les fils d'alimentation étaient prévus pour 18 A et avait une section de 4 mm² : *avec maintenant 27 A, des fils de 6 mm² sont nécessaires !*

Synthèse des problèmes :

Pour rappel, un relais thermique est un appareil très lent et donc complètement inefficace pour réagir à un court circuit (ce problème est abordé pages 381 à 383). C'est pourquoi, lors du " grillage "de l'ancien compresseur, il s'est produit un formidable court-circuit avec une très forte pointe d'intensité avant que les sécurités appropriées (fusibles ou disjoncteur magnétique) aient eu le temps de réagir et de couper le circuit. L'intensité de court circuit est parfois si forte qu'il peut se produire un effet " soudure à l'arc " capable de littéralement souder les contacts des contacteurs (qui restent alors " collés " même si la bobine n'est plus alimentée). Ne négligeons pas les risques d'un court circuit, pensons aux nombreux incendies, parfois meurtriers, et à la petite phrase maintes fois entendue : *" D'après les pompiers, l'origine du sinistre serait due à un court-circuit "*.

Un compresseur coûtant vraiment très cher comparativement au prix d'un contacteur (ou d'un jeu de contacts, qui sont plus facilement remplaçables sur les gros contacteurs), la plupart des entreprises préfèrent ne pas courir de risques inutiles et remplacer les contacteurs en même temps que le compresseur.

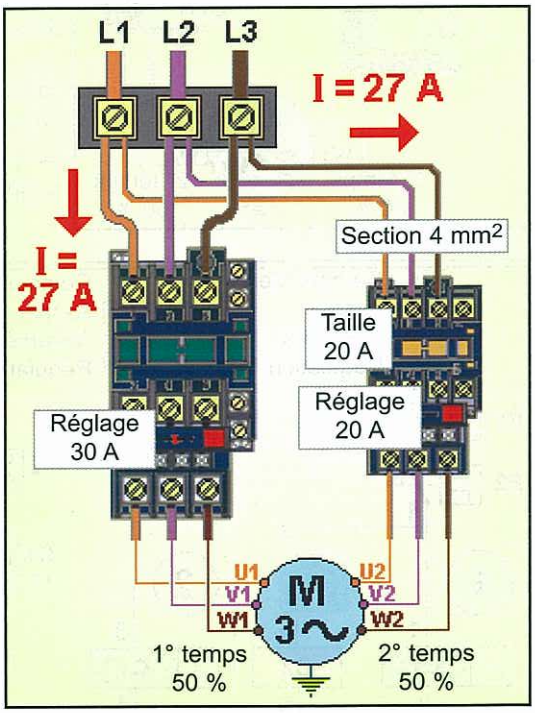
A présent, revenons à notre exemple. Le moteur PW 50/50 tire dorénavant 27 A sur chaque temps de démarrage.

Le relais thermique du 1er temps est sur-dimensionné. Même réglé au minimum (par exemple sur 30 A) il n'assure plus aucune protection.

Le relais thermique du 2ème temps est sous-dimensionné. Même réglé au maximum (par exemple sur 20 A) il va couper sans arrêt puisqu'il sera traversé par 27 A.

Le contacteur du 2ème temps est également sous-dimensionné. Prévu pour 20 A maxi et traversé par 27 A, ses contacts vont s'user trèsvite.

Les fils d'alimentation du 2ème temps sont eux aussi sous-dimensionnés. Prévu pour 18 A, ils seront traversés par 27 A et vont chauffer exagérément.



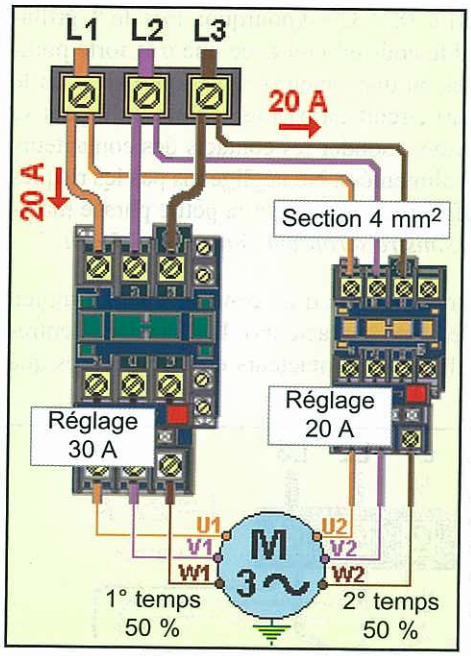
Si le bon matériel n'a pas été prévu, il faudra de toute façon revenir sur le chantier et le remplacer quand même ! Où est l'économie ?

EXERCICE N°5

Au printemps, un monteur installe le compresseur PW 50/50 ci-dessus (équipé d'un condenseur à air) à la place d'un PW 66/33. Trop pressé (ou trop ignorant), il ne change ni les contacteurs ni les relais thermiques. A la mise en route, tout semble fonctionner parfaitement et notre monteur quitte le chantier avec la satisfaction du travail bien accompli. Pourtant, que va-t-il se passer dès les premières chaleurs ?

Réponse page suivante...

Correction de l'exercice n°5 :



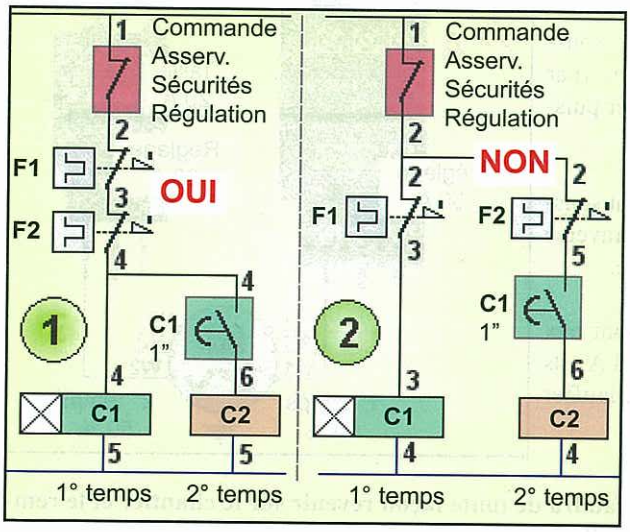
Au printemps, la température extérieure étant peu élevée, la HP est plutôt basse (voir : *pourquoi réguler les condenseurs à air, pages 231).*

Le compresseur tire donc une faible intensité (voir : *influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43*).

Par exemple, au lieu de tirer une intensité totale de 54 A (ce qui serait le maximum avec une HP très élevée), notre compresseur ne tire que 40 A (soit 20 A par contacteur puisque qu'il s'agit d'un PW 50/50).

Dans ces conditions, *les 2 relais thermiques, réglés à 30 et à 20 A ne risquent absolument pas de couper.*

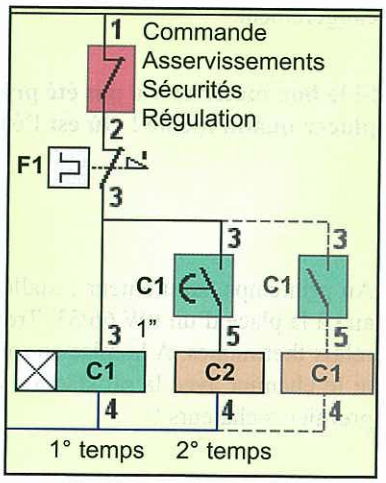
Mais, dès les premières chaleurs, la HP monte. En conséquence, l'intensité absorbée augmente également, ce qui provoque une coupure par le thermique du 2ème temps.



Pour compléter nos informations, nous avons déjà vu dans l'exercice n°2 qu'il faut raccorder les 2 contacts des 2 relais thermiques en série (schéma ①).

Imaginez qu'ils soient câblés comme sur le schéma ②. A la suite d'un défaut, si le thermique F2 ouvre son contact, il ne coupe que le 2ème temps alors que le 1er temps continue d'être alimenté : *c'est à coup sûr la mort du compresseur !*

Notez que certains constructeurs n'installent qu'un seul relais thermique. A ce moment, il doit impérativement couper les 2 temps de démarrage, comme représenté ci-contre.



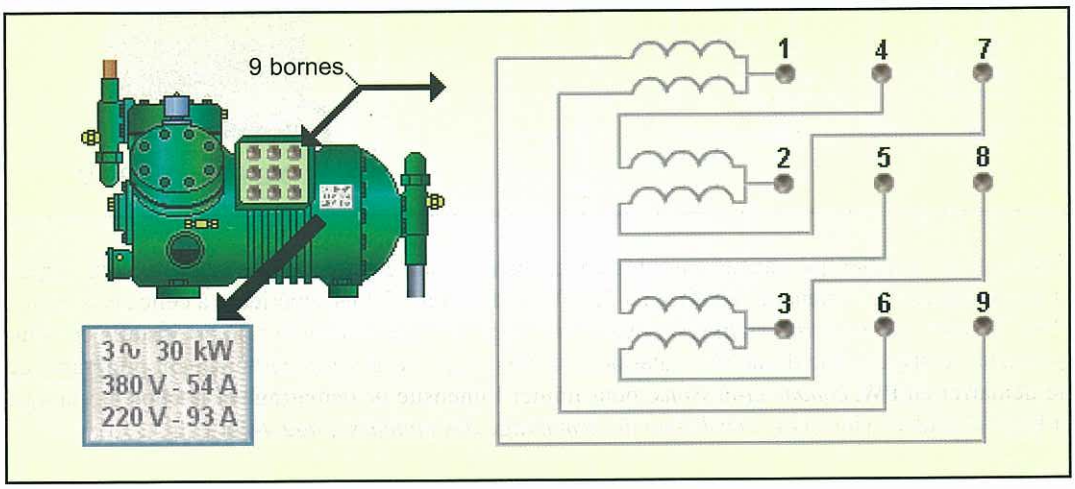
Enfin, on peut rencontrer un démarrage avec un " faux " part-winding, représenté ci- contre en pointillés. A ce moment, au lieu d'utiliser un contact de **C1** temporisé à environ 1" on utilise un contact à fermeture classique pour coller **C2**, ce qui donne une temporisation d'une quinzaine de millisecondes (le temps de fermeture du contact **C1**).

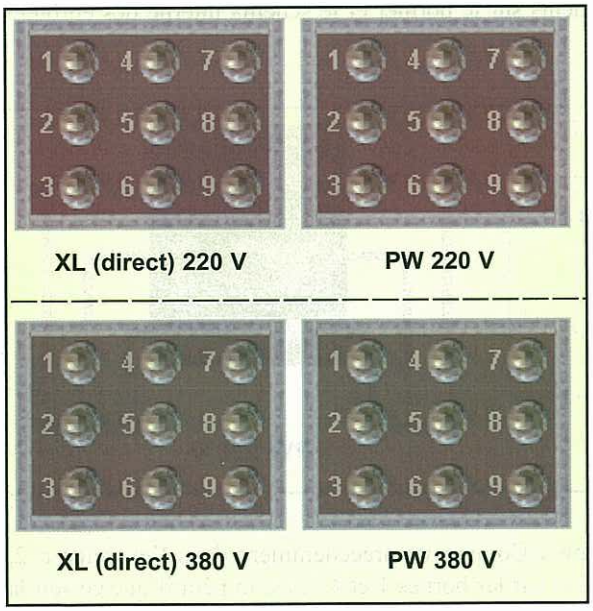
EXERCICE N°6

Nous avons bien précisé nos connaissances sur le démarrage part-winding des compresseurs. Mais, avez-vous remarqué que les compresseurs utilisés jusqu'à présent étaient tous de type mono-tension ?

Malheureusement pour vous, il existe également des compresseurs part-winding de type bi-tension. A titre d'exemple, nous avons représenté ci-dessous un tel modèle avec 9 bornes de puissance (numérotées de 1 à 9) permettant une alimentation soit en 220 V, soit en 380 V triphasé. Pour corser la difficulté, le constructeur indique qu'il peut démarrer soit en direct (XL), soit en enroulements fractionnés (PW).

A l'aide d'un ohmmètre, vous avez repéré le câblage interne des enroulements, comme représenté ci-dessous.





Pourriez-vous maintenant retrouver les différents couplages et les raccordements à effectuer sur le bornier selon que l'on désire démarrer ce compresseur en XL 220 V, en PW 220 V, en XL 380 V ou en PW 380 V ?

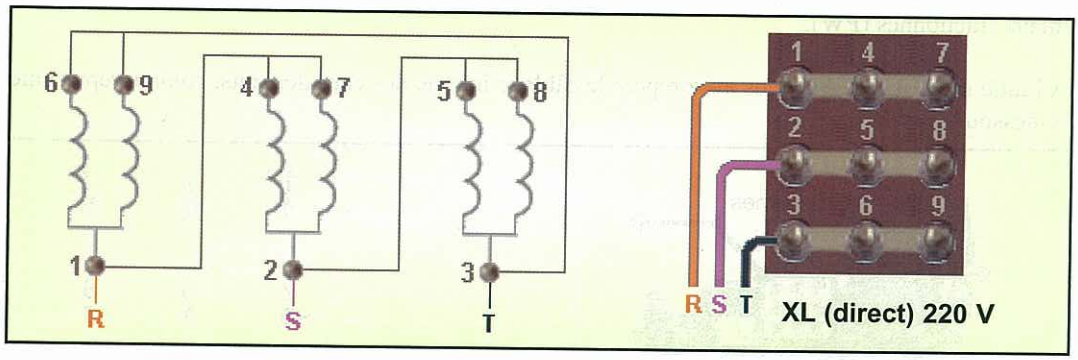
En vous aidant du schéma interne, si vous parvenez à retrouver seul ces 4 schémas avant de consulter le corrigé ci-après, vous devriez être prêt à affronter de tels moteurs !

Correction page suivante ....

Correction de l'exercice n°6 :

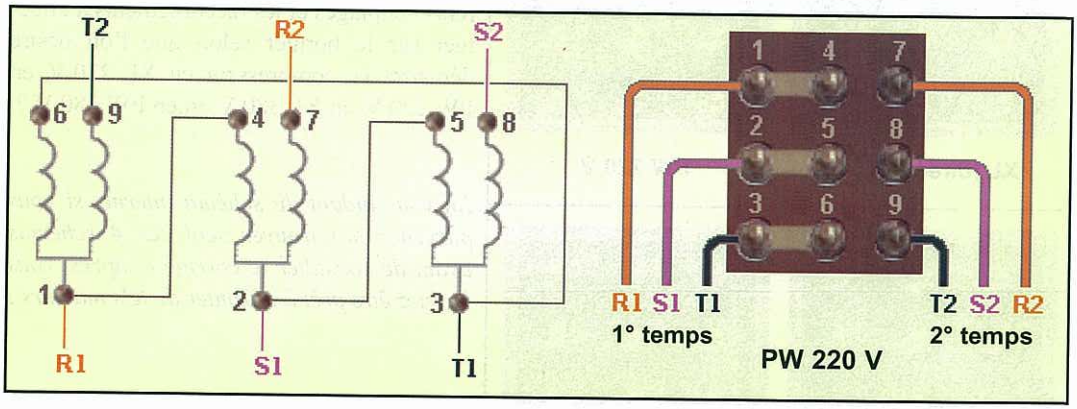
Le risque de rencontrer des moteurs un peu particuliers n'est pas à écarter, d'autant plus que votre métier ou vos fonctions peuvent vous amener à exercer vos talents dans d'autres pays, voire sur d'autres continents : *êtes-vous capable de dire avec une absolue certitude où vous serez et ce que vous y ferez dans seulement 10 ans ?*

DÉMARRAGE DIRECT 220 V : Les raccordements sur le bornier et le schéma interne des enroulements sont représentés ci-dessous.



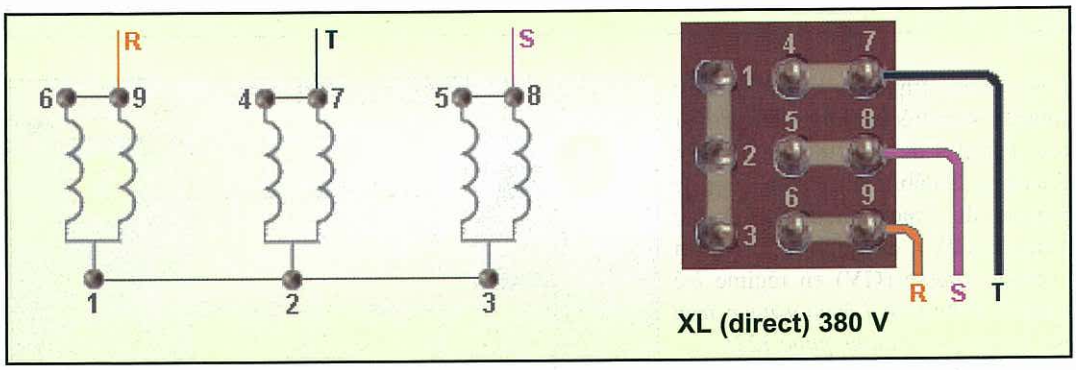
Vous pouvez vérifier que chaque enroulement est bien alimenté entre 2 phases 220 V. Pour rappel, à puissance égale, l'intensité absorbée en 220 V est environ 1,7 fois supérieure à celle absorbée en 380 V (voir : *les moteurs triphasés, généralités, page 442*). Si le chantier où est installé ce compresseur ne dispose que d'une alimentation en triphasé 220 V, il serait certainement préférable de le démarrer en PW, *comme ci-dessous,* pour limiter l'intensité de démarrage et le choc mécanique à la mise sous tension (voir : *problème du démarrage des moteurs, page 449*).

DÉMARRAGE PW 220 V : Les raccordements sur le bornier et le schéma interne des enroulements sont représentés ci-dessous.



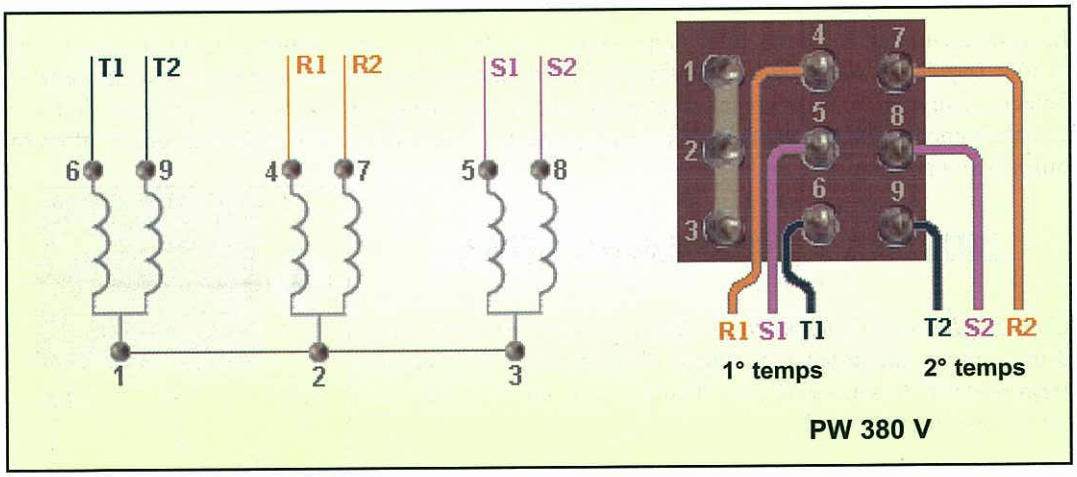
Attention en câblant un moteur de ce type : Comme vu précédemment dans l'exercice n°2, puisque c'est par exemple la phase **R** qui arrive sur les bornes 1 et 4, il est impératif que ce soit la même phase qui arrive en face, sur la borne 7.

DÉMARRAGE DIRECT 380 V : Les raccordements sur le bornier et le schéma interne des enroulements sont représentés ci-dessous.



Vous pouvez vérifier qu'entre 2 phases 380 V, il y a bien à chaque fois 2 enroulement en série. Chaque enroulement est donc bien raccordé sous une tension de 220 V (voir : *les moteurs triphasés, généralités, exercice n°2, page 445*).

DÉMARRAGE PW 380 V : Les raccordements sur le bornier et le schéma interne des enroulements sont représentés ci-dessous.



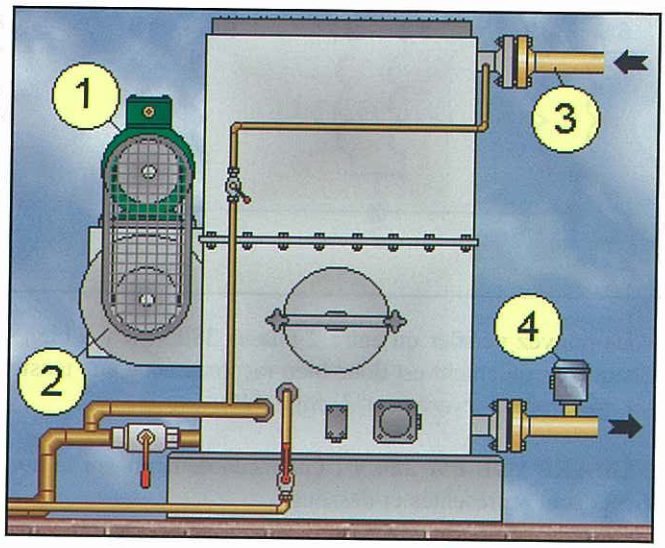
Comme avec tous les démarrages PW, faites bien attention au respect des phases.

Il existe d'autres types de moteurs PW bi-tension. Attention, certains moteurs ont 12 bornes, certains ne permettent pas un démarrage PW quand la tension d'alimentation est de 380 V...

Le but de cet ouvrage n'est pas de faire le catalogue de tous les modèles de moteurs existants (il y en a beaucoup trop), mais plutôt de vous donner les moyens d'améliorer votre compréhension et donc votre efficacité. Si vous avez le moindre doute en câblant un moteur, n'hésitez jamais à vous renseigner : quand vous aurez tourné l'interrupteur et que le compresseur aura commencé son démarrage, il sera déjà trop tard !

LES MOTEURS TRIPHASÉS A 2 VITESSES

Les moteurs triphasés à 2 vitesses de rotation sont fréquemment utilisés sur les centrales de traitement d'air afin d'assurer 2 débits différents selon le régime de fonctionnement : Petite Vitesse (**PV**) en régime hiver et Grande Vitesse (**GV**) en régime été (voir : *panne de l'évaporateur trop petit, aspect pratique, page 123).*

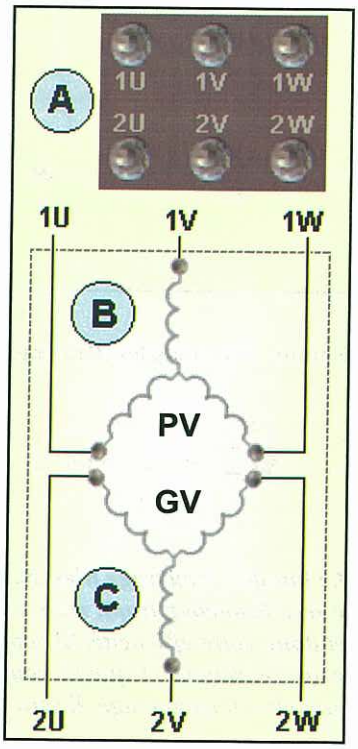


Les moteurs à 2 vitesses équipent aussi très souvent les tours de refroidissement (le fonctionnement de ces appareils sera détaillé page 506). Dans l'application courante, le moteur à 2 vitesses ***(repère 1)*** entraîne le ventilateur de la tour ***(repère 2)***.

Le ventilateur étant à l'arrêt, si le compresseur s'enclenche, la température de l'eau qui entre dans la tour ***(repère 3)*** commence à augmenter. Le thermostat placé à la sortie de la tour ***(repère 4)*** détecte cette montée de température et enclenche le ventilateur en **PV**. Si la température de l'eau continue encore d'augmenter, le thermostat passe le ventilateur en **GV** et la tour donne alors sa puissance maximum.

MOTEUR A 2 ENROULEMENTS SÉPARÉS

C'est le plus simple des moteurs triphasés à 2 vitesses. Il s'agit d'un moteur mono-tension équipé d'un bornier à 6 bornes ***(repère A)***. Pour vous aider, le schéma interne des enroulements est également représenté.

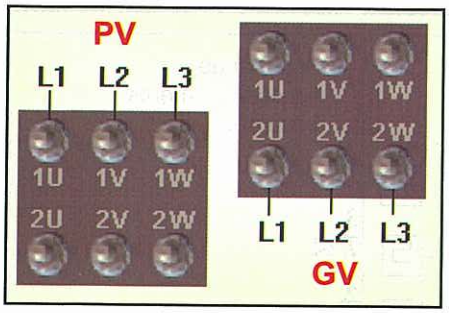


En fait, il y a à l'intérieur 2 moteurs complètement indépendants, chacun étant conçu pour donner une vitesse de rotation différente. Si les 3 phases arrivent en 1U, 1V et 1W le moteur tourne en PV ***(repère B)***. Par contre, si les 3 phases arrivent en 2U, 2V et 2W le moteur tourne en GV ***(repère C)***.

ATTENTION : Le schéma ci-contre ressemble bigrement à celui d'un moteur part-winding (voir page 452). Alors, pour éviter les confusions, lisez soigneusement les plaques signalétiques et consultez les schémas pour éviter tout risque d'erreur.

En effet, ***contrairement au moteur part-winding, les 2 enroulements du moteur à 2 vitesses ci-contre ne doivent jamais être alimentés en même temps, sinon il "grille" instantanément !***

EXERCICE N°1

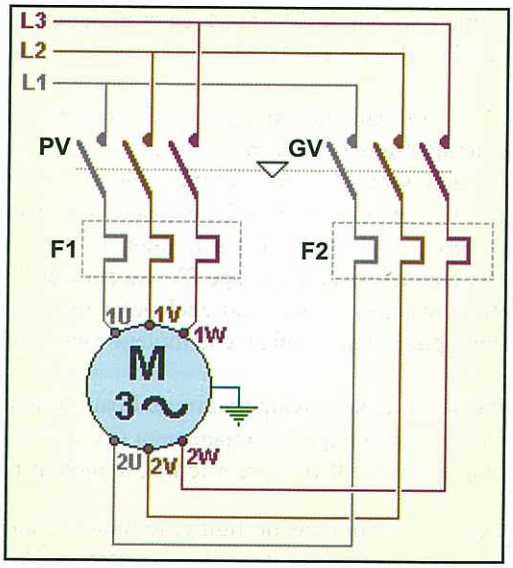


Recherchez le schéma de puissance puis celui de commande du moteur à 2 vitesses que nous venons de voir, sachant qu'il entraîne le ventilateur d'une tour de refroidissement et que le passage des vitesses est assuré par un thermostat à 2 étages.

Pour vous aider dans votre recherche, le schéma ci-contre est gravé à l'intérieur du bornier.

Correction de l'exercice n°1 :

Le schéma de puissance que l'on rencontre généralement est représenté ci-contre.



Le moteur peut tourner en PV (alimenté en 1U, 1V et 1W) ou en GV (on l'alimente alors en 2U, 2V et 2W).

Le triangle avec une pointe vers le bas indique qu'il existe un verrouillage mécanique entre les 2 contacteurs PV et GV. Grâce à ce système, dès que l'un des 2 contacteurs est collé, il devient impossible de fermer l'autre, même si un inconscient tentait de forcer la fermeture à la main.

Ce type de verrouillage permet donc d'éviter un accident en cas de faute humaine. En effet, si ces 2 contacteurs venaient à se coller en même temps, *même seulement quelques millièmes de seconde*, le moteur pourrait griller *instantanément* : rappelez-vous qu'à la température ambiante, la vitesse des électrons est d'environ 250.000 km/s, *soit plus de 6 fois le tour de la terre par seconde !*

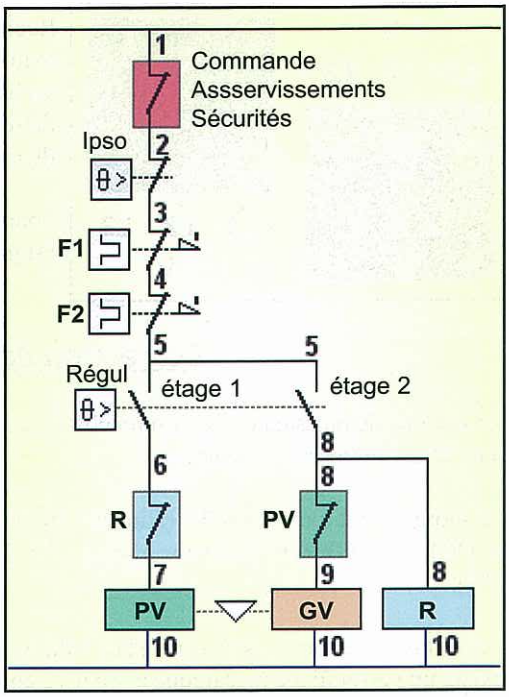
Un autre risque existe : imaginez que le moteur tourne en PV (par exemple à 960 tr/mn) et qu'à ce moment, le contacteur GV colle et tente de l'entraîner à 1450 tr/mn, *mais dans l'autre sens !* Le couple résistant serait alors incroyablement élevé, le moteur subirait une contrainte mécanique et électrique très importante et *au mieux*, il couperait en sécurité (ipsotherme ou relais thermique). Au pire, il pourrait "griller".

Il est donc absolument nécessaire que le moteur tourne dans le même sens aussi bien en PV qu'en GV : ***l'ordre des phases doit donc être très scrupuleusement respecté.*** C'est pourquoi la phase L1 (par exemple) qui arrive sur la borne 1U en PV arrive sur *la borne placée juste en face* (c'est à dire 2U) en GV (voir schéma ci-dessus).

A propos, avant de tourner cette page, avez-vous cherché le schéma du circuit de commande ?

Le schéma de principe du circuit de commande est représenté ci-dessous.

Si la commande, les asservissements et les sécurités diverses autorisent le moteur à démarrer, la phase arrive en 2. Si l'ipsotherme du moteur (2-3) et ses relais thermiques sont fermés (3-4 puis 4-5), la phase arrive en 5, sur le commun des contacts du thermostat à 2 étages.



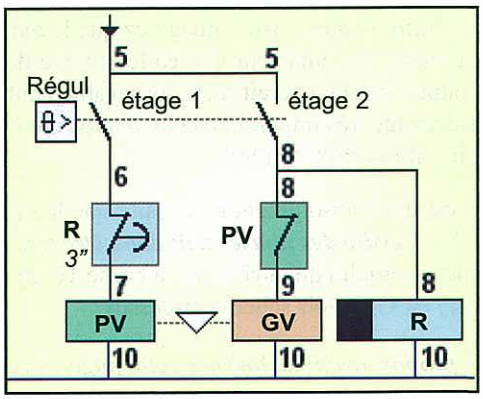
Admettons que la température de l'eau soit faible et que les 2 contacts du thermostat soient ouverts : les bobines PV, GV et R ne sont pas collées. Par la suite, quand la température de l'eau augmente, le contact (5-6) du 1er étage se ferme et démarre le moteur en PV au travers du contact R (6-7) qui est fermé (puisque le 2ème étage étant toujours ouvert, le relais R n'est pas collé).

L'afflux d'eau chaude à la tour étant important, si la température de l'eau augmente encore, le contact (5-8) du second étage se ferme à son tour (bien sûr le 1er étage reste fermé). Le contact PV (8-9) étant ouvert, seul le relais R peut coller. Il ouvre alors son contact (6-7) qui coupe PV. Le contact PV (8-9) se referme alors ce qui enclenche aussitôt le contacteur GV (notez que le couple résistant est alors plutôt faible puisque le moteur tourne déjà en PV au moment du passage en GV).

Par la suite, si la température de l'eau diminue, le second étage du thermostat ouvre son contact (5-8) ce qui coupe instantanément GV et R. Le contact (5-6) du 1er étage étant toujours collé, dès que le contact R (6-7) se referme, le moteur repasse aussitôt en petite vitesse.

Dans ce dernier cas de figure, le moteur tournait en GV à 1450 tr/mn et dès l'ouverture du 2ème étage du thermostat il repasse aussitôt en PV à 960 tr/mn. La petite vitesse doit alors *instantanément* ralentir à 960 tr/mn un moteur qui tourne à 1450 tr/mn. L'effort nécessaire pour "freiner" le moteur entraîne donc une pointe d'intensité ainsi qu'un choc mécanique non négligeables.

On peut remédier à ce dernier problème en remplaçant le relais instantané précédent par un relais temporisé au repos (souvent appelé relais anti-vrille).



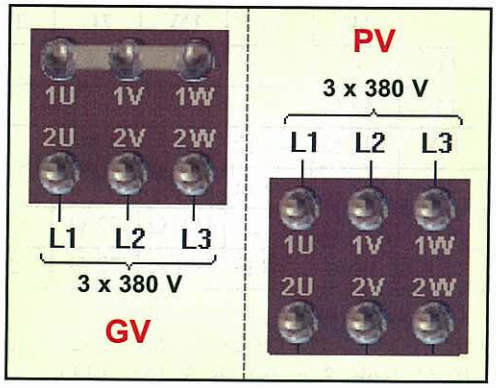
A ce moment, quand le 2ème étage ouvre son contact, il coupe instantanément GV ainsi que le relais temporisé R dont le contact (6-7) reste encore ouvert par exemple 3 secondes. Le moteur n'étant plus du tout alimenté, sa vitesse diminue d'autant plus rapidement que le couple résistant du ventilateur est important.

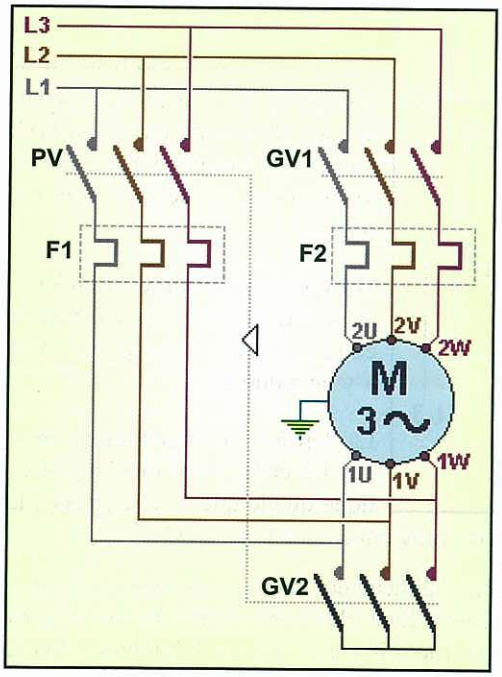
Après 3 secondes sans être alimenté, le moteur s'est ralenti a une vitesse légèrement inférieure à 960 tr/mn. A ce moment, le contact R (6-7) se referme et le passage en PV (à 960 tr/mn) s'effectue alors avec un minimum de contraintes tant mécaniques qu'électriques.

MOTEUR DAHLANDER

Un autre type de moteur à 2 vitesses, appelé moteur Dahlander, est très répandu de nos jours. Le bornier d'un tel moteur est représenté ci-contre. Il s'agit d'un moteur mono-tension à 6 bornes. En grande vitesse, on amène les 3 phases d'alimentation sur les 3 bornes 2U, 2V et 2W, les 3 autres bornes (1U, 1V et 1W) devant être reliées entre-elles.

En petite vitesse, les 3 phases alimentent les bornes 1U, 1V et 1W tandis que les 3 autres bornes (2U, 2V et 2W) doivent être laissées "à l'air libre", sans aucune alimentation.





Le schéma de puissance correspondant est représenté ci-contre.

En petite vitesse, seul le contacteur PV est collé et il amène les 3 phases L1, L2 et L3 respectivement sur 1U, 1V et 1W. Les 2 contacteurs GV1 et GV2 doivent être impérativement décollés.

Notez le verrouillage mécanique entre PV et GV2 pour éviter tout risque de court circuit franc entre les 3 phases : si PV et GV2 venaient à être collés en même temps, tout explose !

En grande vitesse, GV1 est collé et amène les 3 phases L1, L2 et L3 respectivement sur 2U, 2V et 2W (attention à l'ordre des phases). GV2 est également collé afin d'assurer la liaison entre 1U, 1V et 1W (bien sûr, PV doit rester décollé).

EXERCICE N°2

	1U	1V	1W	2U	2V	2W
1U	-					
1V	144 Ω	-				
1W	144 Ω	144 Ω	-			
2U	108 Ω	108 Ω	36 Ω	-		
2V	108 Ω	36 Ω	108 Ω	72 Ω	-	
2W	36 Ω	108 Ω	108 Ω	72 Ω	72 Ω	-

Vous "sonnez" les 6 bornes du moteur Dahlander ci-dessus à l'aide d'un ohmmètre et vous trouvez les résultats ci-contre.

Pourriez-vous retrouver le câblage interne des enroulements de ce moteur ?

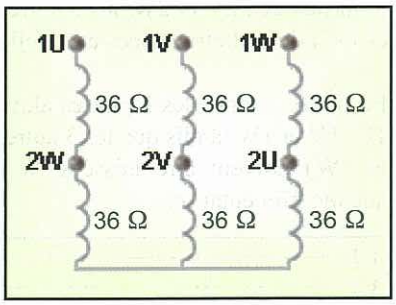
Correction page suivante...

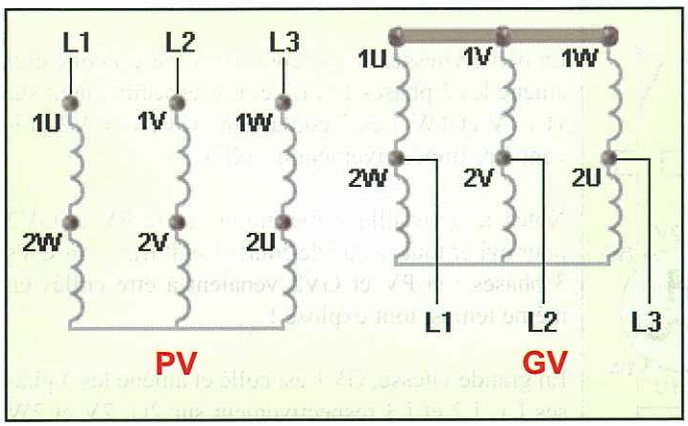
Correction de l'exercice n°2 :

	1U	1V	1W	2U	2V	2W
1U	-					
1V	144 Ω	-				
1W	144 Ω	144 Ω	-			
2U	108 Ω	108 Ω	36 Ω	-		
2V	108 Ω	36 Ω	108 Ω	72 Ω	-	
2W	36 Ω	108 Ω	108 Ω	72 Ω	72 Ω	-

En observant le tableau des relevés, on constate que la résistance la plus faible fait 36 Ω et qu'ensuite les valeurs vont de 36 en 36 jusqu'à 144 Ω qui est la résistance la plus élevée.

On trouve 3 fois 36 Ω, 3 fois 72 Ω (soit 2 x 36), 3 fois 108 Ω (soit 3 x 36) et 3 fois 144 Ω (soit 4 x 36). On retrouve rapidement le schéma complet ci-contre.





A ce moment, en suivant le schéma de câblage (en PV ou en GV) gravé sur le bornier, il est facile de reconstituer le schéma interne complet.

Vous pouvez constater qu'en PV il y a 4 enroulements placés en série entre 2 phases tandis qu'en GV il n'y en a que 2.

La tension d'alimentation entre L1, L2 et L3 étant bien sûr identique quelle que soit la vitesse, la tension aux bornes de chacun des enroulements est donc plus faible en PV qu'en GV.

Mais le couple d'un moteur dépend du carré de la tension d'alimentation (voir : *problèmes électriques divers, page 378*). Le couple fourni par chaque enroulement étant plus faible en PV qu'en GV pour entraîner la même machine, on comprend facilement pourquoi il y a 2 vitesses différentes selon le couplage.

ATTENTION : Ne confondez pas un moteur à 2 vitesses (a 2 enroulements séparés) avec un moteur Dahlander ou avec un moteur européen classique ou avec un moteur part winding mono-tension, puisque tous ces moteurs sont équipés d'un bornier à 6 bornes. Alors, lisez les schémas et consultez les plaques signalétiques !

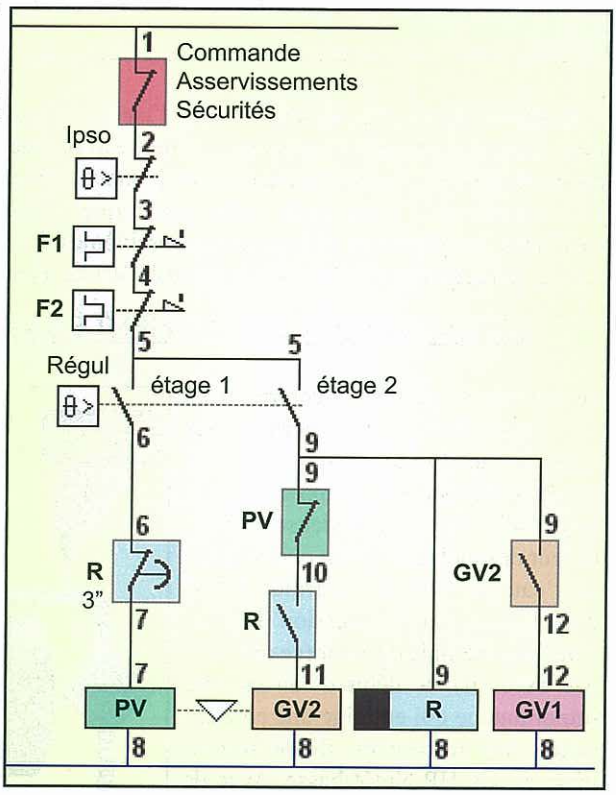
EXERCICE N°3

Recherchez le schéma du circuit de commande d'un moteur Dahlander sachant qu'il entraîne le ventilateur d'une tour de refroidissement et que le passage des vitesses est assuré par un thermostat à 2 étages. Si vous êtes en forme, prévoyez un relais temporisé "anti-vrille".

Correction page suivante...

Correction de l'exercice n°3 :

Le schéma de principe du circuit de commande est représenté ci-contre.



Si la commande, les asservissements et les sécurités diverses autorisent le moteur à démarrer, la phase arrive en 2. Si l'ipsotherme du moteur (2-3) et ses relais thermiques sont fermés (3-4 puis 4-5), la phase arrive en 5, sur le commun des contacts du thermostat à 2 étages.

Admettons que la température de l'eau soit faible et que les 2 contacts du thermostat soient ouverts : les bobines PV, GV2, R et GV1 ne sont pas collées.

Par la suite, quand la température de l'eau augmente, le contact (5-6) du 1er étage se ferme et démarre le moteur en PV au travers du contact R (6-7) qui est fermé (le 2ème étage étant toujours ouvert, le relais temporisé R n'est pas collé).

L'afflux d'eau chaude à la tour étant important, si la température de l'eau augmente encore, le contact (5-9) du second étage se ferme à son tour (bien sûr le 1er étage reste fermé). Le contact PV (9-10) étant ouvert, GV2 ne peut pas coller et son contact GV2 (9-12) interdit à GV1 de s'enclencher : seul le relais R peut coller. Il ouvre alors son contact (6-7) qui coupe PV et il ferme son contact R (10-11). Dès que le contact PV (9-10) se referme, le contacteur GV2 s'enclenche et son contact 9-12 enclenche à son tour la bobine GV1 : le moteur passe alors en Grande Vitesse.

Par la suite, si la température de l'eau diminue, le second étage du thermostat ouvre son contact (5-9) ce qui coupe instantanément GV2, R et GV1. Mais le contact R (6-7) étant temporisé, il ne peut se refermer qu'après 3 secondes.

Pendant ce temps, le moteur n'étant plus alimenté, sa vitesse diminue et 3" plus tard, quand le contact R (6-7) se referme le passage en PV s'effectue "en douceur" avec un minimum de contraintes mécaniques et électriques.

A NOTER : l'électronique évoluant très rapidement, on trouve de nos jours des variateurs de vitesse électroniques de dimensions réduites (les premiers variateurs étaient très encombrants) et à des prix de plus en plus raisonnables. C'est pourquoi ces variateurs triphasés (qui règlent la vitesse en agissant sur la fréquence du courant d'alimentation) se rencontrent de plus en plus fréquemment sur les installations. Ils permettent entre autre avantages une intensité de démarrage très réduite. De plus, comme la plupart des moteurs peut être alimenté entre 25 et 60 Hz, la vitesse peut être facilement régulée entre 50 et 120 % de la vitesse nominale.

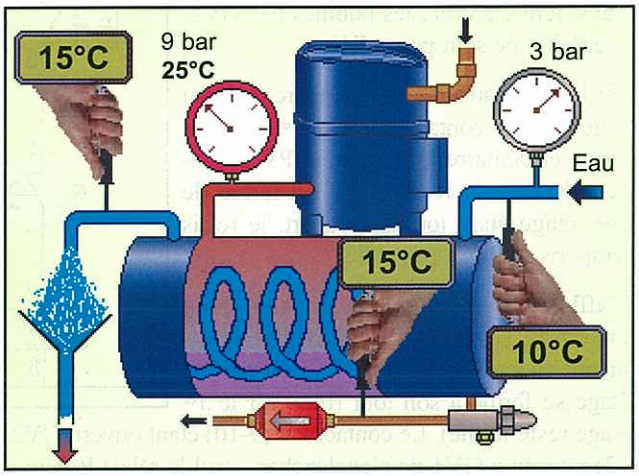
Néanmoins, les moteurs à 2 vitesses traditionnels, vu leur faible coût et la simplicité de leur mise en œuvre, ont encore de beaux jours devant eux.

LA VANNE A EAU PRESSOSTATIQUE

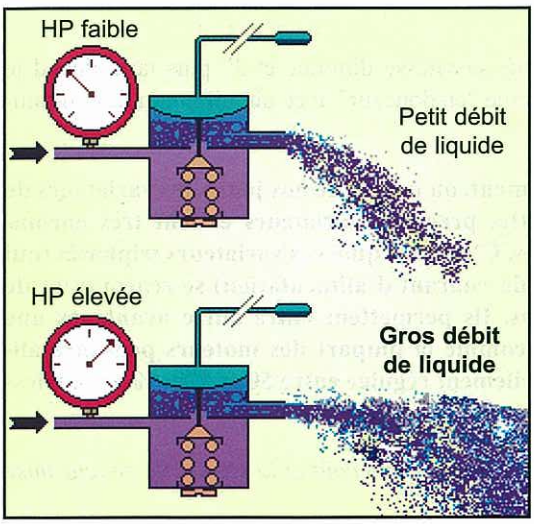
Malgré le coût de plus en plus élevé de l'eau de ville, on rencontre parfois des petits climatiseurs dont les condenseurs sont refroidis par de l'eau perdue (c'est à dire que l'eau est rejetée à l'égout après utilisation). Dans certains cas, des groupes frigorifiques de moyenne puissance utilisent pour leurs condenseurs l'eau d'une nappe phréatique, d'une rivière ou de l'eau de mer. Sur toutes ces machines, on risque de rencontrer des problèmes frigorifiques et hydrauliques provoqués par la vanne de régulation du débit d'eau appelée Vanne à eau Pressostatique (**VP**).

CONDENSEUR A EAU ALIMENTÉ SANS VANNE PRESSOSTATIQUE

Observons le schéma ci-contre. Dans ce condenseur à eau perdue, les vapeurs de fluide frigorigène très chaudes arrivant du compresseur rencontrent les tubes du condenseur à l'intérieur desquels circule *en permanence* de l'eau de ville plutôt froide (10°C dans l'exemple). La pression de l'eau étant par exemple de 3 bar (ce qui n'est pas excessif), le débit d'eau est très important, ce qui entraîne une condensation très intense du fluide frigorigène et une HP plutôt basse. Avec de l'eau à 10°C et un $\Delta\theta$ total au condenseur de l'ordre de 15°C, la température de condensation se produit à 10 + 15 = 25°C, (soit environ 9 bar avec du R22).



Le fluide frigorigène condensé tombe dans le fond de la virole qui sert de réservoir de liquide et les tubes du condenseur, parcourus par de l'eau à 10°C, provoquent un fort sous refroidissement du liquide (on peut facilement obtenir un sous refroidissement supérieur à 10°C.



La HP devenant trop faible, le détendeur thermostatique (ou le détendeur capillaire) ne peut plus assurer le débit correct de fluide frigorigène liquide dans l'évaporateur.

En effet, la différence de pression HP-BP diminuant, le débit de liquide injecté par le détendeur diminue également (*même s'il est ouvert à fond*) ce qui entraîne une très forte réduction du volume de vapeurs produites dans l'évaporateur.

Comme le compresseur continue d'aspirer et qu'il y en a de moins en moins de vapeurs produites, *la BP diminue fortement (à la limite, le pressostat BP coupe en sécurité)...*

Simultanément, l'évaporateur étant mal alimenté, la surchauffe est très importante et la puissance frigorifique est très faible.

En résumé, cette BP faible fait aussitôt penser à une panne BP. Il ne peut pas s'agir d'un évaporateur trop petit *puisque la surchauffe est grande*. On peut écarter un manque de charge *puisque le sous refroidissement est correct*. Comme il n'y a pas de prédétente sur la ligne liquide, *il s'agit à coup sûr d'un détendeur trop petit* (voir : *pannes principales, page 192*).

Bien que le diagnostic soit parfaitement exact, il est inutile de commencer à "bidouiller" le détendeur (il est déjà ouvert à fond) : la panne provient tout simplement d'une HP trop faible qui donne exactement les mêmes symptômes qu'un détendeur trop petit (voir : panne du détendeur trop petit, aspect pratique, page 63).

FONCTIONNEMENT DE LA VANNE A EAU PRESSOSTATIQUE

Pour remédier au problème que nous venons d'évoquer, on peut installer sur l'eau une Vanne Pressostatique (**VP**).

La VP est directement pilotée par un capillaire qui relie son soufflet à une prise de pression HP. Ce soufflet pousse le clapet de la vanne vers le haut (pour l'ouvrir) tandis que le ressort de réglage pousse vers le bas (pour fermer la vanne).

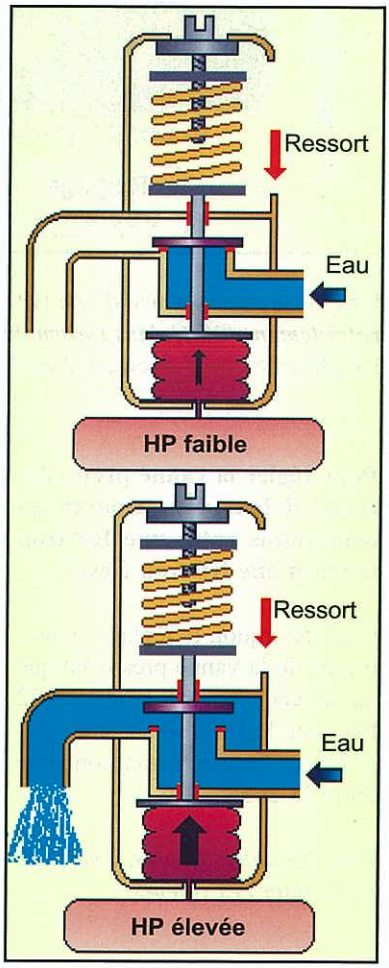
Quand la force du ressort de réglage est supérieure à la HP, la vanne est fermée. Si le compresseur se met en service, la HP augmente et dès qu'elle atteint la valeur réglée par le ressort, la VP commence à ouvrir.

Elle permet ainsi très facilement de maintenir une HP constante à une valeur que l'on peut régler en bandant plus ou moins le ressort. Le détendeur conserve donc une capacité optimum et l'évaporateur est toujours alimenté en liquide ce qui permet d'éliminer le risque de coupure BP vu précédemment.

Mais la VP a un autre rôle non négligeable. En effet, elle permet aussi d'économiser l'eau :

- *Quand le compresseur fonctionne,* puisqu'elle ajuste le débit d'eau consommé aux besoins réels. Par exemple, s'il y a 2 compresseurs en parallèle, le débit d'eau quand un seul compresseur tourne est environ 2 fois plus faible que lorsque les 2 sont en service.

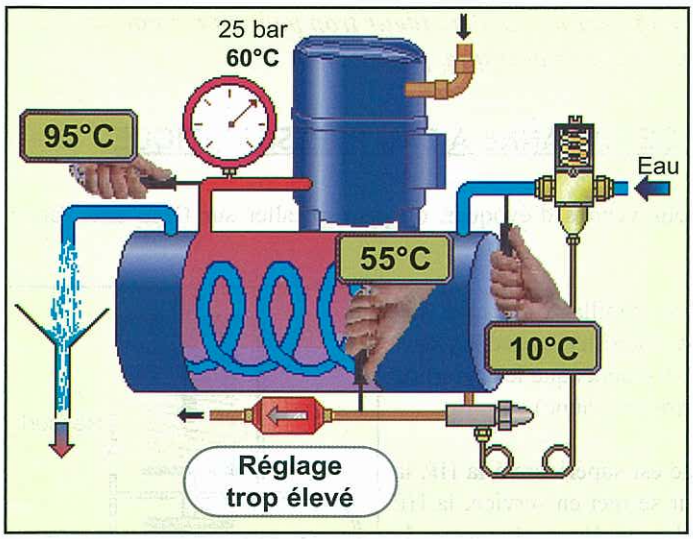
- *A l'arrêt du compresseur*, puisqu'alors la HP diminue rapidement ce qui provoque aussitôt la fermeture automatique de la vanne.



RÉGLAGE DE LA VANNE A EAU PRESSOSTATIQUE

Nous avons vu au début de ce chapitre les conséquences désastreuses d'une HP trop faible. Alors, à quelle valeur faut-il régler la vanne pressostatique ?

On considère généralement, avec un condenseur à eau perdue, ***qu'en dessous de 15 bar*** *(avec du R22)* ***la consommation d'eau de ville devient prohibitive***. Le débit est trop important, la température de l'eau à la sortie du condenseur est faible et l'eau est rejetée à l'égout sans s'être échauffée suffisamment. C'est à coup sûr une forme de gaspillage qui coûte très cher à l'utilisateur. Le bon réglage doit donc être supérieur à 15 bar.



A présent, regardons ci-contre ce qu'on obtient en réglant la HP par exemple à 25 bar. La consommation d'eau est très fortement réduite et l'eau s'échauffe fortement en traversant le condenseur : l'économie est maximale.

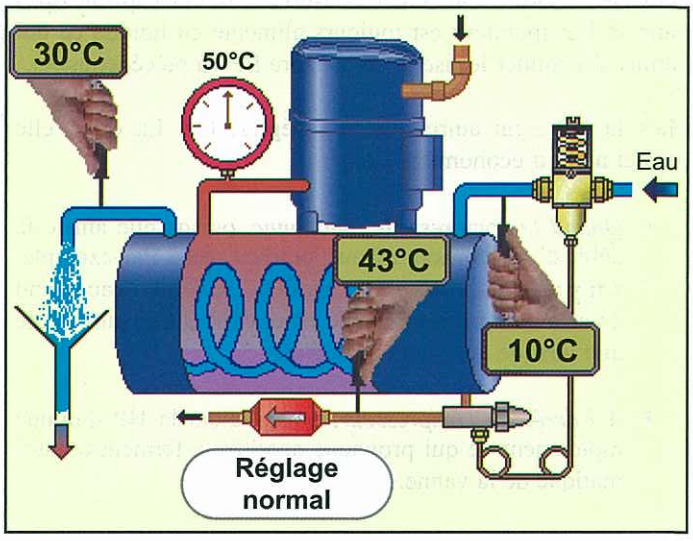
Cependant, le taux de compression augmentant avec la HP, la consommation électrique du compresseur s'accroît et la puissance frigorifique diminue (pour rappel, lorsque la température de condensation augmente de 1°C, la puissance frigorifique diminue d'environ 1%).

Une autre conséquence d'une HP trop élevée ***est l'augmentation excessive de la température de refoulement*** *(95°C dans l'exemple ci-dessus)*, ce qui favorise principalement la décomposition de l'huile et le développement d'acidité dans le circuit.

Pour régler la vanne pressostatique, il faut donc trouver un compromis entre une HP trop basse et une HP trop élevée.

C'est pourquoi, le réglage économique de la vanne pressostatique est souvent compris entre 15 et 22 bar avec le R22, soit une température de condensation comprise entre 38 et 55°C.

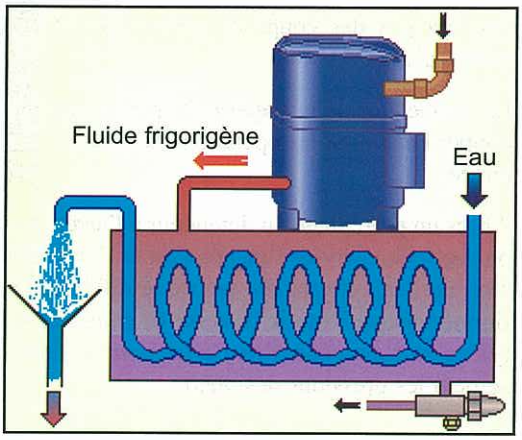
Pour les autres fluides, il suffit de transposer ces valeurs.



MONTAGE DE LA VANNE A EAU PRESSOSTATIQUE

A) RACCORDEMENT DU CONDENSEUR.

Avant toute chose, il faut être très vigilant sur le raccordement du condenseur. Le schéma de raccordement optimal est représenté ci-contre.

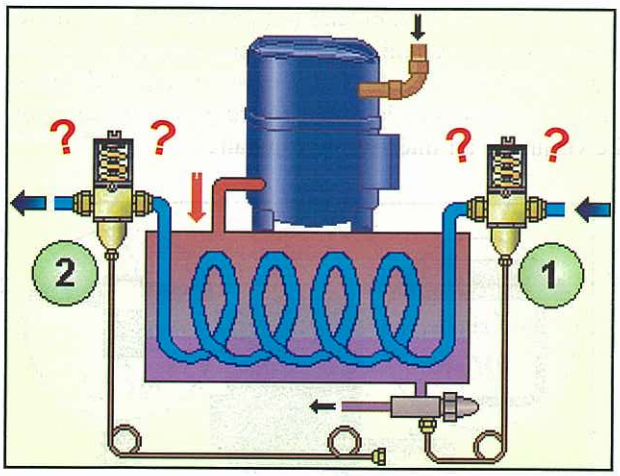


L'entrée d'eau froide doit obligatoirement se situer du côté du départ liquide.

Ceci permet à l'eau la plus froide d'être immédiatement en contact avec le liquide qui quitte le condenseur afin d'obtenir le meilleur sous refroidissement possible.

De plus, l'eau parcourt généralement le condenseur à contre-courant du fluide frigorigène afin d'optimiser au maximum l'échange de chaleur.

B) MONTAGE DE LA VP : A L'ENTRÉE OU A LA SORTIE DU CONDENSEUR ?

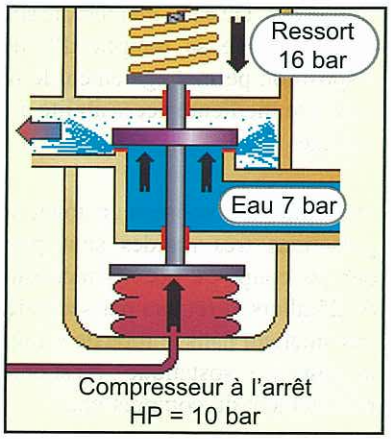


Que la VP soit montée à l'entrée ***(repère 1)*** ou à la sortie ***(repère 2)*** du condenseur, la HP sera aussi bien régulée dans un cas comme dans l'autre.

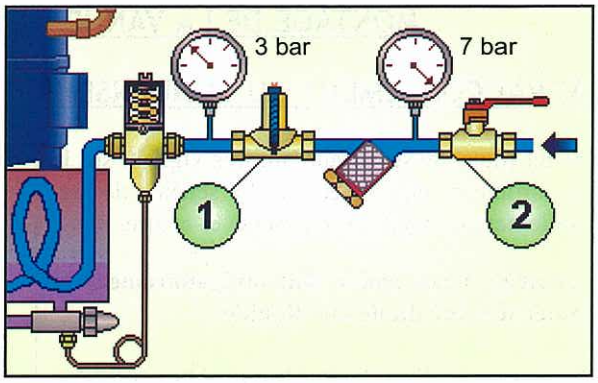
Toutefois, la VP est le plus souvent montée sur l'entrée d'eau. En effet, dès l'arrêt du compresseur, la HP diminue et la VP se ferme. Quand la VP est sur l'entrée, le tube du condenseur est alors mis à la pression atmosphérique et une partie de l'eau peut s'écouler à l'égout. Si le condenseur se trouve dans un local où la température risque de devenir négative en hiver, le risque de gel est alors moins important que si le tube restait entièrement rempli d'eau (ce qui serait le cas avec la vanne placée en sortie).

Remarque importante : lorsque la pression de l'eau de ville est supérieure à environ 5 bar, à chaque ouverture et fermeture de la VP, il risque de se produire des coups de bélier dans l'installation avec des bruits très désagréables.

De plus, la pression de l'eau tend à lever le clapet. Si cette pression est irrégulière, la HP peut manquer de stabilité et la vanne risque parfois de fuir à l'arrêt du compresseur. Dans l'exemple, le ressort est réglé pour 16 bar et la HP du compresseur à l'arrêt est de 10 bar. Quand la pression de l'eau dépasse 6 bar, la vanne fuit alors que le compresseur ne tourne pas...



Dans ce cas, il est conseillé de monter avant la VP un détendeur, appelé aussi réducteur de pression d'eau ***(repère 1)***, qu'on réglera pour maintenir une pression d'eau d'environ 3 à 4 bar (ou toute pression qui ne provoquera pas des coups de bélier dans le réseau d'eau).



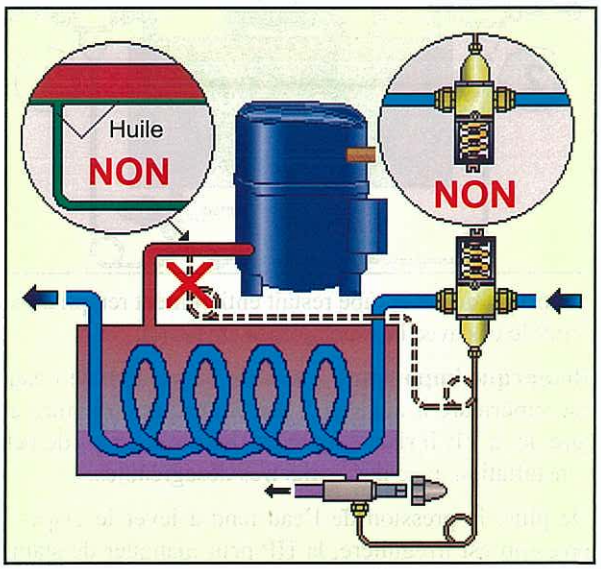
La vanne manuelle ***(repère 2)*** permet de couper l'eau pour les opérations de maintenance.

Après un préréglage du détendeur à l'arrêt, on mettra en service l'installation et l'on vérifiera les pressions (HP et pression de l'eau). La pression de l'eau en marche peut être différente du pré-réglage car un détendeur se règle et se positionne lorsque l'eau le traverse (il en est de même lorsque l'on règle les manos détendeurs d'acétylène et d'oxygène d'un chalumeau : il faut ouvrir les robinets du chalumeau pour ajuster précisément les pressions désirées).

C) LE RACCORDEMENT DU CAPILLAIRE SUR UNE PRISE HP.

Lors du démarrage du compresseur, tant que la vanne pressostatique reste fermée, la HP monte rapidement. La pression HP est transmise au soufflet par le capillaire (ou par un tube ⁄" selon les modèles). Si celui-ci est trop long et malheureusement rempli d'huile, le compresseur risque de couper en HP avant que la VP puisse commencer à s'ouvrir. En fait il existe un retard de transmission normal entre la prise de pression HP et le soufflet de la vanne, retard principalement provoqué par le difficile écoulement de l'huile visqueuse à l'intérieur du capillaire.

Des coupures HP intempestives risquent surtout de se produire lorsque le piquage du capillaire est réalisé *en dessous du tube* de refoulement : l'huile qui circule dans le bas du tube va alors à coup sûr s'écouler dans le tube de liaison où elle restera piégée.



Il est aussi préférable de monter la vanne avec son soufflet pressostatique dirigé vers le bas. De cette manière, le soufflet ne risque pas de se remplir d'huile. Cette disposition permet également le plus souvent une meilleure accessibilité à la vis de réglage.

Dès que le compresseur fonctionne des pulsations très rapides sont provoquées par les coups de pistons incessants (près de 25 allers et retours par seconde avec un compresseur tournant à 1450 tr/mn). Ces pulsations se transmettent dans le tube de refoulement et elles risquent à la longue de "fatiguer" prématurément la vanne pressostatique : il est donc recommandé de raccorder le capillaire le plus loin possible du refoulement du compresseur.

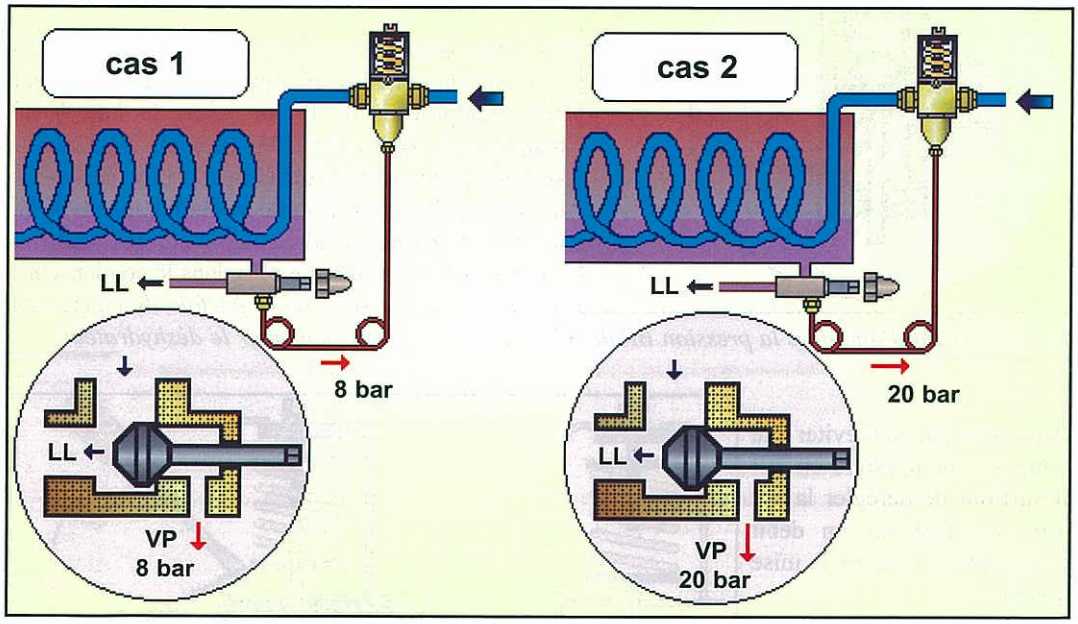
D'autre part, si le capillaire est brasé directement sur le refoulement et s'il s'avère nécessaire de remplacer la VP, il faudra vidanger totalement le condenseur du fluide frigorigène qu'il contient car il n'y aura aucun de moyen d'isolement de la prise HP.

Pour toutes ces raisons, il est plus judicieux, lorsque l'on dispose d'une vanne départ liquide, de raccorder le capillaire sur celle-ci plutôt que sur la conduite de refoulement.

D) LES ERREURS A EVITER.

Quand la prise de pression de la VP est raccordée sur la vanne départ liquide, faites alors bien attention à ne jamais fermer accidentellement la prise de pression : *la VP et le condenseur doivent toujours rester en communication.*

Dans le cas contraire, plusieurs cas de panne peuvent se présenter :

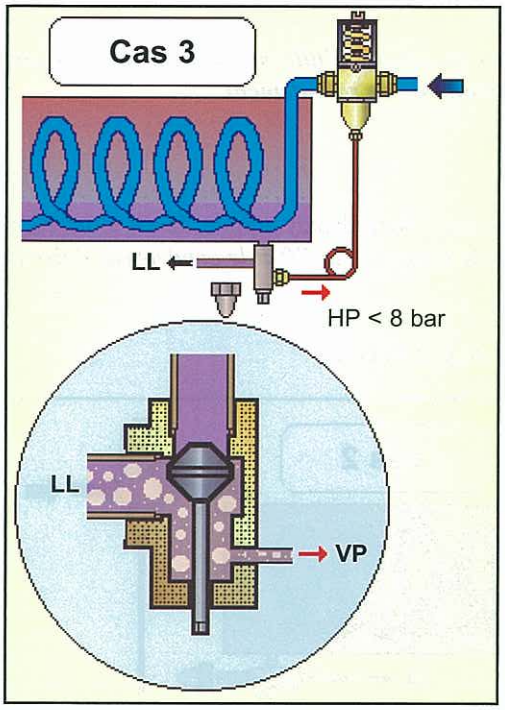


▸ Cas ① : *le compresseur étant à l'arrêt,* vous laissez par inadvertance la tige de vanne complètement sur l'arrière : la prise de pression est donc isolée et le soufflet de la VP reçoit en permanence la HP au moment de l'arrêt, par exemple 8 bar. Quand le compresseur va démarrer, la pression restera à 8 bar dans le capillaire et la VP restera fermée : le compresseur va à coup sûr couper en HP.

▸ Cas ② : *le compresseur étant en service,* la HP est par exemple de 20 bar. La même erreur que précédemment piège cette fois-ci 20 bar dans le capillaire. Avec une telle pression, la VP restera constamment ouverte, en fonctionnement comme à l'arrêt du compresseur. Cette fois, il n'y aura pas de coupure HP mais le client vous appelle un mois plus tard car sa facture d'eau aura triplé ! Il est primordial lorsque le compresseur s'arrête en régulation que la VP se ferme très rapidement (puisque la HP diminue alors rapidement).

Sur le chantier, il est très important de vérifier qu'en stoppant le compresseur l'eau s'arrête rapidement de couler.

Cas ③ : Dans les 2 exemples précédents, la vanne départ liquide était montée *horizontalement*. Regardons les risques avec une vanne montée *verticalement* :



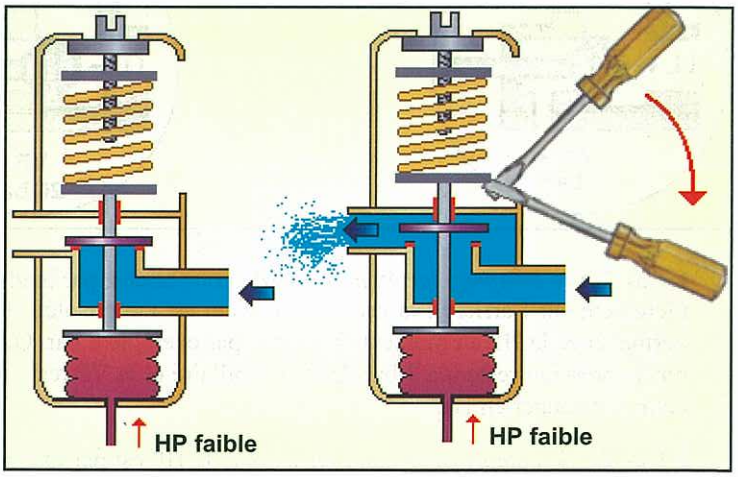
Bien sûr, les mêmes risques que précédemment existent si vous laissez accidentellement la vanne liquide sur l'arrière. Cependant, un autre problème peut arriver :

Par exemple, pour remplacer le déshydrateur, vous devez procéder à une mise à vide de l'évaporateur et de la ligne liquide en fermant la vanne départ liquide sur l'avant. A ce moment, la vanne ferme l'arrivée du liquide (côté condenseur) mais elle garde en relation le soufflet de la VP avec la ligne liquide (côté déshydrateur).

La vanne départ liquide étant sur l'avant, la pression dans la ligne liquide diminue progressivement pour s'approcher de 0 bar (c'est le but de la manoeuvre). Mais cette faible pression est transmise simultanément au soufflet de la vanne pressostatique, laquelle se ferme donc très rapidement. Ainsi, la VP reste fermée pendant que le compresseur tire au vide et l'eau ne circule plus dans le condenseur : *le compresseur risque donc parfois de couper en HP bien avant d'atteindre la pression BP de 0 bar nécessaire pour démonter le déshydrateur.*

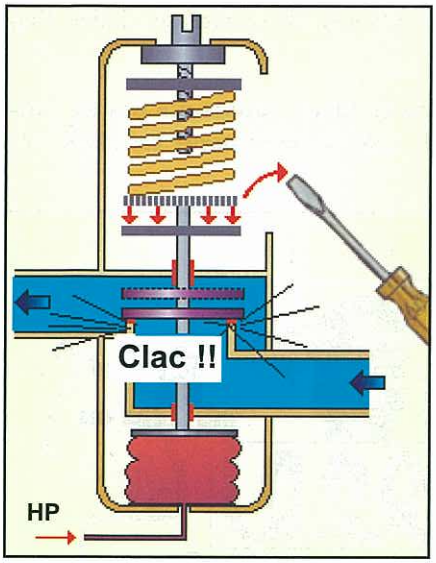
Bien entendu, pour éviter une coupure intempestive en HP il suffirait de dérégler la VP afin de maintenir un débit d'eau correct pendant la mise à vide.

Mais on peut aussi forcer l'ouverture de la vanne à l'aide d'un (ou de 2) tournevis : on gagne ainsi du temps et on ne dérègle rien.



E) MAINTENANCE DES VANNES PRESSOSTATIQUES.

Lorsqu'une VP n'est pas étanche à l'arrêt du compresseur, cela peut provenir d'un mauvais réglage (HP réglée trop faible) ou d'une pression d'eau de ville trop importante. Mais il se peut aussi que le clapet de la vanne ne soit plus étanche...



Selon le cas, on peut être amené à remplacer le joint, le corps de la vanne ou la vanne complète.

Cependant, avant de démonter une VP, une manipulation très simple permet de s'assurer qu'il n'y a pas de tartre ou d'impuretés qui pourraient gêner la fermeture de la vanne et donc provoquer la fuite à l'arrêt.

On force la vanne à l'ouverture à l'aide d'un tournevis puis on le retire très brusquement.

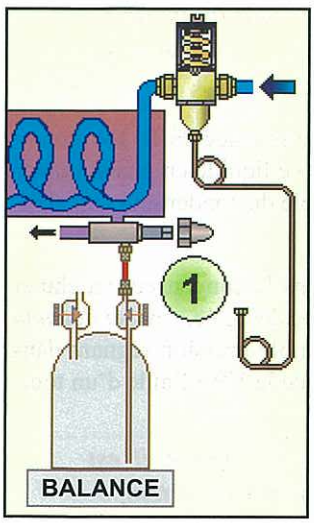
On entend alors le clapet taper sur le siège, ce qui casse l'éventuelle pellicule de tartre.

En forçant à nouveau la vanne avec le tournevis, l'afflux d'eau entraîne les impuretés qui se sont détachées.

Cette manipulation très simple (à répéter plusieurs fois) devrait être systématique dans le cadre d'une maintenance préventive. Elle permet souvent de rendre à nouveau étanche une VP qui fuyait à l'arrêt du compresseur.

F) VANNE PRESSOSTATIQUE ET RÉCUPÉRATION DU FLUIDE FRIGORIGÈNE.

Pour certaines interventions sur le circuit, il peut s'avérer nécessaire de vider complètement l'installation de tout son fluide frigorigène. A ce moment, se pose le problème de la récupération du fluide (voir : *Problème de la récupération des fluides frigorigènes, page 391*).



Pour effectuer le plus rapidement possible la récupération du fluide frigorigène, on doit systématiquement privilégier la récupération en phase liquide.

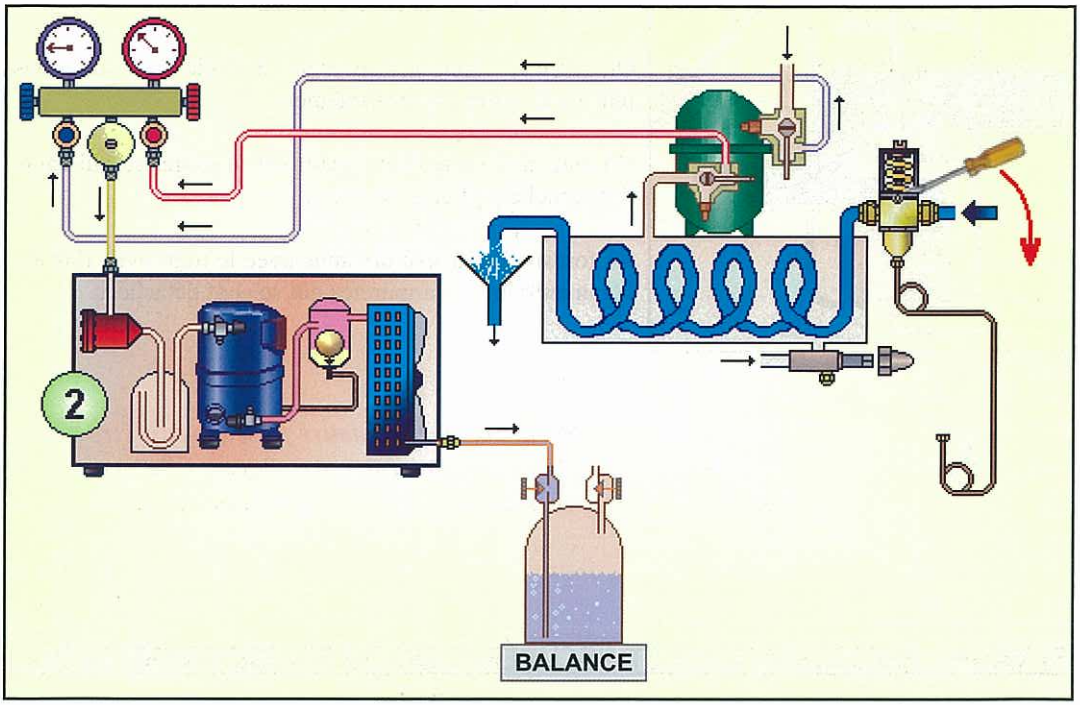
Parmi les différentes méthodes possibles (qui sont détaillées des pages 391 à 403), l'une des plus simples pour notre petite installation est de raccorder la bouteille de récupération sur la vanne départ liquide à la place du capillaire de la VP ***(repère 1).***

En ouvrant alors la vanne départ liquide et celle de la bouteille de récupération, le liquide chaud contenu dans le condenseur sera aspiré dans la bouteille (encore plus rapidement si la bouteille est préalablement tirée au vide ou si elle est bien froide).

Plus la différence de température (et donc de pression) sera importante entre le condenseur et la bouteille, plus on récupérera rapidement la quasi totalité du liquide (on estime généralement qu'on peut récupérer par cette méthode environ 90% de la contenance initiale de l'installation)...

On doit ensuite procéder à l'extraction du fluide frigorigène restant en phase gazeuse à l'aide d'un groupe de récupération ***(repère 2).***

A NOTER : quelle qu'en soit la raison, si la récupération en phase liquide n'a pas été possible, il faudra tout récupérer en vapeur et le risque de geler le condenseur est alors très important.



Pour prévenir tout risque de gel, il faut dans tous les cas impérativement forcer la circulation de l'eau dans le condenseur (voir page 401).

Pendant la récupération en phase vapeur, s'il reste du fluide frigorigène liquide dans le condenseur, l'évaporation de ce liquide risque de provoquer irrémédiablement le gel et la destruction des tubes du condenseur si l'eau ne circule pas abondamment !

En effectuant un calcul simple sur un condenseur à eau perdue d'une puissance de 10 kW contenant une charge en fluide frigorigène liquide de 1,5 kg, l'extraction de ce liquide en phase vapeur (sans faire couler l'eau) peut faire descendre la température de l'ensemble du condenseur aux alentours de - 40°C avec la plupart des fluides frigorigènes !

Au fur et à mesure de la récupération en phase vapeur, la pression dans le condenseur va chuter fortement et la VP va vouloir se refermer. Dans ce cas, la VP devra être déréglée, *ressort détendu au maximum,* pour forcer l'ouverture et faire couler l'eau malgré la faible pression régnant dans son soufflet. Il sera souvent nécessaire, *en plus*, de bloquer l'ouverture de la VP à l'aide d'un tournevis pendant toute la durée de la récupération.

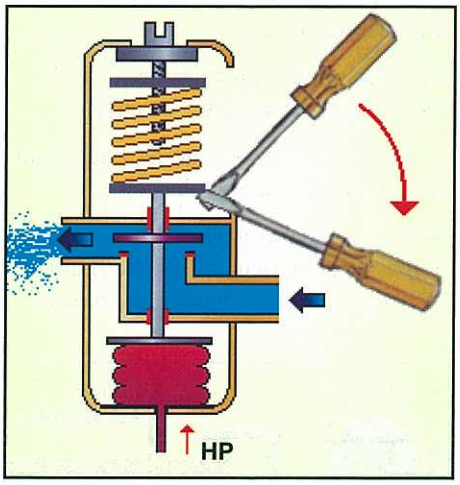
Pendant toute la durée de la récupération en phase vapeur, il est impératif de surveiller très attentivement le débit d'eau et la température du bas du condenseur (un simple toucher régulier peut suffire à éviter bien des ennuis).

PANNES DU CONDENSEUR A EAU TROP PETIT.

Nous avons déjà largement étudié et commenté les pannes de condenseur *à air* trop petit *(voir : analyse des symptômes et aspect pratique, page 171 à 190)*. Dans ce chapitre, nous compléterons nos connaissances en étudiant **les pannes HP particulières aux condenseurs à eau perdue régulés par une vanne pressostatique (VP).**

Avec un condenseur à eau perdue, lorsque la HP augmente régulièrement jusqu'à la coupure en sécurité HP, il faut tout de suite vérifier si l'eau s'écoule normalement en sortie du condenseur.

Un test très simple consiste, sans dérégler la VP, à forcer l'ouverture de la vanne en soulevant le ressort à l'aide d'un tournevis (ou mieux, de 2 tournevis, chacun étant inséré de chaque côté de la vanne). La force exercée par les tournevis s'ajoute à celle exercée par la HP et si la vanne est en bon état, l'eau doit tout de suite s'écouler abondamment.



Attention : *même avec 2 tournevis, l'eau peut s'écouler très difficilement si la HP est faible (en cas de doute, faites tourner le compresseur pour augmenter la HP).*

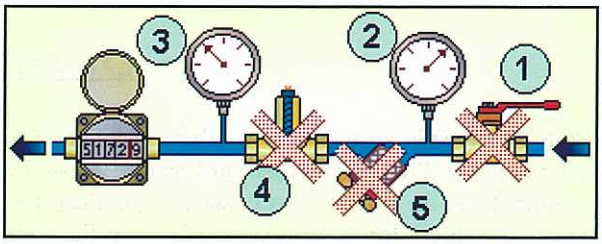
Si le montage de la VP permet difficilement de voir le débit d'eau, laissez fonctionner le compresseur et mesurez la température de l'eau à la sortie du condenseur. Si celle-ci est très élevée (supérieure à 45°C) cela confirme bien un débit d'eau insuffisant.

1er CAS : L'EAU NE COULE PAS, OU LE DÉBIT EST TRÈS FAIBLE

La vanne étant à coup sûr forcée à l'ouverture complète, si l'eau ne coule pas, où si le débit est très faible, il semble logique de rechercher la panne en priorité sur le réseau d'eau :

1) Une vanne d'arrêt n'est-elle pas fermée ou étranglée ?

2) La pression de l'eau de ville n'est-elle pas anormalement faible, n'y-a-t-il pas eu une coupure d'eau ?



A noter : *Même s'il n'y a pas de manomètre*, un test très rapide consiste à ouvrir le robinet d'eau froide d'un lavabo : vous pourrez facilement apprécier la pression du jet d'eau et peut être vous rendre compte qu'il y a une coupure générale de l'eau, par exemple à cause de travaux !.

3) S'il y a un détendeur sur l'eau, la pression en sortie est-elle suffisante ?

4) Le détendeur est-il bien installé, en bon état et bien réglé ?

5) N'y a-t-il pas un filtre sur l'arrivée d'eau ? Ne serait-il pas colmaté ?

Si tout semble normal sur l'eau, on peut insister encore avec le tournevis pour essayez d'obtenir du débit : il se peut que le clapet de la VP soit coincé.

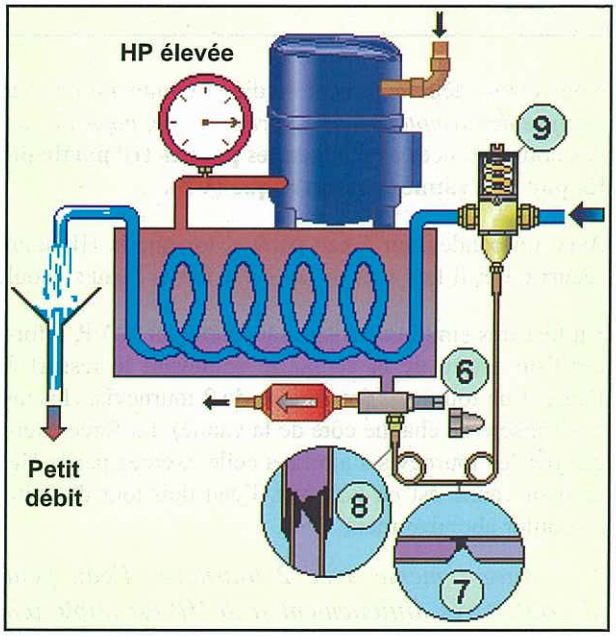
Si l'eau coule normalement quand vous forcez l'ouverture de la VP, il est vraisemblable que la HP n'est pas transmise normalement dans son soufflet. Il faut alors vérifier le raccordement du capillaire (voir *: raccordement du capillaire sur une prise HP, page 474*) et éventuellement les points suivants :

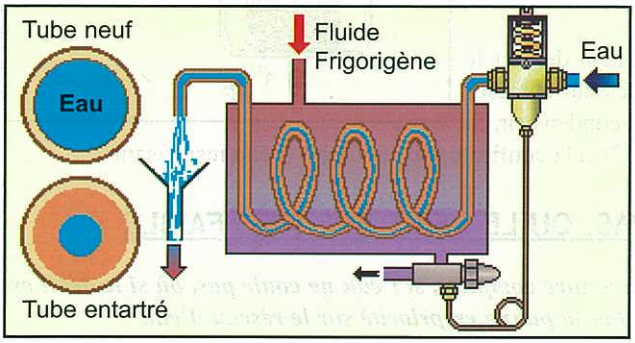
6) La vanne de service qui sert à raccorder la prise de pression est-elle bien en position intermédiaire ?

7) Le capillaire qui transmet la HP à la VP ne serait-il pas pincé ou écrasé ?

8) Une brasure mal faite ne boucherait-elle pas le capillaire de liaison ?

9) La vanne pressostatique a-t-elle un bon aspect extérieur ? Est-elle rouillée ? N'est-elle pas tout simplement bloquée ?





Pour l'anecdote, l'auteur se souvient d'une vieille installation sur laquelle le compresseur avait rendu l'âme.

Pour résumer, le condenseur était tellement entartré que l'épaisseur de tartre ne laissait plus passer qu'un très mince filet d'eau. Le pressostat HP de sécurité avait été shunté et le compresseur a bien sûr grillé.

EXERCICE

Vous effectuez la mise en service d'une installation frigorifique neuve équipée d'un condenseur à eau perdue et d'une VP montée sur l'arrivée d'eau. Le compresseur étant à l'arrêt, vous ouvrez le robinet d'eau de ville et vous constatez que l'eau coule abondamment à la sortie du condenseur. Vous vous dites alors : "pas de problème sur l'eau mais la VP est trop ouverte, il faudra la régler convenablement".

A ce moment, vous mettez en service le compresseur, la pression HP commence à augmenter et contre toute logique, la VP se ferme ! Bien entendu, la HP monte de plus belle et le compresseur coupe très rapidement au pressostat de sécurité HP. Le compresseur étant à l'arrêt, la HP redescend et brusquement l'eau se remet à couler. Que peut-il bien se passer ?

Réponse à la fin de ce chapitre, page 486.

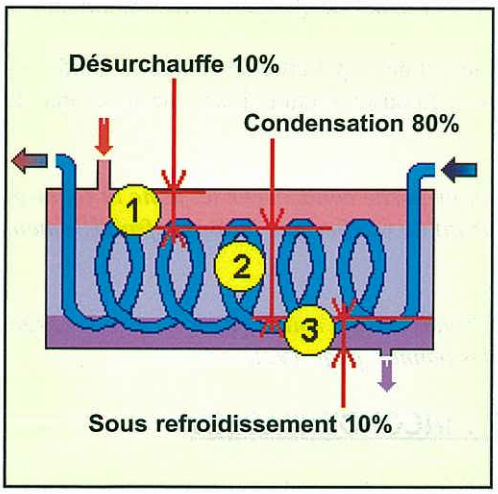
2ème CAS : L'EAU COULE FORTEMENT : EXCÈS DE CHARGE

Pour rappel, la panne de l'excès de charge a déjà été étudiée pour les condenseurs à air (voir : *analyse des symptômes et aspect pratiques des pages 151 à158*).

Pour compléter nos informations, on peut distinguer trois zones distinctes dans un condenseur normalement chargé en fluide frigorigène :

- Zone 1 : permet la désurchauffe des gaz chauds, en haut du condenseur.
- Zone 2 : permet la condensation des vapeurs, au centre du condenseur.
- Zone 3 : permet le sous refroidissement du liquide, dans le bas du condenseur.

Le schéma ci -dessous symbolise la surface d'échange occupée par ces trois zones.



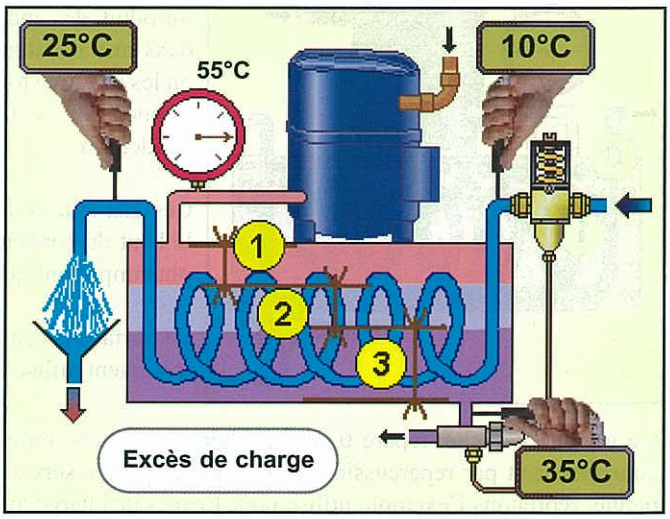
On remarque que l'espace (ou la surface de tube) occupée par la condensation, est de très loin la plus importante. En effet, l'énergie mise en jeu pour la condensation est environ 8 fois plus importante que celle nécessaire à la désurchauffe ou au sous refroidissement.

Par exemple, si le tube a une longueur totale de 10 mètres, environ 1 m serviront à la désurchauffe, 8 m à la condensation et 1 m au sous refroidissement. Bien entendu ces longueurs ne sont pas exactes au centimètre près, mais elles donnent une bonne indication très proche de la réalité : la longueur de tube réservée à la condensation est capitale.

Lorsque le remplissage du circuit frigorifique en fluide frigorigène est trop important, le liquide s'accumule dans le bas du condenseur qui sert aussi de réservoir.

La surface occupée par la zone 1 servant à la désurchauffe reste sensiblement identique.

Le bas du condenseur étant occupé par l'excès de liquide, la zone 3 de sous refroidissement va augmenter. Par exemple, la longueur de tube utilisée pour le sous refroidissement va passer de 1 m à 4 m : Le liquide sera donc très fortement sous refroidi (facilement plus de 10°C)



Il restera donc moins de place pour la zone 2 située au centre du condenseur : dans notre exemple, la longueur de tube réservée à la condensation va passer de 8 m (avec une charge normale) à seulement 5 m.

En conclusion, les gaz chauds qui arrivent du compresseur se désurchauffent puis ils « cherchent » une grande surface d'échange pour se condenser. Comme ils ne « trouvent » qu'une faible longueur de tube, la condensation s'effectue très mal et la HP augmente exagérément !

La surface d'échange occupée par un excès de liquide au détriment de la condensation provoque donc une augmentation de la HP.

En résumé, un excès de charge provoque une augmentation de la HP. Celle-ci entraîne à son tour :

- Une consommation d'eau anormalement importante.
- Une surconsommation électrique du compresseur.
- Une puissance frigorifique plus faible.
- Un sous refroidissement inutilement exagéré (plus de 10°C).
- Une coupure du compresseur en sécurité HP si l'excès de charge est très important.

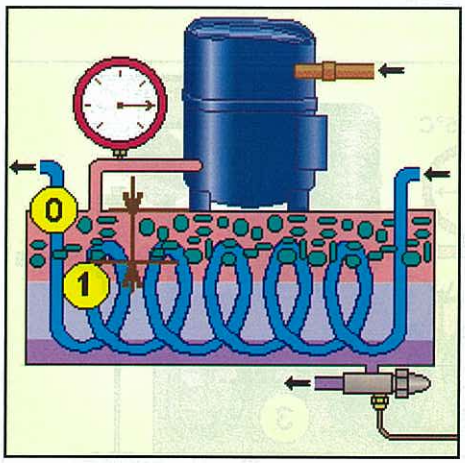
Même si le compresseur ne coupe pas en sécurité HP, le fait de trop mettre de charge en fluide frigorigène dans le circuit frigorifique va occasionner une surconsommation d'eau par la montée de la HP et l'ouverture de la VP.

Cela est loin d'être négligeable puisque le débit d'eau en sortie condenseur (et donc la facture) peut être multiplié par 2 ou par 3 ! Il est donc important de vérifier que le sous refroidissement ne dépasse pas une dizaine de °C.

Si la HP est anormalement élevée avec un bon sous refroidissement, soit il y a un excès de charge, soit il y a des incondensables (voir : organigramme des pannes, page 192).

3ème CAS : L'EAU COULE FORTEMENT : INCONDENSABLES

Pour rappel, la panne des incondensables a déjà été étudiée pour les condenseurs à air (voir : *panne des incondensables, analyse des symptômes et aspect pratique, des pages 163 à169*).



Lorsqu'une accumulation de fausses manoeuvres a introduit des incondensables (de l'air ou de l'azote) dans une installation frigorifique à condenseur à eau, on les retrouve toujours après un certain temps de fonctionnement accumulés et piégés dans le haut du condenseur.

Ces gaz indésirables occupent un certain volume dans le haut du condenseur, ce volume perdu étant d'autant plus important que les incondensables sont nombreux.

La surface d'échange dans cette zone supérieure, normalement utilisée pour la désurchauffe, devient inutile.

Ce volume parasite, repéré 0 sur le schéma ci-dessus, réduit donc la surface d'échange utile du condenseur et par répercussion, il diminue la zone réservée à la condensation. Pour expliquer la panne, reprenons l'exemple utilisé pour l'excès de charge avec un condenseur constitué d'un tube d'une longueur de 10 m.

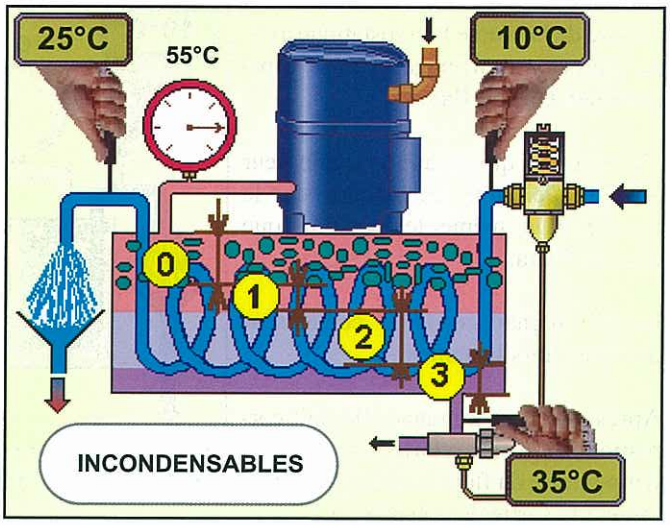
A présent, décomposons le condenseur en quatre zones et attribuons une longueur de tube à chacune :

La zone 0 est occupée par les incondensables en haut du condenseur. Admettons par exemple que 2 mètres de tube baignent dans cette zone.

La zone 1 est utilisée par la désurchauffe soit 1 m de tube.

La zone 3 est occupée par le liquide sous refroidi, soit 1 m de tube.

Il reste donc pour la zone 2 seulement 6 m de tube pour la condensation au lieu de 8 m en fonctionnement normal !



On obtient donc une panne dont les symptômes et les conséquences sont identiques à la panne de l'excès de charge :

- Une HP anormalement élevée.
- Une consommation d'eau anormalement importante.
- Une surconsommation électrique du compresseur.
- Une puissance frigorifique plus faible.
- Un sous refroidissement inutilement exagéré (plus de 10°C).
- Une coupure du compresseur en sécurité HP si la quantité d'incondensables est très importante.

On voit que même si le compresseur ne coupe pas en sécurité HP, la présence des incondensables dans le circuit frigorifique va occasionner une surconsommation d'eau par la montée de la HP et l'ouverture de la VP.

Une nouvelle fois, cela n'est pas négligeable puisque le débit d'eau (et donc la facture) peut être multiplié par 2 ou par 3 ! Il est donc très important de vérifier que le sous refroidissement ne dépasse pas une dizaine de °C.

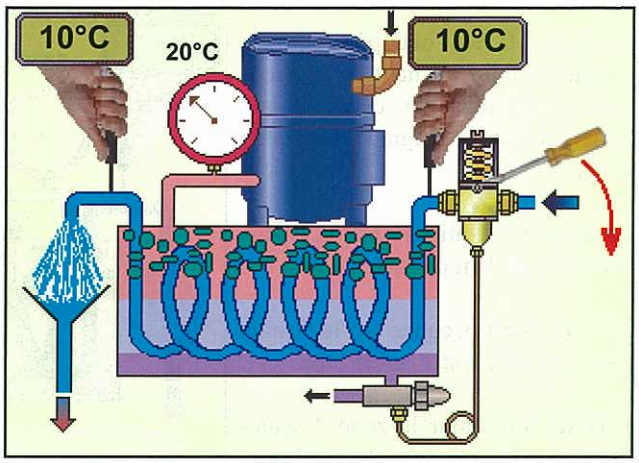
Si la HP est anormalement élevée avec un bon sous refroidissement soit il y a des incondensables, soit il y a un excès de charge (voir : organigramme des pannes, page 192).

Pour différencier la panne de l'excès de charge de la panne des incondensables, il faut pratiquer un test des incondensables dont l'analyse est traitée page 159 à propos des condenseurs à air.

Pour les condenseurs à eau, on pourrait stopper le compresseur et attendre que le condenseur et tout le fluide qu'il contient s'égalisent avec la température ambiante. Cela risque toutefois d'être très long, sauf si vous arrivez en dépannage et que le compresseur est déjà à l'arrêt depuis longtemps.

Dans ce dernier cas, avec une température ambiante au condenseur par exemple de 25°C, la relation pression température du R22 indique 9,4 bar. Si vous mesurez une HP 12 bar, il y a à coup sûr des incondensables dans le circuit.

Pour ne pas attendre que la température du condenseur s'égalise avec la température ambiante, ce qui peut être très long, on force l'ouverture de la Vanne Pressostatique avec un tournevis (voir page 479), **le compresseur étant à l'arrêt.**



L'eau froide qui balaie le condenseur refroidit alors tous les gaz ainsi que le liquide à la même température que celle de l'eau.

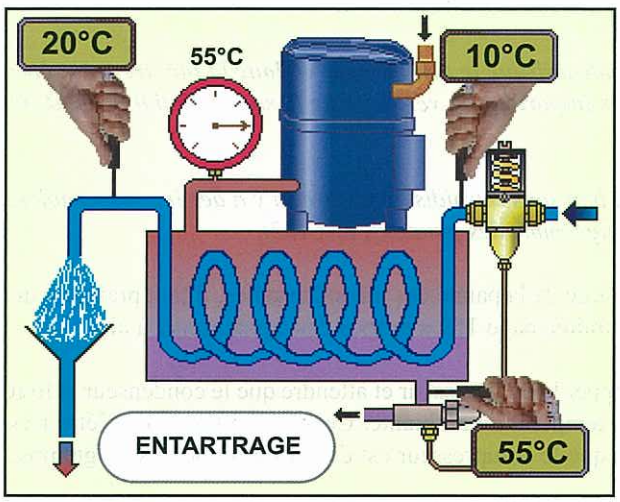
La HP régnant dans le condenseur diminue alors lentement.

Après quelques minutes, elle doit correspondre à la relation pression / température du fluide utilisé (en prenant comme référence la température de l'eau facilement mesurable à la sortie du condenseur).

Dans l'exemple ci-dessus, l'eau est à 10°C mais le mano HP indique 20°C pour le fluide de l'installation : il y a donc une forte présence d'incondensables.

Si on ne dispose pas d'une vanne de purge placée en haut du condenseur pour retirer les incondensables, il sera nécessaire de récupérer toute la charge en fluide frigorigène puis de tirer au vide l'installation (pour avoir la certitude d'enlever tous les incondensables) avant d'effectuer une nouvelle charge.

4ème CAS : L'EAU COULE FORTEMENT : CONDENSEUR ENTARTRÉ



Bien que l'eau coule très fortement à la sortie du condenseur, le compresseur coupe en sécurité HP.

En mesurant la température de l'eau à la sortie du condenseur on remarque qu'elle est à peine tiède.

De plus, le $\Delta\theta$ sur l'eau semble anormalement faible, voisin de 10°C.

Cependant avec une température d'entrée d'eau de l'ordre de 10°C et un débit aussi important, la température de condensation est de 55°C, soit un $\Delta\theta$ total très élevé de 45°C.

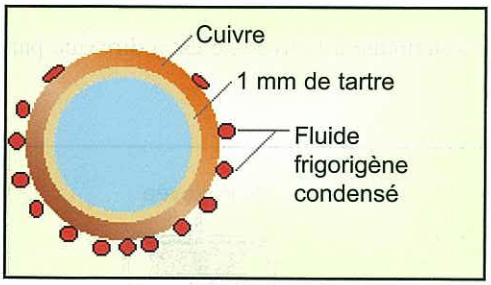
Le sous refroidissement mesuré (55 - 50 = 5°C) n'est pas très élevé pour un condenseur de ce type...

Réfléchissons un peu, que peut-il bien se passer ?

- La HP est élevée.
- L'eau coule abondamment, mais elle s'échauffe peu.
- Le sous refroidissement semble un peu faible.

Si l'eau coule fortement, c'est que la VP est ouverte car la HP est élevée. En premier réflexe, on mesure le sous refroidissement : il est plutôt faible (5°C dans l'exemple) vu le très fort débit d'eau. On peut donc à priori éliminer l'hypothèse d'un excès de charge ou d'une présence d'incondensables.

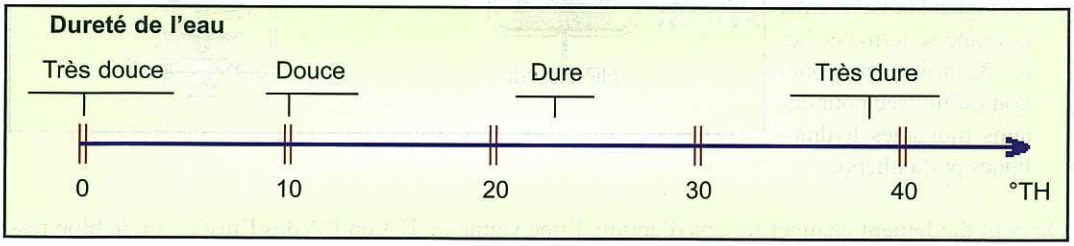
En résumé, la condensation s'effectue avec d'énormes difficultés. Un fort débit d'eau passe dans le tube du condenseur et s'échauffe difficilement. Simultanément, le fluide est mal refroidi puisque la HP est élevée.



Tout se passe donc comme si il y avait un espèce d'isolant qui bloque le passage de la chaleur entre le fluide frigorigène et l'eau.

Cet isolant bien connu s'appelle le tartre. On considère généralement qu'il suffit de 1 mm de tartre collé à l'intérieur d'un tube pour diviser son coefficient d'échange par 2. ***En clair, un condenseur entartré par 1 mm de tartre est un condenseur 2 fois plus petit.***

Cette panne est caractéristique des installations à eau perdue dont la **dureté** (appelée aussi le **TH**, ce qui signifie **T**itre **H**ydrotimétrique) est trop élevée. Ce sont des eaux riches en sels de calcium et magnésium ayant traversé le sol de régions calcaires ou crayeuses (par exemple le Bassin parisien ou la Champagne). Ces sels de calcium et de magnésium vont se déposer sous forme de tartre à l'intérieur des tuyauteries. A titre informatif, nous vous indiquons les valeurs usuelles de TH (mesure de la teneur en sels de Calcium et de Magnésium dans l'eau).



- TH = 0° français : eau très douce, *sans aucun sels de Calcium ou de Magnésium*. Un TH faible se reconnaît lorsque vous avez des difficultés à vous rincer les mains (la mousse du savon part très difficilement).
- TH = 10°F : eau douce, très peu entartrante et non agressive. C'est une valeur recommandée pour la plupart des applications.
- TH > 40°F : eau très dure et très entartrante, à la limite de la potabilité.

Quand l'eau est très dure, avec un TH > à 30°F, il peut être recommandé sur certaines petites installations de traiter l'eau pour éviter un entartrage trop rapide du condenseur.

Notez que la vitesse d'entartrage est fonction de la température. Au-dessus de 55°C, le dépôt est rapide et très incrustant...

C'est pourquoi on trouvera le maximum de tartre dans les tubes situés en haut du condenseur, dans la zone ou les gaz *très chauds* provenant du refoulement se désurchauffent.

Comme pour les autres pannes HP évoquées dans ce chapitre, l'entartrage entraîne une surconsommation d'eau et d'électricité ainsi qu'une diminution de la puissance frigorifique : il est alors indispensable de détartrer le condenseur.

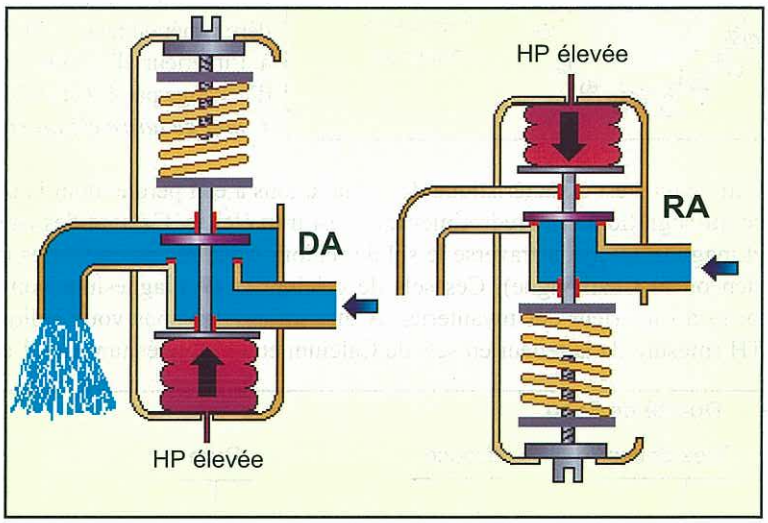
Correction de la page 480

Le compresseur étant à l'arrêt, la HP est faible et la VP est ouverte puisque l'eau coule abondamment. Par contre, quand la HP augmente, la VP se ferme puisque le débit d'eau s'interrompt et le compresseur coupe en HP.

Il n'y a pas 50 solutions, il semble évident que la VP fonctionne à l'envers, c'est à dire que par montée de la HP, elle se ferme au lieu de s'ouvrir !

Pour comprendre le phénomène, il faut savoir que certaines VP peuvent être montées :

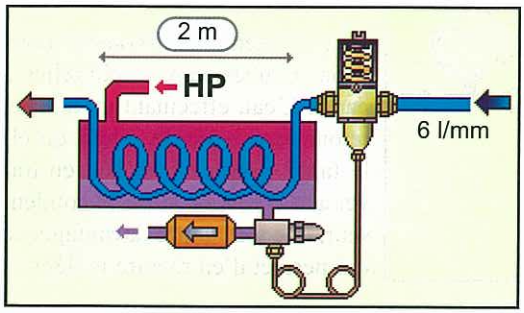
- Soit en DA (**D**irect **A**ction ou action directe) : quand la HP monte, la vanne s'ouvre (schéma de gauche, c'est le cas le plus classique).
- Soit en RA, (**R**everse **A**ction ou action inverse) : quand la HP monte, la vanne se ferme (schéma de droite, cette fonction est utilisée pour certains montages hydrauliques particuliers).



On peut facilement changer le sens d'action d'une vanne de DA en RA dès l'instant ou le bloc ressort et le bloc soufflet sont permutables sur le corps de la vanne. Les 2 schémas de principe ci-dessus devraient vous permettre de bien comprendre le phénomène.

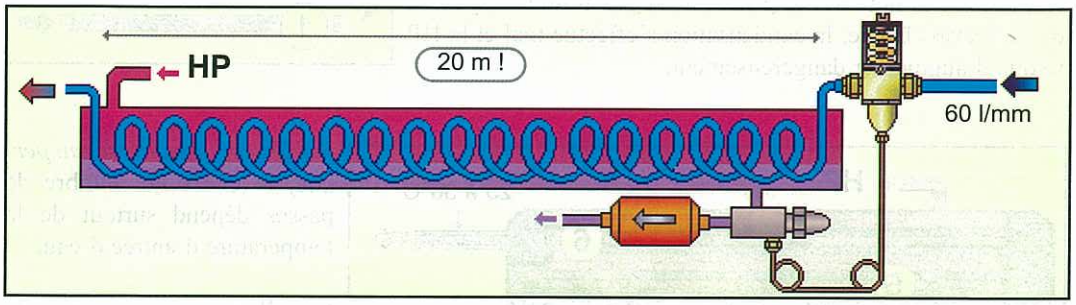
Alors, si vous êtes amenés à démonter complètement une vanne permutable, il vaut mieux prendre des repères et être vigilant au moment du remontage !

LES CONDENSEURS MULTITUBULAIRES



Avant d'aborder le fonctionnement des condenseurs multitubulaires, reprenons le même petit condenseur à eau que celui utilisé jusqu'à présent. Par exemple, admettons que sa puissance soit de 6 kW et qu'il soit constitué d'un tube de 2 m de long et de 12 mm de diamètre. Pour assurer cette puissance avec un $\Delta\theta$ sur l'eau raisonnable, disons qu'il doit être parcouru par un débit d'eau de 6 litres par minute.

Maintenant, si l'on veut augmenter la puissance de ce condenseur, il sera nécessaire non seulement d'augmenter la longueur de tube permettant l'échange de chaleur mais aussi d'augmenter le débit d'eau. Par exemple, imaginons un condenseur d'une puissance de 60 kW (ce qui n'est pas énorme). *En comparaison,* il devrait être 10 fois plus grand que le précédent, c'est à dire avoir une longueur de 20 m et être parcouru par un débit de 60 litres par minute !



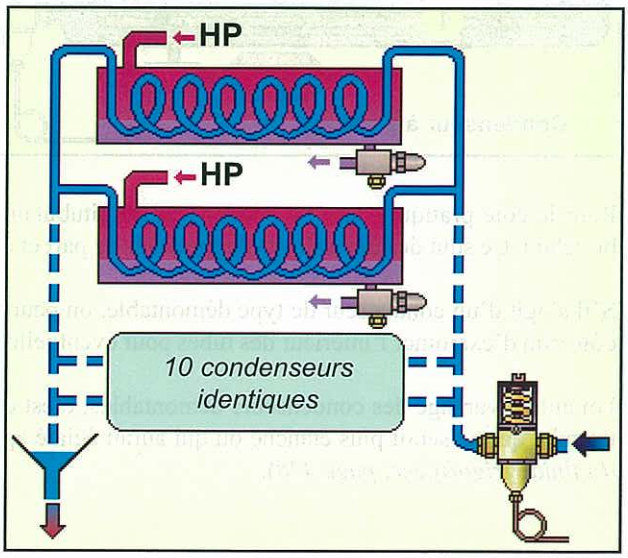
Cela pourrait poser quelques problèmes. En effet, dans quel local pourrait-on installer un condenseur d'une longueur de 20 m ?

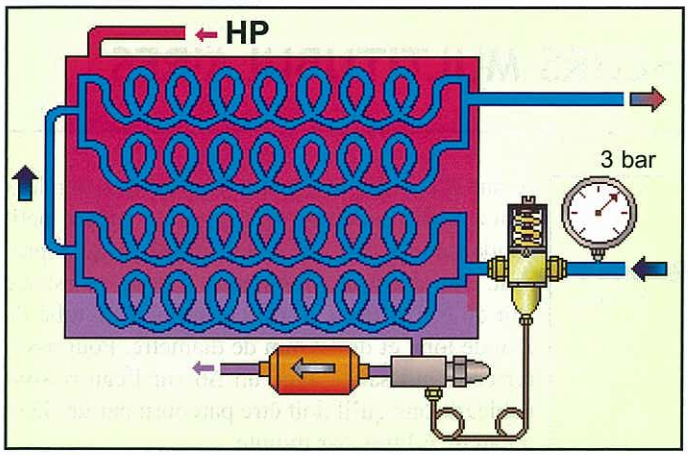
De plus, essayez donc, dans votre évier, de remplir 60 bouteilles de 1 litre (soit 60 litres d'eau) en 1 minute, c'est à dire de remplir 1 bouteille par seconde !

Une première solution serait de monter en parallèle plusieurs petits condenseurs.

Dans notre exemple, il faudrait raccorder en parallèle 10 condenseurs de 2 m pour obtenir une puissance de 60 kW.

Bien sûr, le raccordement des 10 tubes de refoulement et des 10 vannes de départ liquide pourrait alors poser quelques problèmes !

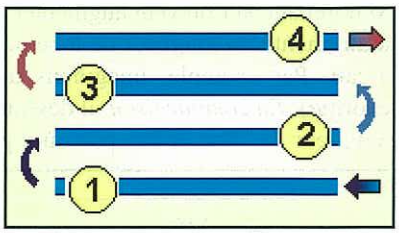




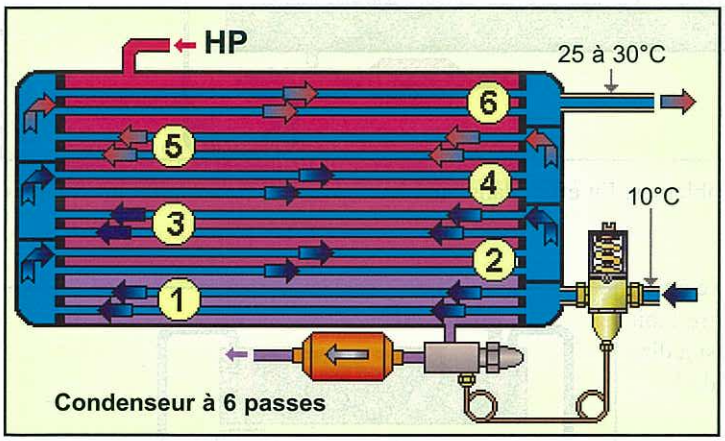
Pour le côté pratique, il est plus judicieux de raccorder tous les tubes en parallèle dans une même enveloppe (que l'on appelle une virole).

Dans l'exemple ci-contre, nous avons 4 tubes en parallèle reliés 2 par 2. L'eau effectuant un aller et retour dans la virole, on dit qu'elle fait 2 passes : bien sûr, en traversant 2 fois de suite le condenseur, elle s'échauffe davantage, ce qui permet d'en réduire le débit.

Sur un condenseur à 4 passes, l'eau parcourt 4 fois sa longueur. Plus le nombre de passes augmente, plus l'eau s'échauffe, plus elle absorbe de la chaleur et plus le débit nécessaire diminue.



Cependant, le nombre de passes n'est pas illimité : si l'eau devient trop chaude, la condensation s'effectue mal et la HP risque d'augmenter dangereusement.



Condenseur à 6 passes

Sur les condenseurs à eau perdue, le choix du nombre de passes dépend surtout de la température d'entrée d'eau.

Plus l'eau est froide, plus le nombre de passes peut être important.

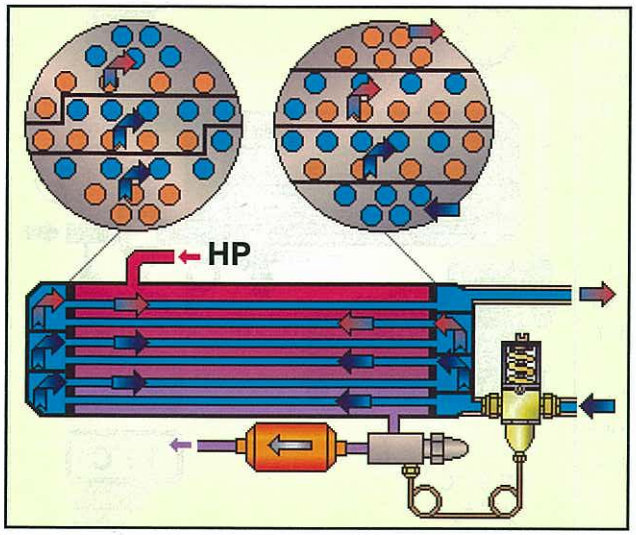
Avec de l'eau à 10°C, on trouve souvent 6 passes, ce qui lui permet de s'échauffer davantage et de sortir du condenseur à environ 25 ou 30°C.

Pour le coté pratique, dans un condenseur multitubulaire, les tubes ne sont pas en forme de tire-bouchon. Ce sont des tubes droits dudgeonnés de part et d'autre sur d'épaisses plaques métalliques.

S'il s'agit d'un condenseur de type démontable, on peut facilement enlever les flasques de chaque côté afin d'examiner l'intérieur des tubes pour éventuellement les nettoyer à l'aide d'un écouvillon.

Un autre avantage des condenseurs démontables, c'est qu'il est possible d'isoler ou de remplacer un tube qui ne serait plus étanche ou qui aurait éclaté après un gel accidentel (voir : *récupération du fluide frigorigène, page 478*).

PROBLÈME DES JOINTS DE FLASQUE.



Pour nettoyer le condenseur, surtout lorsqu'il est emboué, il est nécessaire de démonter les flasques pour passer l'écouvillon dans les tubes. En cas de besoin, il est très important de commander les bons joints pour respecter les passes.

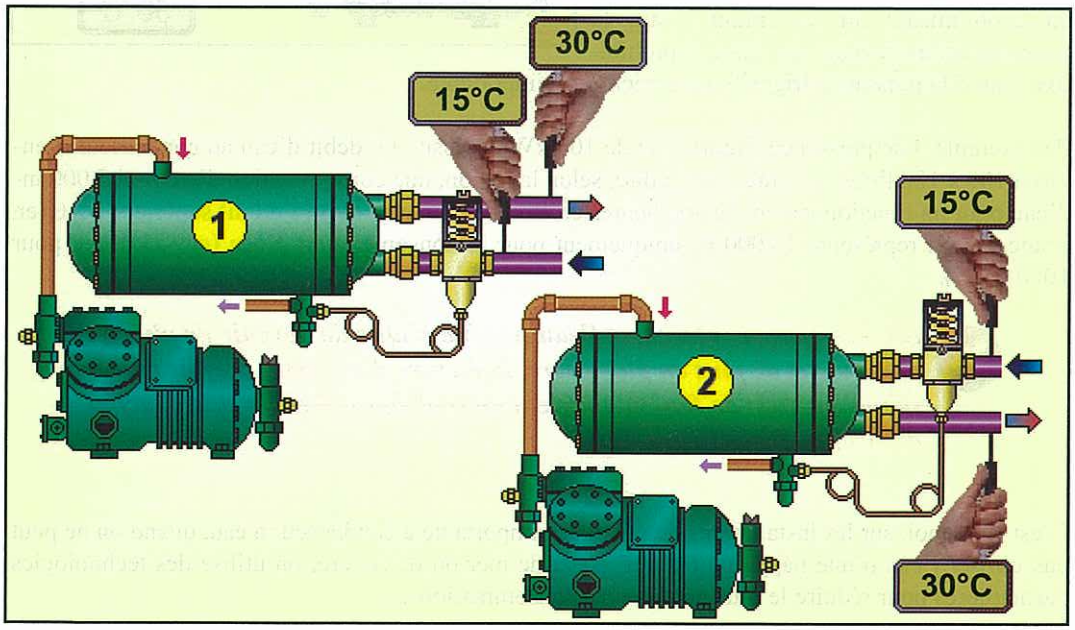
Sur le schéma ci-contre, le condenseur dispose de 30 tubes montés en 6 passes. On voit que les montages ne sont pas si simples qu'il y paraît. Les joints séparant les tubes pour créer les passes sont très travaillés et ils sont différents sur chacune des 2 flasques.

Lors d'une intervention, si les joints ont été remontés n'importe comment, il arrive parfois, après un démontage ultérieur des flasques, d'avoir une petite surprise : on constate qu'une partie du condenseur est comme neuve alors que l'autre est très encrassée.

Si les joints sont mal montés, il y aura à coup sûr une mauvaise irrigation du condenseur et donc une HP anormalement élevée.

EXERCICE

Des 2 montages ci-dessous, lequel vous semble-t-il être le meilleur ?



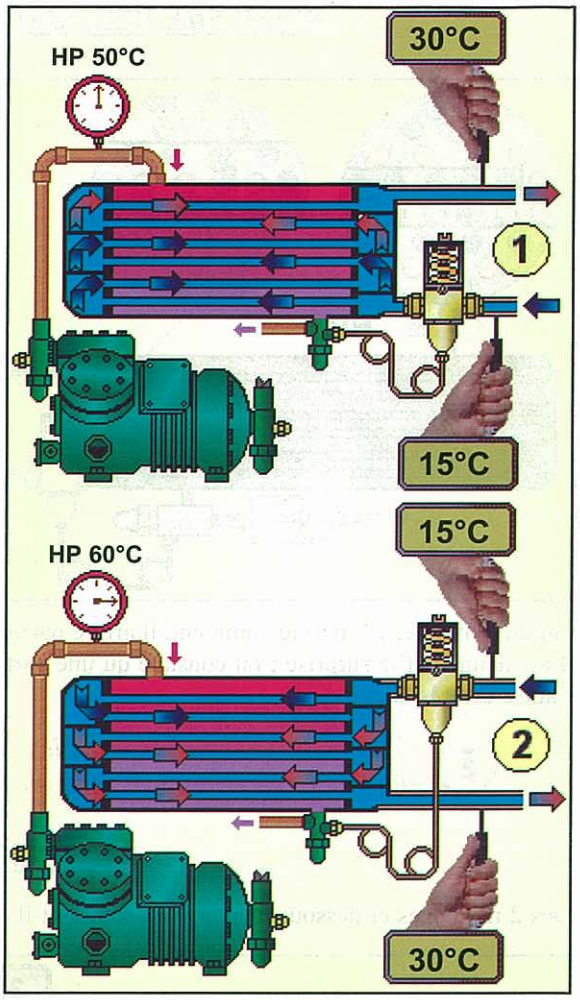
Correction page suivante...

Solution de l'exercice.

Dans le montage n°1 le fluide frigorigène liquide qui se trouve dans le bas du condenseur est sous refroidi par l'eau la plus froide (à 15°C). Il suffit de quelques tubes pour obtenir un sous refroidissement correct.

Dans le schéma n°2, *pour obtenir le même sous refroidissement* que précédemment il faudra augmenter le niveau de liquide dans le condenseur puisque les tubes du bas sont parcourus par l'eau la plus chaude (à 30°C)

Si on augmente la charge en fluide, la HP va augmenter et pour obtenir une HP raisonnable, le technicien devra ouvrir davantage la VP : dans certains cas extrêmes, la consommation d'eau risque de doubler ! C'est pourquoi le montage n°2 est totalement à proscrire.



REFLEXION SUR LE PRIX DE L'EAU

Malgré la pose d'une VP dont l'intérêt est de maintenir une HP minimale et constante tout en économisant au maximum l'eau, la consommation devient rapidement prohibitive quand la puissance frigorifique devient trop importante.

Par exemple, une puissance frigorifique de 100 kW nécessite un débit d'eau au condenseur d'environ 100 à 120 litres / minute, c'est à dire, selon la région, une consommation d'environ 5.000 m³ d'eau pour un fonctionnement de 800 heures en été. Avec un prix moyen du m³ supérieur à 3 € (en France), cela représente 15.000 € uniquement pour la consommation d'eau (et 150.000 € pour 1000 kW !).

A notre époque, alors que l'eau potable risque de devenir de plus en plus rare et de plus en plus chère, la facture d'eau peut parfois représenter un coût de fonctionnement annuel équivalent au prix d'achat du groupe frigorifique !

C'est pourquoi, sur les installations de puissance importante à condenseur à eau, quand on ne peut pas utiliser l'eau d'une nappe phréatique, l'eau de mer ou de rivière, on utilise des technologies particulières pour réduire le plus possible les consommations.

Ces technologies vont nous entraîner vers une multitude de nouveaux problèmes...

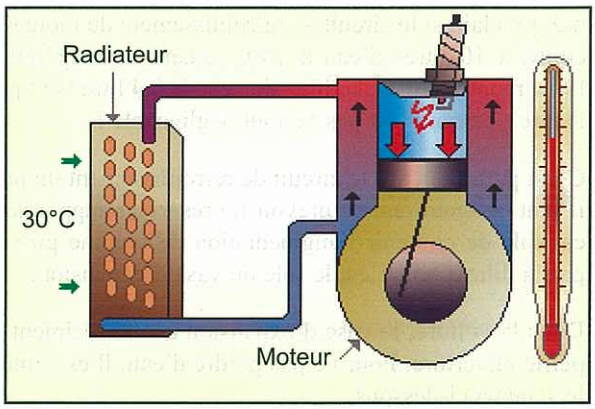
LE DRY-COOLER

Comme nous venons de le voir, le prix de plus en plus élevé de l'eau de ville nous oblige à trouver des systèmes plus économiques pour l'utiliser rationnellement dans les condenseurs à eau.

L'eau de nappe phréatique, de rivière ou de mer, peut être gratuite (en France, dans bien des cas, on doit quand même payer une taxe de rejet), mais ce ne sera peut-être pas toujours le cas et encore faut-il être à proximité de ces sources froides. D'autre part, il faut que les débits d'eau puisés soient suffisants et réguliers tout au long de l'année. Bien souvent, ces eaux sont agressives, c'est à dire qu'elles contiennent des gaz dissous tels que l'oxygène ou le gaz carbonique. Elles peuvent être entartrantes car elles ont traversé des couches calcaires, voire fortement corrosives pour l'eau de mer. Cela nécessite des échangeurs spéciaux en inox (donc coûteux) et une maintenance très soignée. *Il fallait donc inventer un système dans lequel l'eau serait recyclée. Si l'on pouvait utiliser toujours la même eau, le coût serait nul et la maintenance très réduite.*

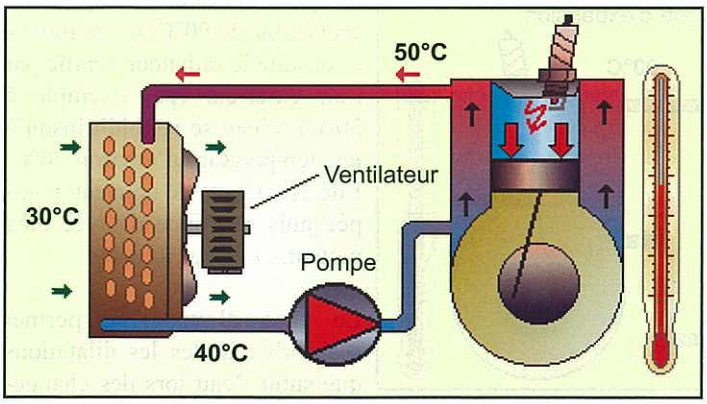
UTILISATION DE L'EAU RECYCLÉE POUR LES MOTEURS DE VÉHICULES.

Prenons l'exemple d'un moteur de voiture dont le circuit de refroidissement est un circuit fermé rempli d'eau. Quand le moteur démarre, l'eau doit évacuer la chaleur dégagée par le moteur en traversant un radiateur balayé par l'air extérieur.



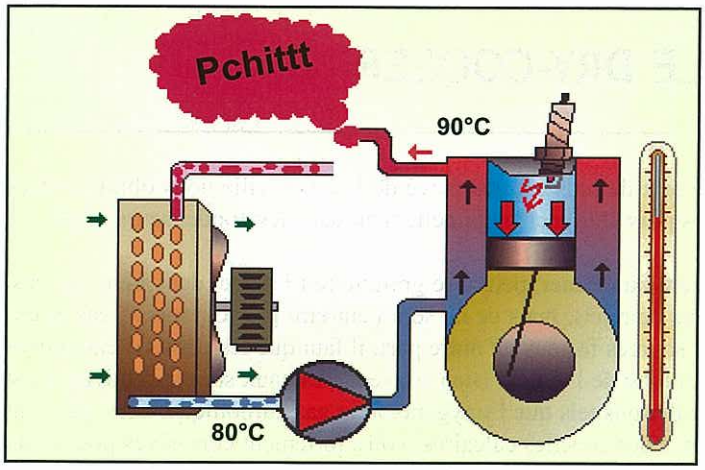
Quand la voiture roule, le radiateur est refroidi par le courant d'air extérieur.

Cependant, si la voiture s'arrête, il n'y a plus de courant d'air et l'eau sort du radiateur à la même température qu'elle y est entrée, même si le moteur continue de tourner et de dégager de la chaleur !



Pour empêcher la température de l'eau d'augmenter dangereusement, il faut donc obligatoirement installer un ventilateur commandé par un thermostat. Ainsi, quand l'eau devient trop chaude, le ventilateur s'enclenche et force le courant d'air sur le radiateur même si la voiture est à l'arrêt.

Mais, comment l'eau va-t-elle circuler entre le radiateur et le moteur ? Sans circulation, pas de refroidissement et gare au joint de culasse ! Une pompe est donc également indispensable pour assurer la circulation de l'eau avec le débit nécessaire.

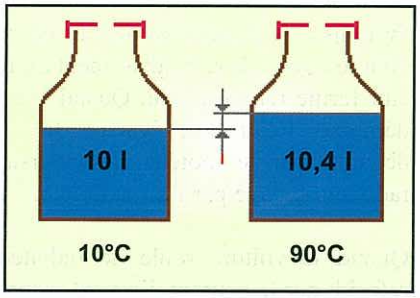


Avec sa pompe et son ventilateur, notre moteur fonctionne correctement puis, quelques minutes plus tard, *"Pchittt"*, un jet d'eau chaude sort par une durite qui éclate.

Une partie de l'eau s'échappe, le débit s'interrompt, le moteur chauffe et rend l'âme ! Que s'est-il passé ?

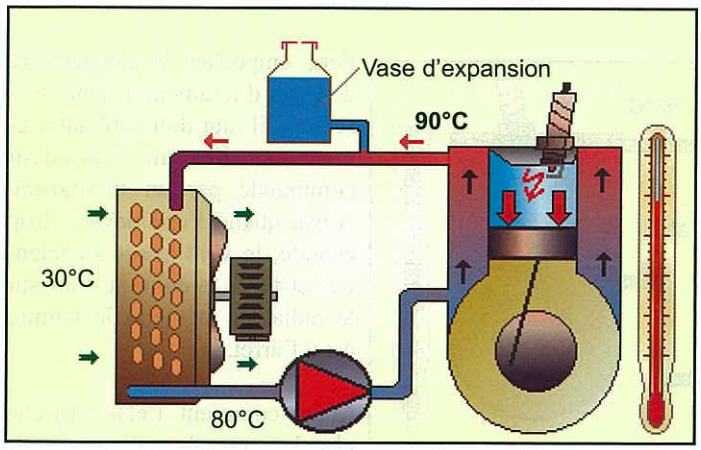
Pour faire éclater une durite, il faut un gros excès de pression. Pourtant les tuyauteries peuvent résister facilement à des pressions supérieures à 5 bar ! Ce n'est pas la pompe qui peut donner une pression aussi importante : cette surpression est tout simplement provoquée par le phénomène de dilatation. En effet, les dilations peuvent entraîner des surpressions énormes, supérieures à 1000 bar !

La dilatation de l'eau entre 10°C et 90°C est de 4% en volume. En clair, si le circuit de refroidissement du moteur froid contient 10 litres d'eau à 10°C, quand la température de l'eau monte à 90°C, la dilatation est de 0,4 litre (soit près de fi litre), ce qui n'est pas du tout négligeable !



C'est pourquoi, sur le circuit de refroidissement du moteur, il faut obligatoirement prévoir un réservoir supplémentaire capable de contenir l'augmentation de volume provoquée par la dilatation : c'est le rôle du vase d'expansion.

Dans la voiture, le vase d'expansion est un récipient soumis à la pression atmosphérique par une petite ouverture. Pour ne pas perdre d'eau, il est situé au point le plus haut du circuit, comme sur le schéma ci-dessous.

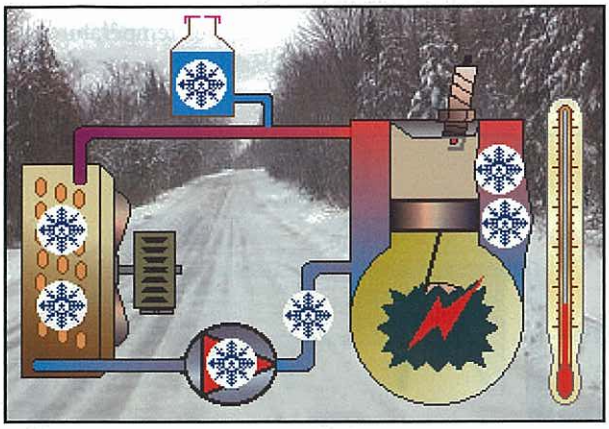


La chaleur du moteur est absorbée par l'eau dont la température est voisine de 90°C. L'eau traverse ensuite le radiateur ventilé par l'air extérieur (par exemple à 30°C). L'eau se refroidit jusqu'à une température d'environ 80°C. Elle est ensuite de nouveau pompée puis renvoyée dans le bloc moteur... *et ainsi de suite.*

Le vase d'expansion permet d'absorber toutes les dilatations que subit l'eau lors des changements de température. Maintenant notre moteur peut fonctionner, enfin presque...

En effet, il subsiste un gros problème, voyez-vous lequel ?

Il subsiste en effet un gros problème : ***si la température extérieure devient inférieure à 0°C, l'eau risque de geler et c'est la casse assurée !***



En effet, le gel de l'eau peut provoquer l'éclatement du radiateur, de la pompe à eau et surtout du bloc moteur.

Première solution : en hiver, il faut vidanger l'installation à chaque arrêt (ce système anciennement utilisé a été vite abandonné dès l'apparition des antigels). En plus du travail fastidieux de vidange et de remplissage du circuit, renouveler l'eau d'un circuit chauffé c'est y ajouter en même temps des gaz dissous et des sels minéraux qui vont entartrer et corroder le radiateur, mais aussi le bloc moteur : *tirez-en la conclusion qu'il est préférable d'éviter le plus possible les vidanges et les renouvellements d'eau sur un circuit de chauffage.*

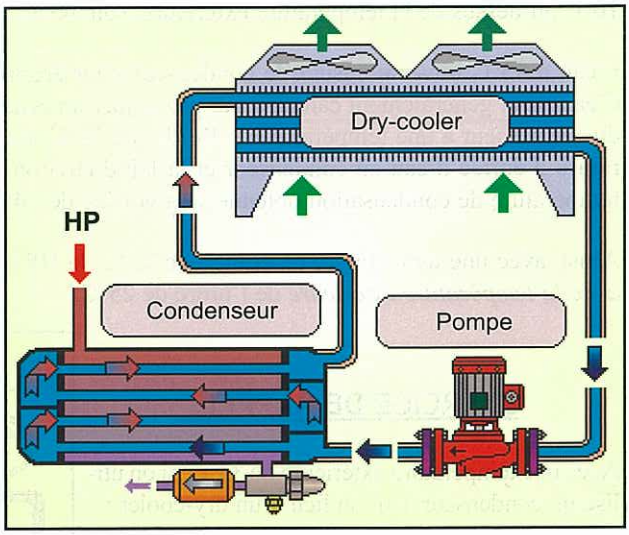
Deuxième solution : L'eau glycolée (avec un antigel) permet le fonctionnement du moteur par tous les temps, jusqu'à - 20°C par exemple, sans risque de gel et sans nécessiter de vidange. Vu le faible nombre de pannes que l'on peut rencontrer sur l'ensemble des véhicules en circulation dans le monde entier, on peut penser que ce système de refroidissement à eau recyclée est parfaitement au point.

UTILISATION DE L'EAU RECYCLÉE POUR LES CONDENSEURS

Dans certaines installations de climatisation, les condenseurs sont refroidis suivant le même principe. Ce n'est plus le fluide frigorigène qui circule directement dans un condenseur à air.

On passe d'abord par un condenseur à eau puis l'eau réchauffée par la condensation du fluide frigorigène est pompée dans un aérorefroidisseur qu'on appelle communément un Dry-Cooler

Cette eau chaude est alors refroidie par l'air extérieur puis refoulée à nouveau dans le condenseur à eau par la pompe (voir schéma ci-contre).

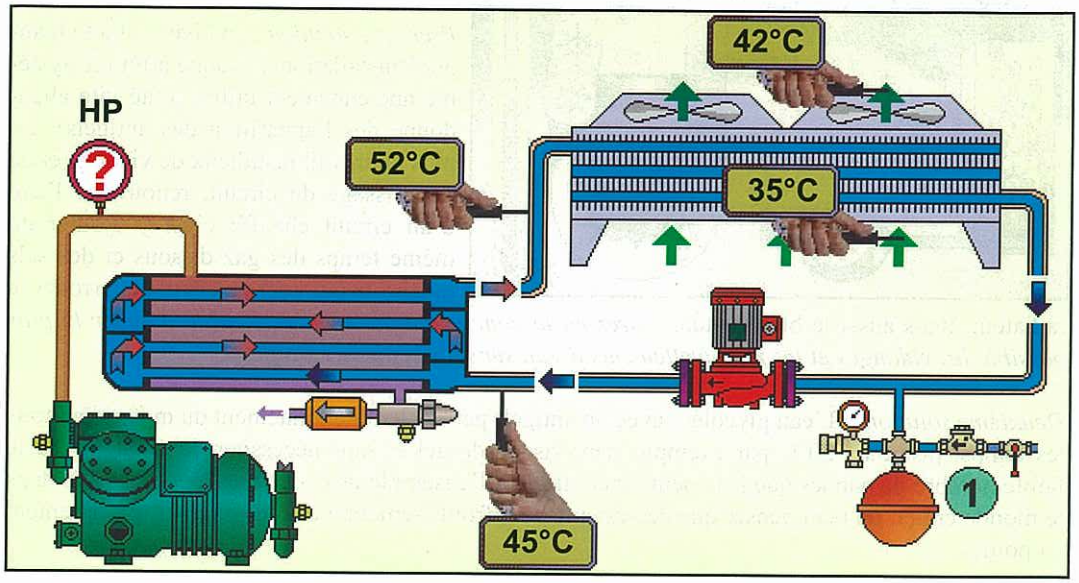


L'eau est glycolée afin d'éviter les risques de gel, même par de très faibles températures extérieures *(eventuellement, voir : quelques problèmes liés au glycol, page 765).*

Ce système semble idéal : il n'est plus nécessaire de faire appel à un frigoriste pour réaliser le circuit de condensation ! Fini les siphons, les pentes pour ramener l'huile, les fuites, les problèmes de migration de fluide frigorigène...

POURQUOI LE DRY-COOLER N'EST-IL PAS UTILISÉ PLUS SOUVENT ?

Premièrement, le prix de l'installation (condenseur à eau + dry-cooler) est à l'évidence plus cher qu'un simple condenseur à air. Ensuite, regardons sur l'installation ci-dessous les températures de fonctionnement obtenues avec un dry-cooler. Vous apercevez l'indispensable vase d'expansion ***(repère 1)*** dont le fonctionnement sera très largement détaillé page 558.



Imaginons-nous en plein été par 35°C extérieur. A l'évidence, il sera impossible de refroidir l'eau glycolée à une température inférieure à 35°C : tout au plus, l'eau sortira du dry-cooler à environ 10°C au-dessus de la température extérieure, soit 45°C.

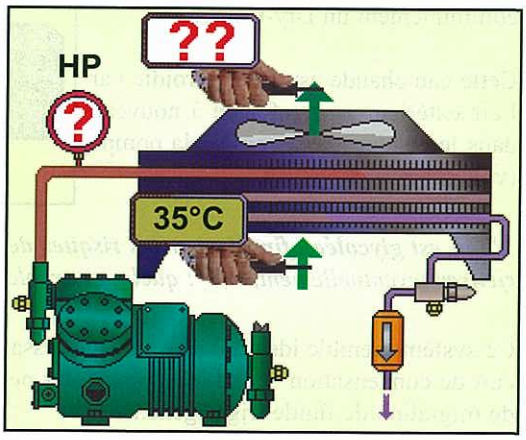
L'eau à 45°C traverse ensuite le condenseur pour absorber la chaleur de condensation. Le débit d'eau étant généralement calculé pour provoquer un échauffement d'environ 5°C à 7°C, l'eau sort du condenseur à une température de l'ordre de 52°C. En considérant une $\Delta\theta$ total entre la température d'entrée d'eau au condenseur et la HP d'environ 15°C (c'est une valeur très courante), la température de condensation obtenue sera voisine de : 45°C + 15°C = 60°C.

Ainsi, avec une température extérieure de 35°C, la HP est de 60°C, ce qui représente un $\Delta\theta$ total *avec la température extérieure* de l'ordre de 25°C.

EXERCICE DE RAPPEL.

Avec une température extérieure de 35°C, si on utilise un condenseur à air au lieu d'un dry-cooler :

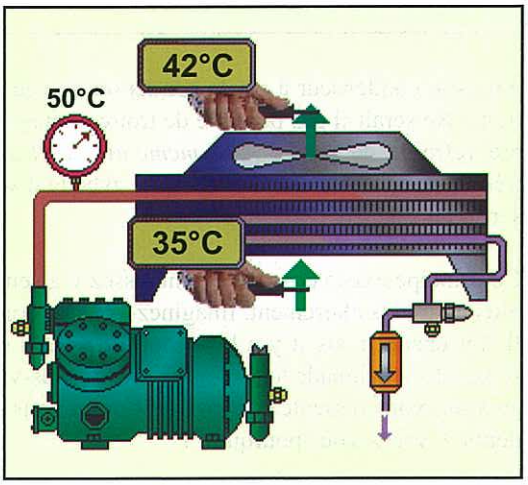
- Quelle serait la température approximative de l'air à la sortie du condenseur ?
- Quelle température de condensation le manomètre HP indiquerait-il ?



Correction page suivante...

Correction de l'exercice :

Contrairement au dry-cooler, le fluide frigorigène est en contact direct avec l'air extérieur : il n'y a qu'un seul échangeur. A ce moment, avec un $\Delta\theta$ total voisin de 15°C la HP serait de : 35°C + 15°C = 50°C (au lieu de 60°C précédemment).



La température de l'air à la sortie du condenseur serait à peu près identique à celle mesurée à la sortie du dry-cooler : voisine de 42°C (voir : *condenseur à air, fonctionnement normal, page 17*).

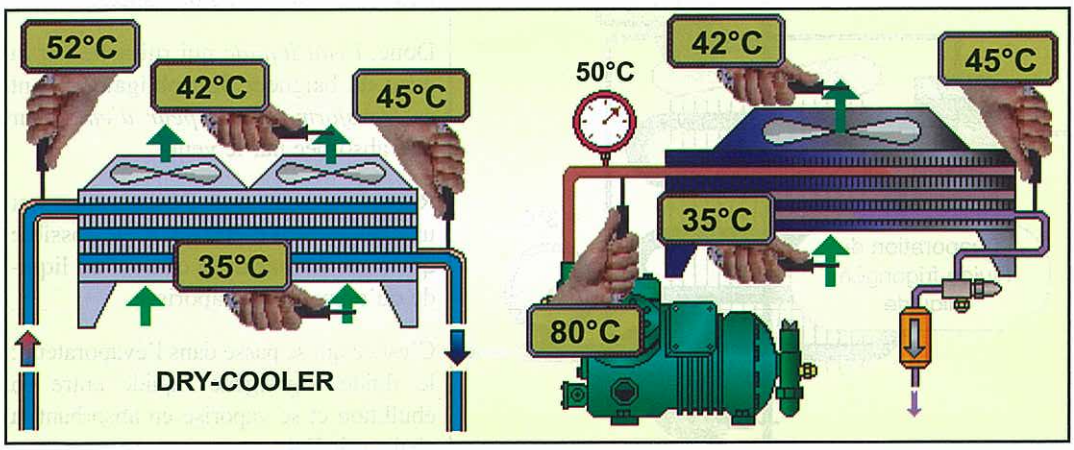
En résumé, avec un dry-cooler, le fluide intermédiaire (l'eau glycolée) nécessite un échangeur supplémentaire. Cela rajoute un écart de température qui entraîne une HP plus élevée qu'avec un système classique.

Rappelons-nous : 1°C de HP en plus, c'est environ 1% de puissance frigorifique en moins et 3 % de consommation électrique en plus.

Le système de condensation par dry-cooler, à priori très intéressant, présente donc un gros inconvénient : Il est moins performant qu'un système classique.

En imaginant une température extérieure de 45°C, possible dans certaines régions tropicales, la HP dépasserait 70°C, ce qui serait inacceptable.

Pour terminer, vous apercevez ci-dessous les paramètres de fonctionnement obtenus avec chacun des 2 systèmes.



En examinant les températures sur chacun des 2 échangeurs, vous pourrez peut-être comprendre pourquoi, *à puissance égale*, un dry-cooler *est toujours plus volumineux* qu'un condenseur à air classique.

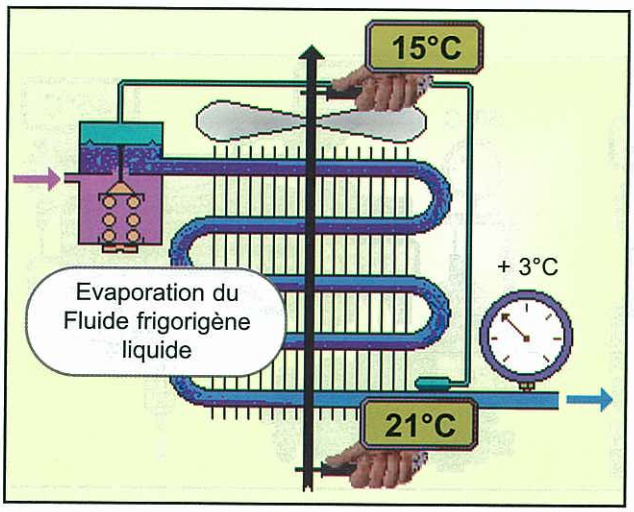
L'AIR SEC ET L'AIR HUMIDE

Après le condenseur à air, le condenseur à eau perdue et le dry-cooler, continuons nos investigations. Ne serait-il pas possible de trouver un système encore plus performant qui puisse par exemple refroidir de l'eau à 30°C *même avec de l'air extérieur à 35°C ?* Avec de l'eau à 30°C à l'entrée du condenseur (au lieu de 45°C avec le dry-cooler), la HP serait de 45°C au lieu de 60°C : ce serait un système presque parfait !

Ce principe existe et vous le connaissez vraisemblablement plus ou moins clairement. Imaginez-vous au bord de la mer. Il fait chaud, mais il y a beaucoup de vent. Lorsque vous sortez de la baignade tout mouillé et que vous-vous exposez au vent, vous ressentez un gros frisson et vous claquez des dents ! Savez-vous pourquoi ?

Si vous ne vous essuyez pas rapidement avec une serviette, c'est le vent qui va vous sécher. Le vent, c'est de l'air atmosphérique constitué d'un mélange de gaz invisibles. En effet, l'air atmosphérique contient de nombreux gaz et en particulier de l'azote, de l'oxygène, du gaz carbonique... *et de la vapeur d'eau.*

D'où vient cette vapeur d'eau ? Au-dessus des océans, l'air se charge de vapeur d'eau provenant de l'évaporation des mers. Ensuite, ces vents humides se refroidissent au-dessus des régions plus froides. Lorsqu'il pleut, ou qu'il y a du brouillard, cet air froid et saturé de vapeur d'eau rejette en partie l'eau qu'il contient.



L'air étant un gaz, il ne peut absorber de l'eau que sous forme de vapeur.

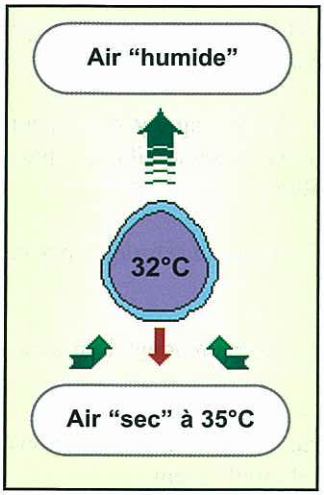
Donc, *l'eau liquide* qui ruisselle sur la peau du baigneur doit obligatoirement *se transformer en vapeur d'eau* pour être absorbée par le vent.

Rappelons-nous que l'évaporation est un changement d'état qui n'est possible que si on fournit de la chaleur au liquide qu'on souhaite vaporiser.

C'est ce qui se passe dans l'évaporateur : le fluide frigorigène liquide entre en ébullition et se vaporise en absorbant la chaleur de l'air.

C'est pourquoi l'air se refroidit de 21 à 15°C dans l'exemple ci-dessus.

Pour revenir à notre baigneur tout mouillé, c'est le vent qui va le sécher. S'il est couvert de la tête aux pieds par une pellicule d'eau représentant une quantité totale d'un quart de litre (ce qui est à peine exagéré), la quantité de chaleur *fournie par son corps pour vaporiser cette eau* représente environ 600 kJ. Continuons le petit calcul : si le vent met par exemple 2 minutes pour vaporiser toute cette eau, cela représente une puissance frigorifique de l'ordre de 600 kJ / 120 secondes = 5 kW, soit l'équivalent de 5 petits réfrigérateurs : pas étonnant que l'on claque des dents !



A présent, analysons ce qui se passe quand une goutte d'eau liquide prise à 32°C tombe dans de l'air très sec (qui contient très peu de vapeur d'eau) à 35°C par exemple.

L'air sec est avide d'eau mais il ne peut absorber que de la vapeur d'eau. La goutte d'eau liquide qui tombe est environnée d'air sec. En conséquence, la mince pellicule d'eau en périphérie de la goutte s'évapore au contact de l'air, lequel s'humidifie.

Mais, pour que l'évaporation de l'eau puisse se produire, il faut qu'un élément lui fournisse de la chaleur, sinon tout changement d'état est impossible : le producteur de chaleur est tout simplement la goutte d'eau elle-même !

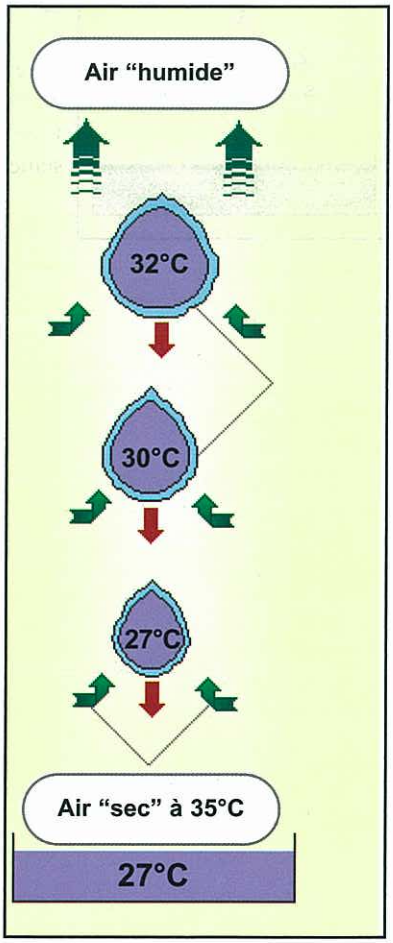
Ainsi, la goutte qui tombe s'évapore en partie et diminue très légèrement de volume. De plus, la chaleur latente de vaporisation étant fournie par l'eau liquide, ***c'est la goutte d'eau elle-même qui se refroidit !***

Lorsqu'elle tombe, si la goutte d'eau parcourt un chemin suffisamment long, elle pourra se refroidir de quelques degrés.

On pourrait alors sans problème recueillir dans un bac une eau plus froide que l'air extérieur !

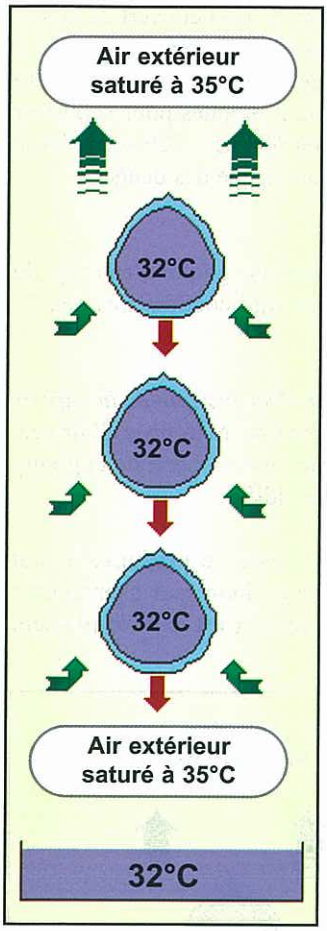
Nous savons que pour vaporiser un litre d'eau, il faut lui fournir une très grosse quantité de chaleur : 1 kg d'eau qui s'évapore à 35°C absorbe 2450 kJ (en comparaison, 1 kg de R22 n'absorberait dans les mêmes conditions que 178 kJ).

Ainsi, de l'air sec qui provoque la vaporisation d'eau permet de la refroidir et les quantités de chaleur en jeu sont très importantes : c'est en quelque sorte une machine frigorifique très efficace et simple !



EXERCICE 1

Au lieu d'être très sec, comme dans notre exemple, si l'air extérieur était déjà *complètement saturé* en vapeur d'eau, que se passerait-il ?



Dire que de l'air est saturé en vapeur d'eau signifie qu'il lui est impossible d'en contenir davantage.

En effet, l'air se comporte avec la vapeur d'eau exactement comme un récipient : quand le récipient est plein, on peut plus rien y introduire !

L'air à 35°C étant déjà complètement saturé en vapeur d'eau, il ne peut absolument plus en absorber davantage.

C'est pourquoi la goutte d'eau ne peut plus s'évaporer et ne peut donc plus se refroidir : lorsque l'air extérieur est saturé, il « n'a plus soif » et aucune évaporation n'est possible.

Dans notre exemple, la goutte d'eau à 32°C ne se refroidira pas et tombera donc dans le bac à 32°C.

Notez que c'est un cas bien connu. En été, après un orage, l'air extérieur est chaud mais aussi très humide.

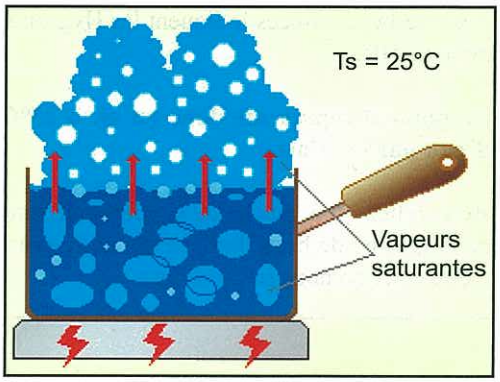
A ce moment, après un effort et une forte transpiration, nous avons une sensation désagréable de moiteur et d'étouffement.

En effet, la sueur (qui n'est rien d'autre que de l'eau à l'état liquide) ne peut plus se vaporiser puisque l'air ambiant est déjà saturé en vapeur d'eau : sans évaporation de l'eau, il n'y a pas de rafraîchissement possible !

QUELQUES NOTIONS DE PSYCHROMÉTRIE

Avant d'aborder l'étude des circuits de condensation à eau recyclée utilisant une tour de refroidissement, il est indispensable de bien comprendre la notion de bulbe humide et d'hygrométrie relative.

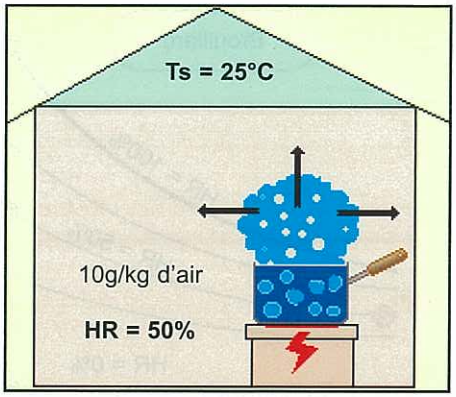
Nous savons que l'air que nous respirons est de l'air humide et qu'il n'est jamais totalement sec (il contient toujours un peu de vapeur d'eau) même dans le désert. Il n'est jamais non plus totalement saturé, même dans la forêt équatoriale. L'air humide est un gaz invisible et la vapeur d'eau également. Notez que la quantité de vapeur d'eau contenue dans chaque kg d'air est infime, de l'ordre de quelques grammes.



La vapeur d'eau peut toutefois être observée au-dessus d'un récipient dans lequel l'eau est à ébullition : c'est en fait de la vapeur saturante, à l'extrême limite de la condensation.

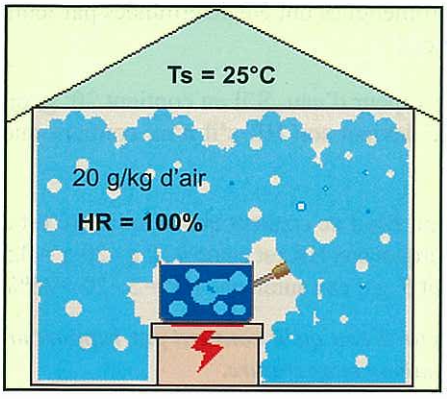
Ensuite, cette vapeur devient invisible lorsqu'elle est absorbée par l'air, on dit que c'est de la vapeur surchauffée.

Plaçons un hygromètre électronique de bonne qualité dans une pièce à 25°C remplie d'air totalement sec, c'est à dire contenant zéro gramme d'eau : l'hygromètre indique 0% d'**H**ygrométrie **R**elative (**HR**).



A présent, faisons bouillir de l'eau pour produire une très grande quantité de vapeur. Au fur et à mesure que l'air ambiant absorbe de la vapeur d'eau, l'indication de l'hygromètre augmente et quand l'air contient 10 grammes d'eau par kg, l'hygromètre indique 50% de HR.

Si notre production de vapeur est très importante, au bout de quelque temps on va se retrouver dans un brouillard complet. L'hygromètre indique alors 100% de HR.



Que s'est-il passé ? En fait, chaque kg d'air à 25°C ne peut contenir que 20 grammes d'eau sous forme de vapeur, au delà il se sature. Toute quantité supplémentaire d'eau ne pourra plus être absorbée et restera visible, ce qui crée le brouillard.

On retrouve le même phénomène lorsque l'on verse du sucre dans l'eau. Au début, le sucre se mélange parfaitement et disparaît dans l'eau. Ensuite, lorsque l'eau est saturée, le sucre qu'on rajoute reste bien visible au fond du verre.

A présent, essayons d'expliquer comment, lorsque l'hygromètre indiquait 50% de HR (l'air étant à 25°C) nous savions qu'il contenait 10 grammes d'eau. Pour mieux comprendre la suite, utilisons un diagramme psychrométrique *simplifié*, comme représenté ci-dessous.

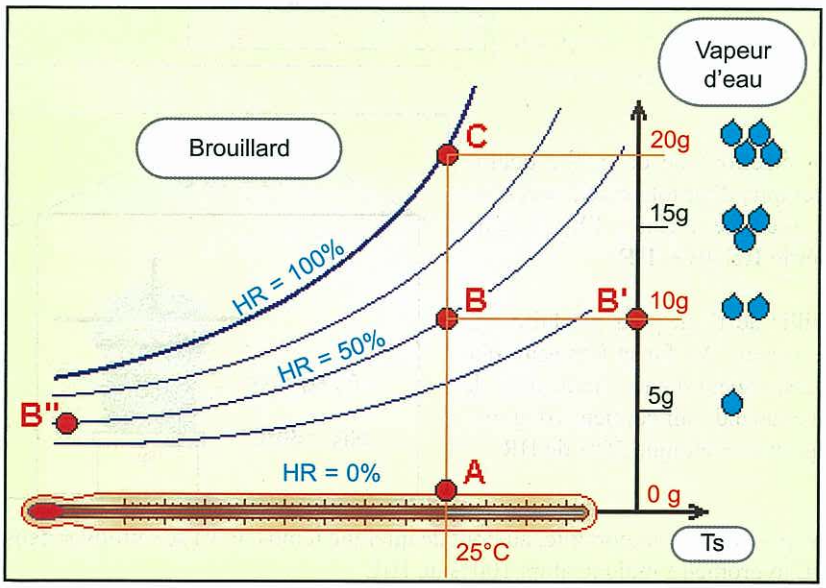
Les températures usuelles sont appelées *températures sèches (Ts)*. Ce sont des droites verticales qui prennent en référence la température que l'on pourrait lire sur un thermomètre à mercure *classique*. Par exemple, la verticale A B C correspond à une Ts = 25°C.

Les teneurs en vapeur d'eau (exprimées en grammes par kg d'air), sont représentées par des horizontales. Par exemple, l'horizontale B B' correspond à 10 g d'eau / kg d'air.

Les courbes inclinées indiquent les Hygrométries Relatives (HR). Par exemple B B"correspond à 50% de HR.

Le point B représente donc un air à 25°C (Ts) et 50% de HR qui contient 10 g de vapeur d'eau par kg d'air.

Remarquez qu'à gauche de la courbe de saturation (celle qui indique 100% de HR) nous sommes dans la zone de brouillard, ce qui correspond à de l'air humide saturé à 100% + de l'eau liquide. Cette zone ne nous intéresse pas.



Maintenant, en suivant verticalement la température sèche de 25°C, l'Hygrométrie Relative de l'air évolue de 0% au point **A** (quand l'air contient 0 g d'eau) à 100% au point **C** (quand l'air contient 20 grammes de vapeur d'eau par kg).

Nous savons maintenant qu'à 25°C l'air est saturé quand il contient 20 g de vapeur d'eau. Bien sûr, toutes les valeurs indiquées sur les diagrammes psychrométiques ont été déterminées par leurs auteurs et vérifiées scientifiquement : faisons leur confiance !

Ainsi, de l'air à 25°C peut contenir au maximum 20 g de vapeur d'eau. S'il en contient 20 g, on dit qu'il est saturé et que son HR est de 100%. Mais que devient son HR s'il n'en contient que 10 g au lieu de 20 g ?

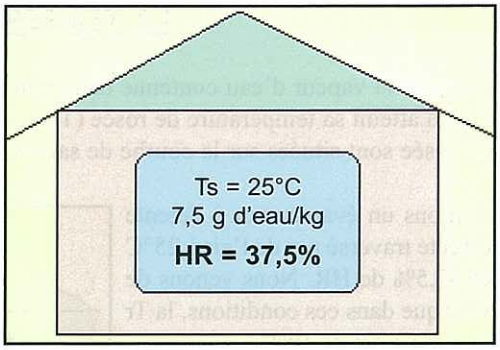
Si de l'air à 25°C ne contient que 10 g d'eau (comme au point B), il ne contient que la moitié (c'est à dire 50%) de ce qu'il pourrait contenir à saturation : c'est pourquoi son HR est égale à 10 g / 20 g = 0,5 soit 50%. De la même manière, de l'air à 25°C qui contiendrait 5 g d'eau aurait une HR = 5 / 20 = 25%.

En fait, l'HR d'un air représente le pourcentage de vapeur d'eau qu'il contient par rapport au maximum qu'il pourrait contenir s'il était saturé et à la même température.

Petit exercice : Quelle serait l'HR d'un air à 25°C qui contiendrait 7,5 g de vapeur d'eau par kg ?

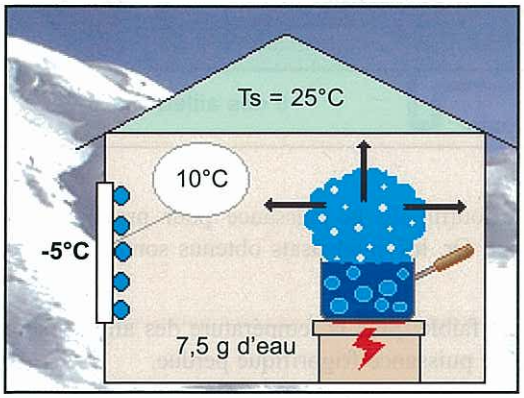
Solution : de l'air à 25°C est saturé quand il contient 20 g d'eau (il est alors à 100 % de HR).

S'il n'en contient que 7,5 g, son HR est de 7,5 g / 20 g = 0,375 soit 37,5%



QUE SE PASSE-T-IL SI LA TEMPÉRATURE DE L'AIR DIMINUE ?

Reprenons l'expérience précédente d'injection de vapeur dans notre local.

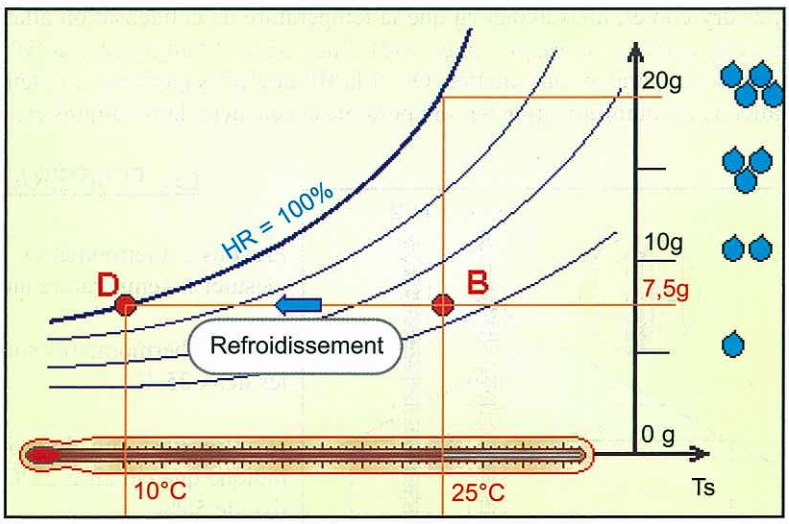


Cette fois, le local à 25°C et 0% de HR est équipé d'une fenêtre. La température extérieure est basse, par exemple - 5°C. De ce fait, la température de surface de la vitre *à l'intérieur* du local est plus faible que 25°C, disons qu'elle est à environ 10°C.

Injectons alors petit à petit de la vapeur d'eau. Lorsque l'air à 25°C contient 7,5 g de vapeurs d'eau par kg on constate sur la vitre l'apparition de buée, comme si de la vapeur d'eau venait se condenser sur la vitre froide.

Que se passe-t-il ? Au contact de la vitre, une partie de l'air de la pièce (qui est aux conditions du point B) se refroidit jusqu'à 10°C pour atteindre le point D.

Mais, comme l'indique le diagramme, de l'air à 10°C ne peut contenir qu'un maximum de 7,5 g d'eau et c'est précisément ce que contient l'air du local !



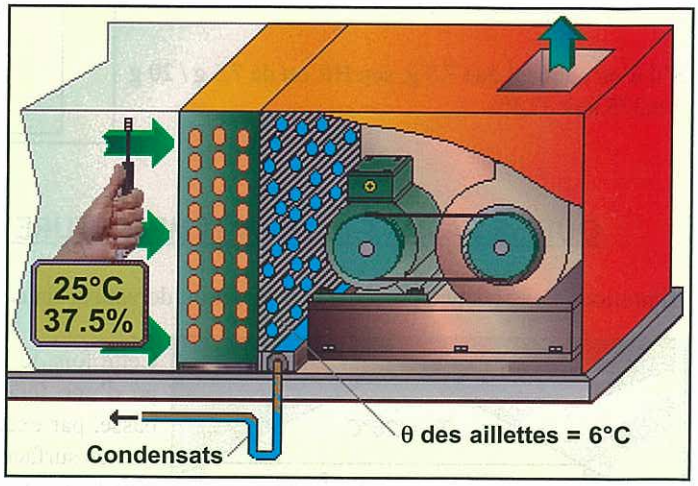
Au contact de la vitre froide, une partie de l'air du local se refroidit à 10°C et comme cet air contient 7,5 g de vapeur d'eau, il se retrouve saturé à 100% de HR et de la buée apparaît sur la vitre. ***Nous pouvons en conclure que plus l'air est froid, moins il peut contenir de vapeur d'eau.***

LA TEMPÉRATURE DE ROSÉE

Lorsque la vapeur d'eau contenue dans l'air vient se condenser sur une surface froide, on dit que l'air a atteint sa température de rosée (Tr). L'air étant alors à 100% de HR, toutes les températures de rosée sont situées sur la courbe de saturation.

Prenons un évaporateur à détente directe traversé par de l'air à 25°C et 37,5% de HR. Nous venons de voir que dans ces conditions, la Tr de cet air est de 10°C.

Si la température des ailettes de l'évaporateur est supérieure à 10°C, il ne pourra pas y avoir de condensation. Par contre, si elle est inférieure à 10°C, il y a condensation de la vapeur d'eau et formation de condensats. C'est de cette façon que l'on déshumidifie l'air d'un local tout en le refroidissant.

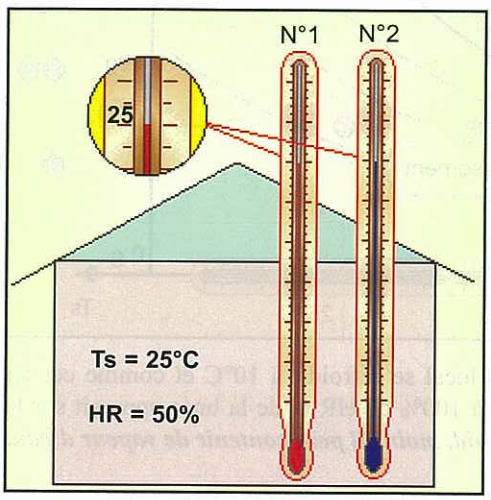


Remarque 1 : L'évaporateur doit nécessairement fournir de la puissance pour provoquer la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air. Or, les condensats obtenus sont envoyés à l'égout : cette puissance est donc perdue !

Remarque 2 : Plus la température d'évaporation est faible, plus la température des ailettes sera faible, plus il y aura de condensats et plus il y aura de puissance frigorifique perdue.

Remarque 3 : Au lieu d'une condensation à air, si l'installation ci-dessus utilisait une condensation par dry-cooler, nous avons vu que la température de condensation allait augmenter (voir : *le dry-cooler, exercice de rappel, page 494*). Mais, si la HP augmente, la BP augmente également ainsi que la température des ailettes. Or, si la BP devient supérieure à la température de rosée de l'air, aucune déshumidification ne sera possible et cela peut dans certains cas poser quelques problèmes.

LA TEMPÉRATURE HUMIDE



Prenons 2 thermomètres à mercure identiques pour mesurer la température ambiante d'un local.

Si ces 2 thermomètres sont précis, ils indiquent tous les deux 25°C.

D'autre part, un hygromètre électronique nous indique que cet air à 25°C a une d'hygrométrie relative de 50%.

Comme nous l'avons vu page 500, c'est dire que l'air contient 10 g de vapeur d'eau et qu'il n'est absolument pas saturé.

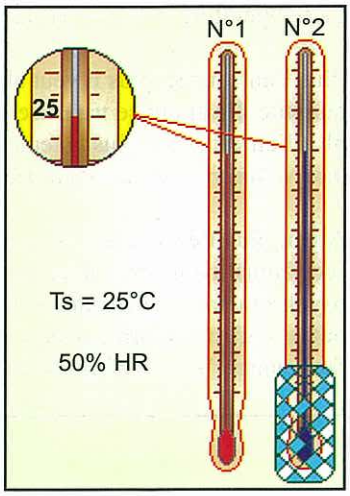
Les 2 thermomètres indiquant 25°C, on recouvre le bulbe du thermomètre n°2 d'une chaussette en coton : il indique toujours 25°C.

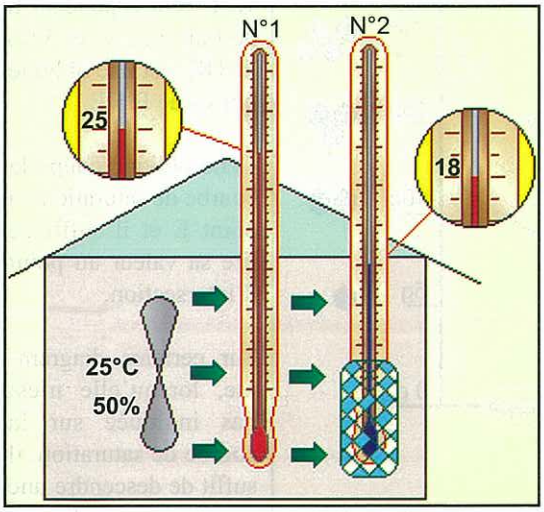
On imbibe la chaussette avec de l'eau à 25°C : bien sûr, l'eau étant à la même température que l'air ambiant, le thermomètre n°2 continue d'indiquer 25°C, exactement comme le thermomètre n°1.

A ce moment, on place un petit ventilateur en face des 2 bulbes afin de brasser l'air de la pièce sur les 2 thermomètres.

Que va-t-il se passer ?

Vous avez tout à fait le droit d'y réfléchir avant de continuer votre lecture...



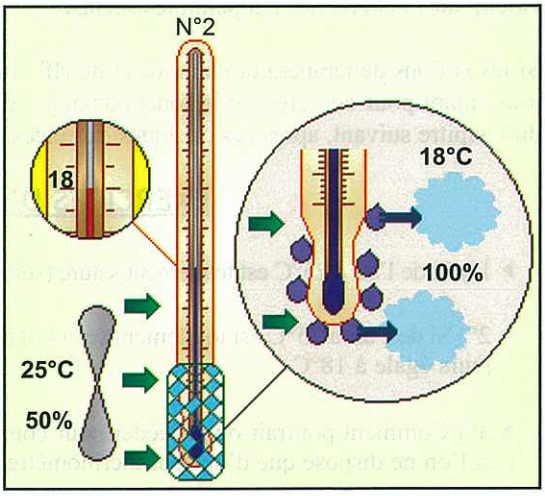


On constate alors que :

- Le thermomètre n°1 indique toujours 25°C.
- La température du thermomètre n°2 baisse lentement et après 2 à 3 minutes, elle se stabilise à 18°C.
- Après environ 5 minutes, la chaussette est complètement sèche et la température du thermomètre n°2 remonte alors progressivement à 25°C.

Auriez-vous une explication à ce curieux phénomène ?

L'air de la pièce à 50% de HR n'est pas saturé, c'est pourquoi il est avide d'eau. Quand l'air brassé par le ventilateur passe sur la chaussette humide, il cherche donc à absorber de l'eau. Mais, l'air étant un gaz, il ne peut pas absorber d'eau sous forme liquide : c'est pourquoi l'eau de la chaussette se transforme progressivement en vapeur afin d'être absorbée par l'air.

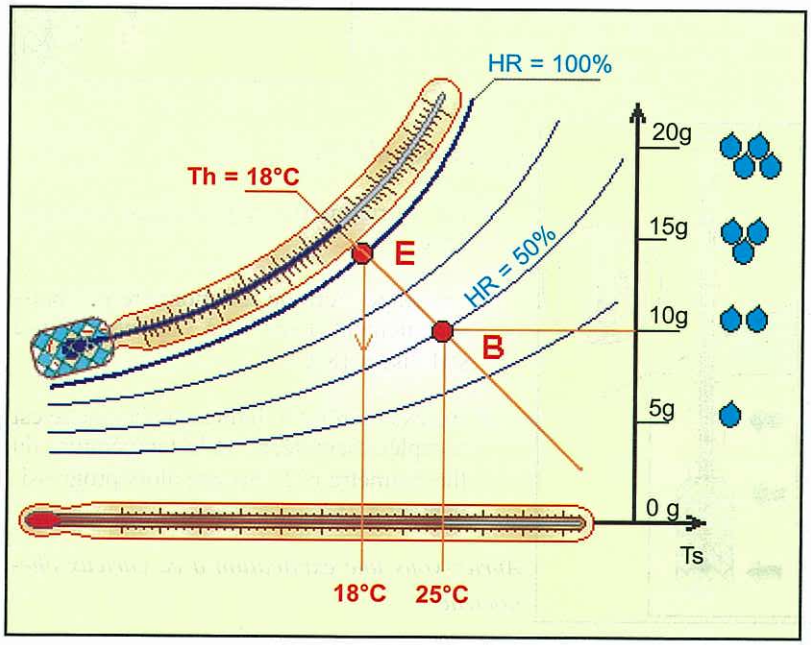


Ainsi, l'eau de la chaussette se vaporise pour être absorbée par l'air. *Mais, pour se vaporiser, l'eau a besoin de chaleur* qu'elle ne peut prendre qu'à son environnement immédiat et en particulier à elle-même : c'est pourquoi la température du thermomètre n°2 diminue. Quand la chaussette est sèche, l'évaporation de l'eau s'arrête et le thermomètre indique à nouveau la température du local.

La température mesurée par le thermomètre n°2 est appelée *température humide*.

Plus l'air est sec, plus il veut absorber de vapeur d'eau. Mais, plus l'air absorbe de vapeur, plus la quantité d'eau qui se vaporise sur la chaussette augmente et plus l'eau sera refroidie. En résumé, plus l'air est sec et plus la température humide sera faible : *la température humide donne donc une indication très précise de la richesse de l'air en vapeur d'eau.*

Ainsi, plus l'écart entre la température sèche et la température humide est grand et plus l'air est sec. Nous avons créé avec nos deux thermomètres un appareil très utilisé que l'on appelle un psychromètre. En mesurant la température sèche et la température humide d'un local, il suffit d'une petite réglette (fournie avec l'appareil) ou d'un diagramme psychrométrique pour connaître très facilement l'Hygrométrie Relative du local.



Sur les diagrammes psychrométriques, la température humide de 18°C (correspondant à de l'air à 25°C et 50% de HR) est une oblique qui va de B à E.

Cette oblique coupe la courbe de saturation au point E et il suffit de lire sa valeur au point d'intersection.

Sur certains diagramme, lorsqu'elle n'est pas indiquée sur la courbe de saturation, il suffit de descendre une verticale et de lire sa valeur sur l'échelle des températures sèches.

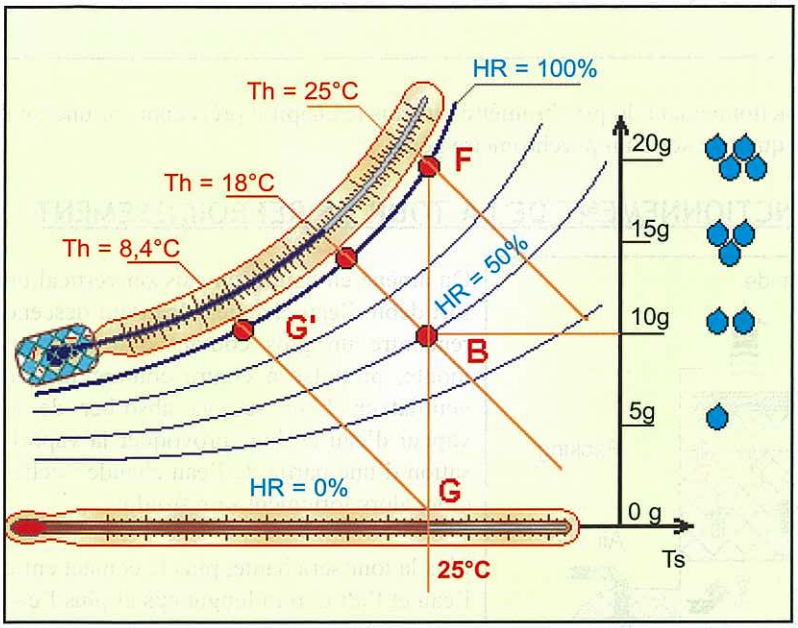
Si les notions de température humide et de HR sont très importantes en climatisation, elles le sont tout autant pour comprendre le fonctionnement d'une tour de refroidissement, ce qui fera l'objet du chapitre suivant, après ces quelques exercices.

EXERCICES D'APPLICATION

- 1°) Si de l'air à 25°C est totalement saturé (soit 100% de HR), quelle est sa température humide ?
- 2°) Si de l'air à 25°C est totalement sec (soit 0% de HR) sa température humide sera-t-elle toujours égale à 18°C ?
- 3°) Comment pourrait-on procéder pour connaître l'Hygrométrie Relative de l'air d'un local si l'on ne dispose que d'un seul thermomètre ?

Correction page suivante...

Correction des exercices.



1°) Au point F, l'air est à 25°C sur la courbe de saturation, soit 100% de HR.

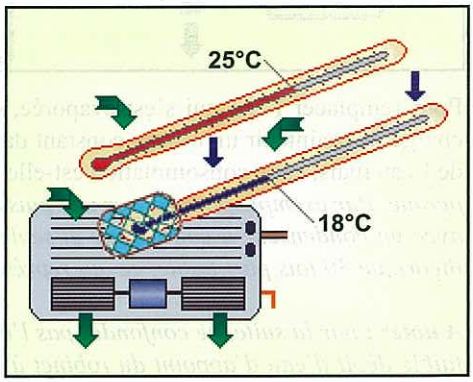
L'air étant déjà saturé, en passant sur la chaussette humide du psychromètre il ne pourra pas absorber davantage d'eau.

Il ne pourra donc y avoir aucune vaporisation de l'eau et le thermomètre humide indiquera la même température que le thermomètre sec, soit 25°C.

2°) Au point G, si l'air à 25°C est totalement sec (soit 0% de HR) la vaporisation de l'eau sur le bulbe humide sera très rapide et importante puisque l'air sera assoiffé d'eau. La température humide sera donc obligatoirement très inférieure à 18°C. Si vous disposez d'un diagramme psychrométrique, la valeur lue au point G' correspond à 8,4°C.

3°) Tout d'abord on mesure la température sèche, par exemple 25°C.

Ensuite, on recouvre le thermomètre avec une chaussette ou de la gaze mouillée avec de l'eau à 25°C. Il suffit alors de ventiler ce bulbe humide avec le même air, au même endroit.



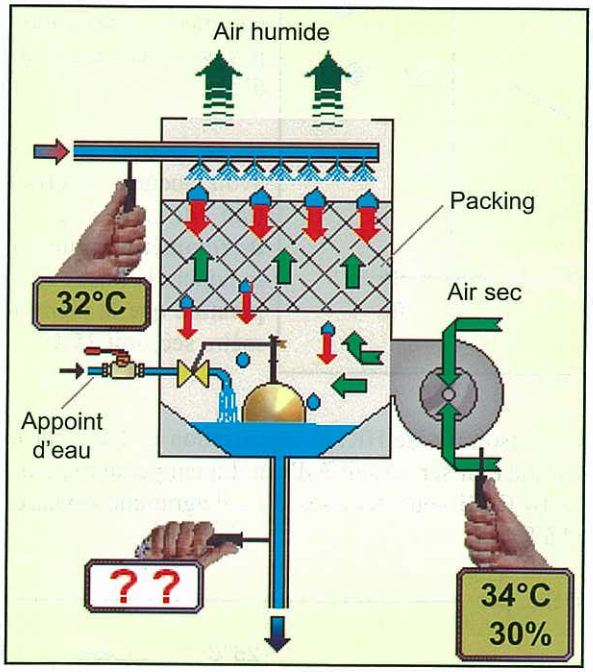
Pour une mesure correcte, la vitesse de passage de l'air sur le bulbe humide doit être de 2 à 4 m/s. Il suffit tout simplement de positionner le bulbe à la reprise d'air du climatiseur. Dans notre exemple, si on trouve une température de 18°C, l'hygrométrie relative sera égale à 50%.

ATTENTION : l'eau utilisée pour mouiller la chaussette du psychromètre doit impérativement être exactement à la même température que celle du local. En effet, pour la mesure précédente, si on mettait de l'eau à 15°C sur la chaussette, le thermomètre indiquerait déjà 15°C avant même que l'évaporation commence : la mesure serait donc complètement fausse !

LA TOUR DE REFROIDISSEMENT

Rappelez-vous bien le fonctionnement du psychromètre vu dans le chapitre précédent car une tour de refroidissement est en quelque sorte un psychromètre géant.

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT



On amène en haut d'un caisson vertical un fort débit d'eau chaude. L'eau qui descend rencontre un gros courant d'air sec qui monte, propulsé à contre courant par un ventilateur. L'air sec va absorber de la vapeur d'eau et donc provoquer la vaporisation d'une partie de l'eau chaude : celle-ci va alors fortement se refroidir.

Plus la tour sera haute, plus le contact entre l'eau et l'air durera longtemps et plus l'eau sera refroidie. Pour améliorer encore l'échange, l'eau est pulvérisée sur un packing en nid d'abeilles. En effet, le packing ralentit la chute de l'eau et augmente fortement sa surface d'échange avec l'air : la qualité et le temps du contact augmentent donc en provoquant un refroidissement de l'eau encore plus important.

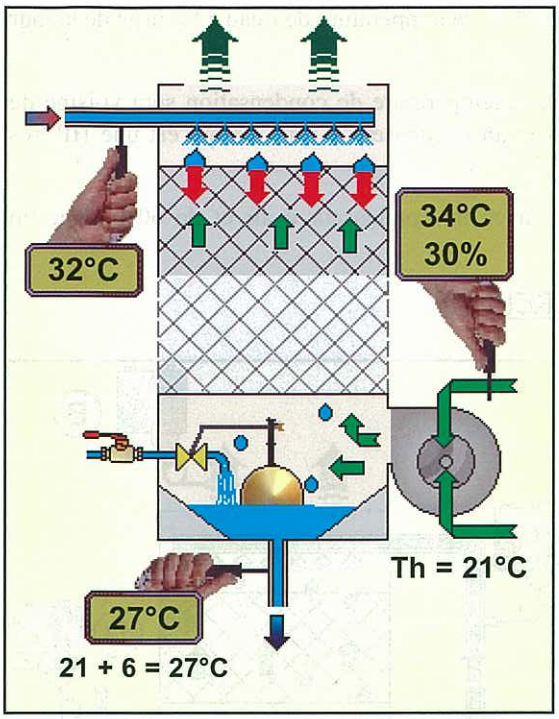
Pour remplacer l'eau qui s'est évaporée, on introduit de l'eau de ville par un robinet à flotteur chargé de maintenir un niveau constant dans le bac. Une tour de refroidissement consomme donc de l'eau mais, cette consommation est-elle importante ? *Cela n'a rien à voir avec le système à eau perdue. Par exemple pour rejeter une puissance de 100 kW, il faut environ 4,5 m3 /h d'eau de ville avec un condenseur à eau perdue et seulement 0,15 m3/h avec une tour, soit une consommation théorique 30 fois plus faible, ce qui représente une économie d'eau de 95% !*

A noter : *par la suite, ne confondez pas l'important débit d'eau en circulation dans la tour avec le faible débit d'eau d'appoint du robinet à flotteur : le débit d'eau en circulation dans la tour est environ 50 fois plus important que celui qui se vaporise !*

A QUELLE TEMPÉRATURE PEUT-ON REFROIDIR L'EAU ?

Le ventilateur de la tour de refroidissement ci-dessus brasse de l'air extérieur à 34°C et 30% de HR, soit une température humide de 21°C. L'eau pénètre dans le haut de la tour à une température de 32°C. Selon vous, à quelle température minimale l'eau peut-elle sortir de la tour en considérant que celle-ci est très-très haute, c'est à dire d'une efficacité parfaite ?

Vous avez tout à fait le droit d'y réfléchir avant de lire la réponse page suivante...



C'est la température humide de l'air extérieur qui est essentielle, soit ici 21°C. Dans une tour, même parfaite, il serait complètement impossible de refroidir l'eau à une température inférieure à la température humide de l'air extérieur.

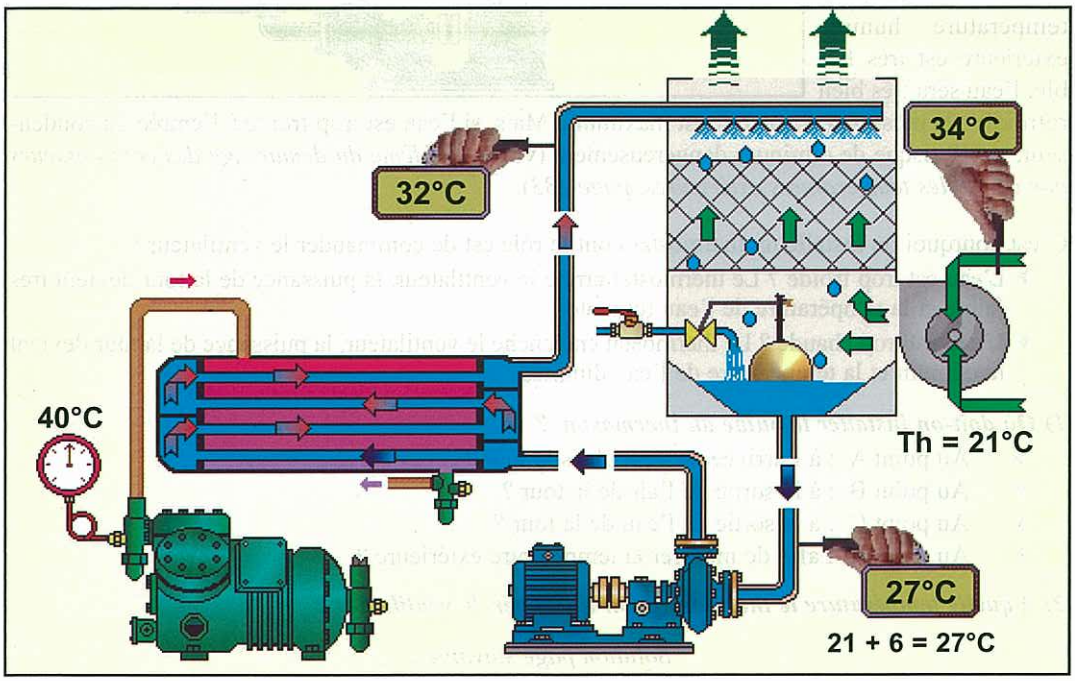
Si la température humide de l'air est égale à 21°C, il est impossible de refroidir l'eau en dessous de 21°C.

Réaliser des tours parfaites coûterait beaucoup trop cher. En pratique, la majorité des tours de refroidissement ont *une Approche* de 6 à 7°C. Le terme " Approche " est très significatif : la température de sortie d'eau "s'approche", sans toutefois jamais l'atteindre, de la température humide de l'air extérieur.

Dans notre exemple, avec une approche de 6°C et un bulbe humide de 21°C, la température de sortie d'eau serait égale à 21°C + 6°C = 27°C (ce qui n'est pas si mal, alors qu'il fait 34°C dehors !).

LES PARAMÈTRES DE FONCTIONNEMENT

Vous pouvez examiner ci-dessous le schéma d'ensemble *et les températures moyennes de fonctionnement* qu'on obtiendrait sur une installation fonctionnant correctement quand la température humide (Th) extérieure est de 21°C.

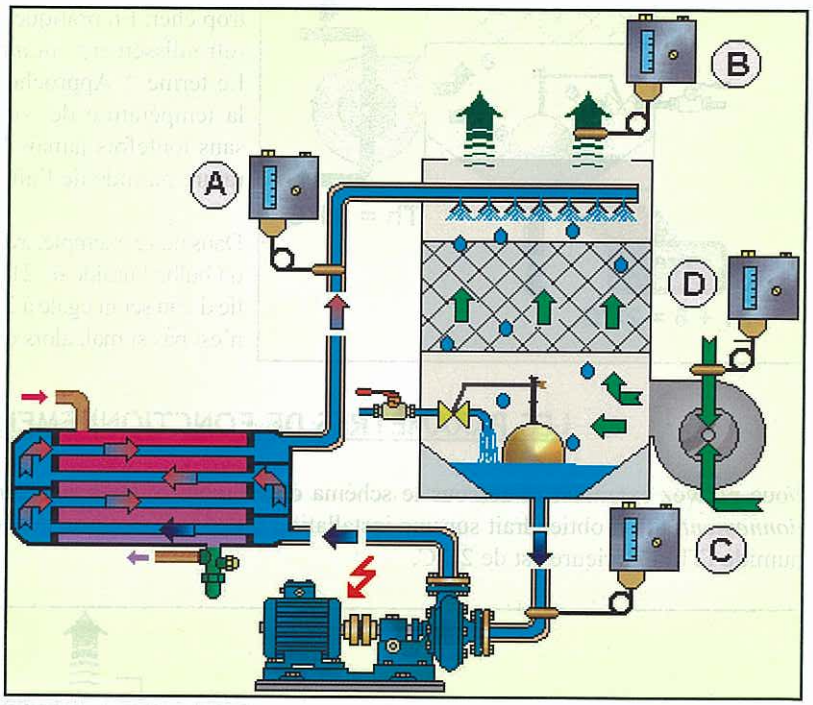


Avec une température humide de l'air extérieur à 21°C, la température de l'eau à la sortie de la tour sera égale à : 21°C + 6°C (d'approche) = 27°C.

Avec de l'eau à 27°C à l'entrée du condenseur, la température de condensation sera voisine de 40°C (on compte un $\Delta\theta$ total de 12° à 15°C avec un condenseur à eau), ce qui est une HP très correcte malgré la température extérieure de 34°C !

En comparaison, la HP serait voisine de 50°C avec un condenseur à air et de 60°C avec un dry-cooler (voir page 494).

EXERCICE



Le ventilateur de la tour est indispensable pour propulser le fort débit d'air qui permet à l'eau chaude ruisselant sur le packing de s'évaporer (et donc de se refroidir).

Si le ventilateur est à l'arrêt, l'eau chaude n'est plus en contact avec la quantité d'air nécessaire à son évaporation et le refroidissement ne se fait plus : la puissance de la tour est alors très faible.

D'un autre coté, si la température humide extérieure est très faible, l'eau sera très bien refroidie : la puissance de la tour est maximum. Mais, si l'eau est trop froide à l'entrée du condenseur, la HP risque de diminuer dangereusement (voir : *problème du démarrage des compresseurs par de faibles températures extérieures, page 233*).

C'est pourquoi on installe un thermostat dont le rôle est de commander le ventilateur :

- L'eau est trop froide ? Le thermostat arrête le ventilateur, la puissance de la tour devient très faible et la température de l'eau remonte.
- L'eau est trop chaude ? Le thermostat enclenche le ventilateur, la puissance de la tour devient maximum et la température de l'eau diminue.

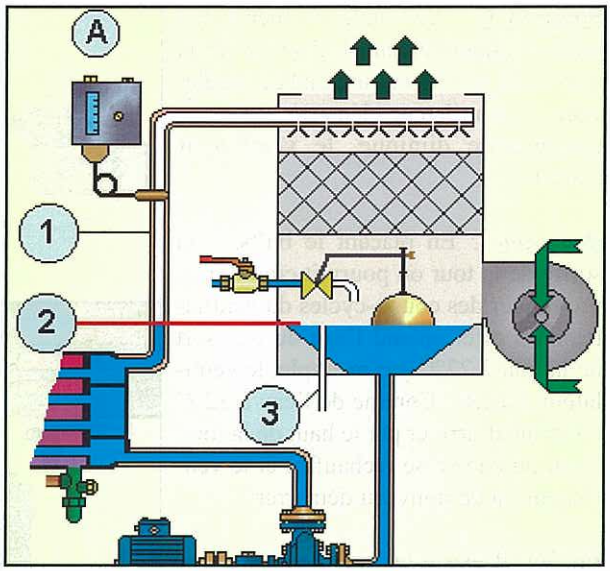
1) Où doit-on installer le bulbe du thermostat ?

- Au point A : à l'arrivée de l'eau dans la tour ?
- Au point B : à la sortie de l'air de la tour ?
- Au point C : à la sortie de l'eau de la tour ?
- Au point D : afin de mesurer la température extérieure ?

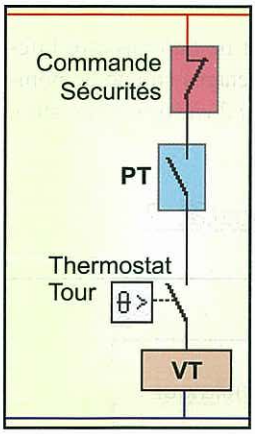
2) A quelle température le thermostat doit-il stopper le ventilateur ?

Solution page suivante...

Solution A : A l'arrêt de la pompe tour, la partie du tube ***repérée 1*** se vide car l'eau retourne dans le bac (en passant par la pompe) en suivant le principe des vases communicants. Le niveau dans le bac et le tube s'arrête au ***repère 2***. L'excédent d'eau est alors évacué par le trop plein ***repéré 3***.



A partir de cet instant, la température mesurée par le bulbe serait la température extérieure. Imaginons le compresseur et la pompe tour à l'arrêt. Le tube **1** ne contenant plus d'eau, si la température extérieure est élevée, ou si le soleil chauffe le tube, le thermostat enclencherait le ventilateur sans que la pompe ni le groupe frigorifique soient en service.



A ce moment, le ventilateur fonctionnerait sans aucun débit d'eau. Non seulement ce serait une consommation électrique complètement inutile, mais le débit d'air brassé augmenterait sensiblement puisqu'il n'y aurait plus l'eau qui tombe et qui freine le passage de l'air à travers la tour.

En plus, comme l'intensité absorbée augmente très rapidement quand le débit d'air augmente (voir page 119), le ventilateur pourrait même couper en sécurité thermique !

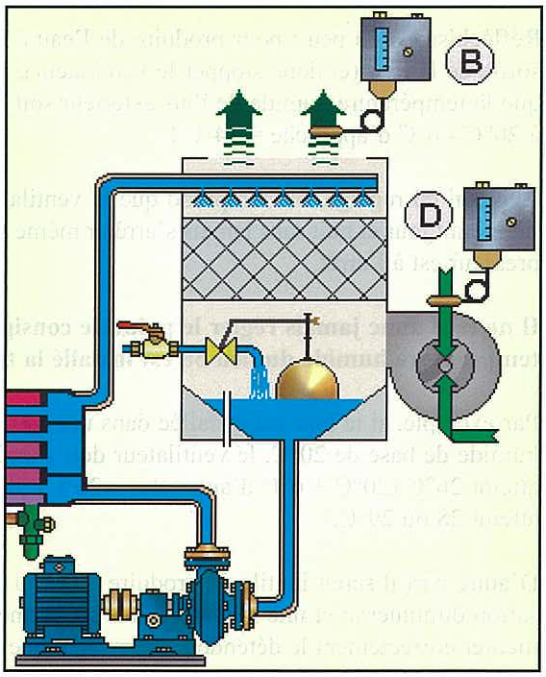
C'est d'ailleurs pour cette raison qu'il faut toujours asservir le contacteur du ventilateur tour (VT) au fonctionnement de la pompe tour (PT).

Solution B et solution D :

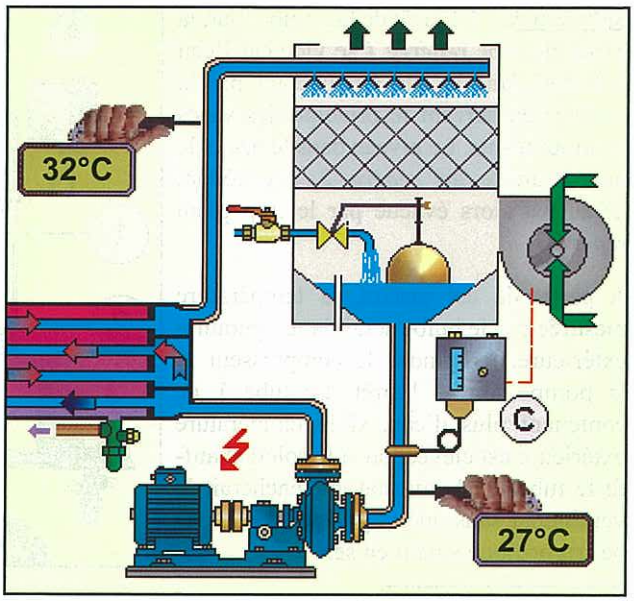
La tour de refroidissement a pour objectif de refroidir de l'eau : ce n'est donc pas la température de l'air extérieur qu'il faut mesurer mais la température de l'eau.

En effet, dans les 2 cas proposés, le bulbe du thermostat mesure la température extérieure. Or, certaines installations doivent fonctionner en demi-saison et même en hiver, souvent avec une température extérieure inférieure à 15°C.

Si le bulbe du thermostat mesure une température très fraîche, le ventilateur ne pourra jamais s'enclencher, même si le compresseur tourne : à ce moment, l'eau recyclée n'étant plus refroidie, le compresseur coupera à coup sûr en HP !



Solution C : La sonde du thermostat mesure effectivement « l'action de la tour ». Si la température du bac est élevée, le ventilateur démarre. Si cette température diminue, le ventilateur s'arrête.

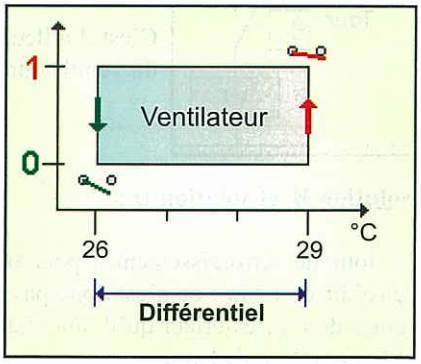


Remarque : En plaçant le bulbe à la sortie de la tour on pourrait craindre de provoquer des courts-cycles du ventilateur. En effet, quand l'eau du bac sort de la tour à 27°C par exemple, le ventilateur s'arrête. Comme de l'eau à 32°C continue d'arriver par le haut de la tour, l'eau du bac va se réchauffer et le ventilateur va de nouveau démarrer.

En fait, il existe une inertie importante due à la contenance en eau du bac qui évite les courts-cycles du ventilateur. Cependant, le différentiel du thermostat ne doit pas être inférieur à 2°C ou 3°C. Un moteur à 2 vitesses commandé par un thermostat à 2 étages équipe de nombreuses tours pour éviter le risque de court-cycles (voir : *les moteurs triphasés à 2 vitesses, page 464*).

Quel doit être le point de consigne du thermostat ?

En été, imaginons que le point de consigne soit réglé à 20°C par exemple. *A priori, cette valeur vous semble-t-elle raisonnable ?*



Réfléchissons un peu : pour produire de l'eau à 20°C à la sortie de la tour (et donc stopper le ventilateur), il faudrait que la température humide de l'air extérieur soit inférieure à 20°C - 6°C d'approche = 14°C !

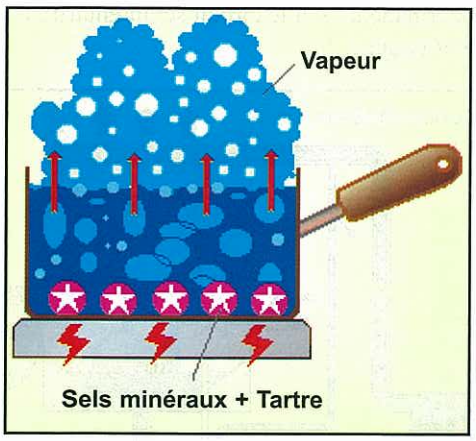
Avec un tel réglage, on comprend que le ventilateur fonctionnerait jour et nuit sans jamais s'arrêter même si le compresseur est à l'arrêt.

Il ne faut donc jamais régler le point de consigne du thermostat à une valeur inférieure à la température humide du lieu où est installé la tour + l'approche.

Par exemple, si la tour est installée dans une ville où les tables météos indiquent une température humide de base de 20°C, le ventilateur doit s'arrêter quand la température de l'eau en sortie tour atteint 26°C (20°C + 6°C d'approche = 26°C). Il doit s'enclencher quand la température de l'eau atteint 28 ou 29°C.

D'autre part il serait inutile de produire de l'eau *vraiment trop froide* : la température de condensation diminuerait et une HP trop faible ne permettrait plus, sur la plupart des installations, d'alimenter correctement le détendeur thermostatique.

LE PROBLÈME DE LA DÉCONCENTRATION.



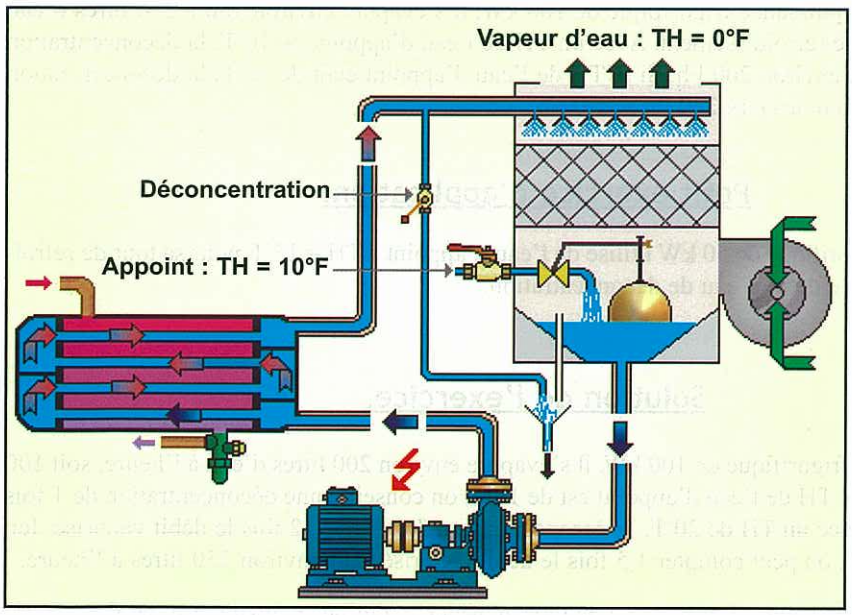
Lorsque vous faites souvent bouillir de l'eau dans la même casserole, vous constatez après quelque temps un dépôt blanchâtre incrusté dans le fond du récipient.

L'eau que vous faites bouillir est de l'eau potable. Comme toutes les eaux de ville, elle contient des sels minéraux dissous.

A ébullition, la vapeur d'eau (qui est un gaz) est absorbée par l'air environnant (qui est un gaz) mais les sels minéraux qui sont bien plus lourds que l'air (ce ne sont pas des gaz mais des solides), restent dans le fond de la casserole.

A la longue, cette forte concentration de sels minéraux se transforme en tartre très dur et très incrustant. Il faut de temps à autre procéder à une opération de détartrage du récipient, sinon l'eau mettra beaucoup plus de temps pour chauffer car le tartre est un isolant pour la transmission de la chaleur.

On retrouve malheureusement le même type de problème dans les circuits d'eau recyclée avec tour de refroidissement. Nous avons vu que le principe de refroidissement de l'eau qui traverse la tour était basé sur l'évaporation d'une partie de cette eau. Mais, si de l'eau s'évapore dans la tour, les sels minéraux contenus dans l'eau restent obligatoirement dans la tour et leur concentration augmente !



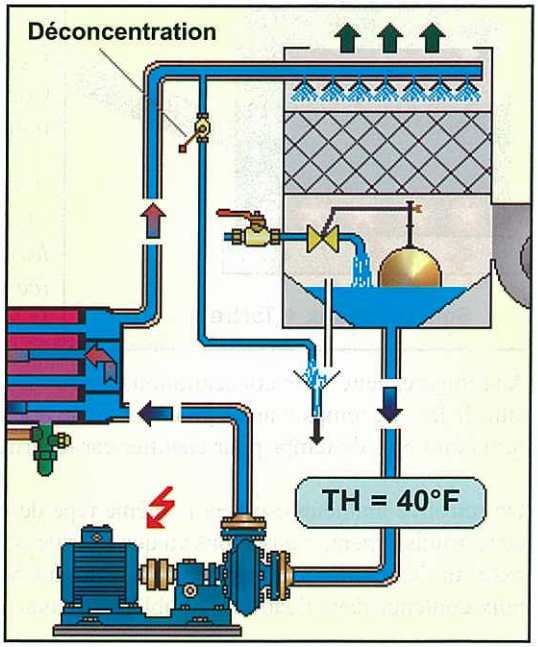
Dans l'exemple ci-contre, l'eau d'appoint alimentant le robinet à flotteur est de l'eau de ville dont le TH est par exemple de 10°F (voir page 485), ce qui semble plutôt raisonnable.

Comprenez bien que les sels introduits par cette eau dans le circuit n'ont absolument aucune possibilité d'en sortir s'il n'y a pas un système de déconcentration, c'est à dire une vidange partielle de l'eau en circulation.

Même avec le faible TH de l'eau d'appoint, au fur et à mesure du fonctionnement, la concentration des sels provoque l'augmentation progressive du TH qui peut alors dans certains cas devenir supérieur à 200°F !

Une telle eau aussi riche en sels constituerait un véritable abrasif destructeur pour l'installation (pompe, condenseur, tubes, tour). Avec un tel TH, l'entartrage du condenseur et de la tour serait extrêmement rapide. Pour un fonctionnement du circuit permanent, tout le circuit serait entartré en moins de 2 mois et il risquerait même d'être partiellement bouché.

Aussi, lorsque la pompe tour fonctionne et que vous verrez de l'eau s'écouler à l'égout par un tube, comme sur le schéma ci-contre, il s'agira vraisemblablement de la déconcentration.



Il faut bien régler puis surveiller cette déconcentration.

Pour maintenir un TH raisonnable (au maximum 40°F) dans le circuit, ces quelques valeurs sont recommandées :

- Si le TH de l'eau d'appoint est de 10°F, la déconcentration doit être au moins égale à 1 fois le débit d'eau évaporé.
- Si le TH de l'eau d'appoint est de 20°F, la déconcentration doit être au moins égale à 2 fois le débit d'eau évaporé.
- Si le TH de l'eau d'appoint est de 30°F, la déconcentration doit être au moins égale à 4 fois le débit d'eau évaporé.

Notez que pour une puissance frigorifique de 100 kW, il s'évapore environ 180 à 200 litres d'eau par heure à la tour de refroidissement. Avec un TH de l'eau d'appoint de 10°F, la déconcentration devrait être réglée à environ 200 l/h. Si le TH de l'eau d'appoint était de 30°F, la déconcentration devrait être réglée à environ 4x 200 l/h = 800 l/h.

Petit exercice d'application.

Une production frigorifique de 50 kW utilise de l'eau d'appoint à TH = 15°F pour sa tour de refroidissement. Evaluez le débit d'eau de déconcentration.

Solution de l'exercice.

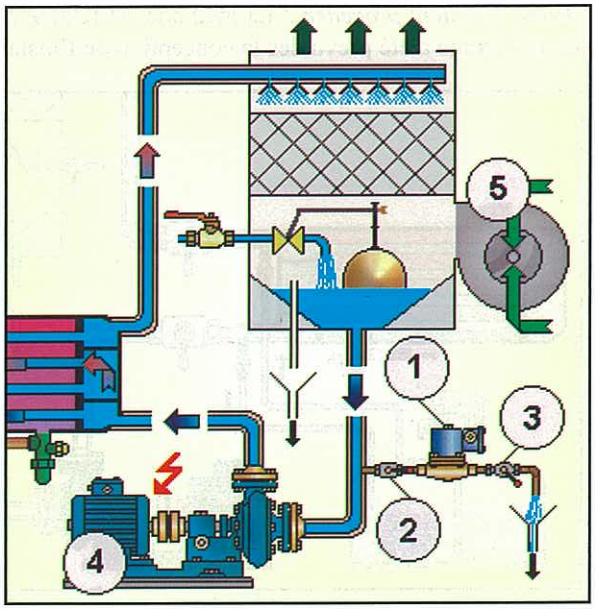
Pour une puissance frigorifique de 100 kW, il s'évapore environ 200 litres d'eau à l'heure, soit 100 l/h pour 50 kW. Si le TH de l'eau d'appoint est de 10°F, on conseille une déconcentration de 1 fois le débit vaporisé. Avec un TH de 20°F, la déconcentration doit être de 2 fois le débit vaporisé. Ici, avec un TH de 15°F, on peut compter 1,5 fois le débit vaporisé, soit environ 150 litres à l'heure.

Pour effectuer la déconcentration de l'eau de tour, plusieurs solutions peuvent être employées. La plus simple est symbolisée sur le schéma ci-dessus : un tube relie l'arrivée d'eau à l'égout par l'intermédiaire d'une vanne manuelle. Avec ce système très simple la déconcentration s'effectue uniquement lorsque la pompe condenseur est en service, c'est à dire lorsqu'il y a de l'évaporation (généralement, la pompe tour ne fonctionne que si le compresseur tourne). Quand la pompe s'arrête, il n'y a plus d'eau dans le tube et la déconcentration s'interrompt automatiquement.

Une autre solution utilise une électrovanne ***(repère 1)*** piquée sur la sortie d'eau de la tour. Une vanne manuelle ***(repère 2)*** permet d'isoler l'électrovanne pour l'inspecter. L'autre vanne manuelle ***(repère 3)*** permet de régler le débit de déconcentration.

On enlève généralement la manette de la vanne utilisée pour le réglage du débit de déconcentration afin d'éviter qu'une personne non avertie ne dérègle tout. Alors, quand vous trouvez une vanne sans manette ou sans volant, n'y touchez pas à moins de bien maîtriser ce que vous faites.

Avec cette solution, il faut obligatoirement asservir l'électrovanne au fonctionnement de la pompe tour ***(repère 4)*** *ou mieux*, du ventilateur tour ***(repère 5)***.



Ainsi, la déconcentration n'aura lieu que si l'ensemble fonctionne, c'est à dire lorsque de l'eau s'évapore dans la tour. Cette technique présente toutefois un inconvénient : si l'électrovanne s'entartre ou se bouche, il n'y a plus de déconcentration. A l'inverse, si elle reste bloquée ouverte, la consommation d'eau peut être importante.

DETARTRAGE DES CONDENSEURS A EAU

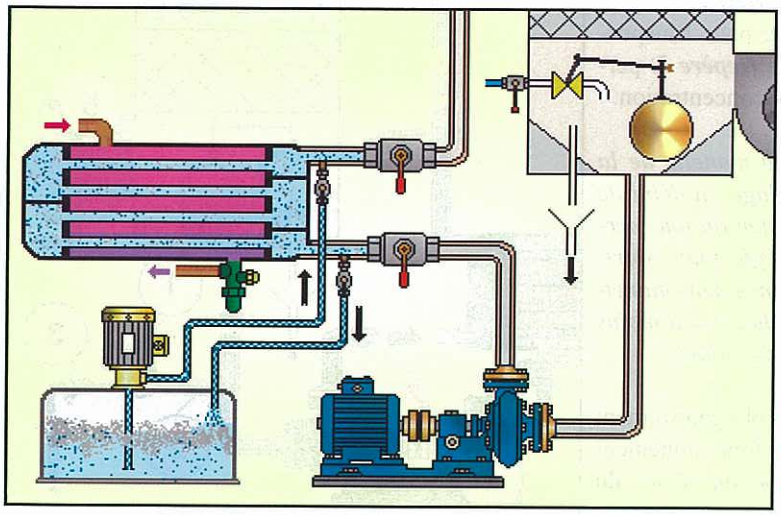
Les eaux contiennent à l'état naturel une multitude de sels minéraux : des sels de calcium, de magnésium, de sodium, ainsi que la silice. Sous l'effet de la température, les sels de calcium et de magnésium se déposent et une croûte minérale, *le tartre*, se forme sur la tuyauterie. Ce tartre a pour conséquence de gêner les échanges thermiques, de réduire la section des tuyauteries et même parfois de les obstruer complètement : sur les circuits de condensation à eau recyclée, il est à l'origine de nombreuses pannes HP.

Pour détartrer, la technique la plus utilisée est l'utilisation d'une solution à base d'acide chlorhydrique. Le dosage est environ à 10%, (1 litre d'acide pour 10 litres d'eau). Les solutions détartrantes du commerce contiennent généralement des agents inhibiteurs de corrosion. *Ces produits chimiques sont rajoutés à l'acide pour éviter au maximum la corrosion des tubes en cuivre pendant l'opération de détartrage des condenseurs.*

Chaque métal possède un détartrant spécifique avec un inhibiteur particulier. Ainsi le détartrant utilisé pour les tubes en cuivre attaque malgré tout les aciers, surtout inoxydables, et le zinc. C'est pourquoi la technique consistant à vider un bidon de détartrant dans la tour pour nettoyer l'ensemble condenseur, tubes et tour risque à la longue de provoquer des gros dégâts (réduction de l'épaisseur des tubes, petits trous dans les tuyauteries ou sur la tour...).

Une solution détartrante peut être dangereuse : respectez toujours rigoureusement les recommandations du fabricant du produit !

Alors, comment procéder ? La méthode est relativement simple dans l'hypothèse ou le problème du détartrage a été prévu dès la conception de l'installation.



On isole le condenseur du circuit par 2 vannes manuelles puis on le vidange.

Ensuite, on fait circuler la solution détartrante dans le condenseur uniquement, à contre-courant, à l'aide d'une pompe spéciale pour le détartrage.

DANGER : les solutions détartrantes dégagent des vapeurs acides.

Il faut donc suivre les recommandations du fabricant et en particulier porter des gants et des lunettes pour se protéger des brûlures occasionnées par d'éventuelles projections d'acide. **Si vous préparez vous-même la solution, versez toujours l'acide dans l'eau et non l'inverse : les éclaboussures d'acide pur sont très dangereuses.**

Tartre + acide = réaction chimique, c'est pourquoi une mousse abondante apparaît dans le bac pendant le détartrage : a*lors, pour éviter les débordements, ne le remplissez pas trop !*

A NOTER : L'utilisation d'eau chaude permet de réduire le temps nécessaire au détartrage. Pour chauffer la solution, il est parfois possible de faire fonctionner un court instant le compresseur frigorifique mais attention : ne shuntez jamais le pressostat de sécurité HP !

Comment savoir si le condenseur est totalement détartré ? Pendant le détartrage, une mousse très abondante apparaît dans le bac de la pompe à détartrer. Admettons qu'après une heure de fonctionnement, la mousse disparaît. A ce moment, 2 hypothèses sont possibles : soit il n'y a plus de tartre, soit il n'y a plus assez d'acide car le tartre neutralise l'acide au fur et à mesure.

On peut remettre de l'acide dans le circuit et surveiller si la formation de mousse reprend. Dans l'affirmative, c'est qu'il reste du tartre.

A NOTER : La solution acide ne choisit pas les tubes entartrés. Au contraire, elle circule plus facilement dans les tubes propres car la section de passage est plus grande : l'acide attaque donc aussi les tubes propres. C'est pour cette raison qu'il vaut mieux utiliser les solutions acides contenant des inhibiteurs pour tubes cuivre et surveiller avec attention le détartrage.

Quand le condenseur est totalement détartré, il va falloir stopper l'opération. Mais la solution détartrante contenue dans le bac est peut-être encore acide : il est formellement interdit de la rejeter à l'égout. Il est indispensable de la neutraliser auparavant en y ajoutant un neutralisant spécial (fortement alcalin).

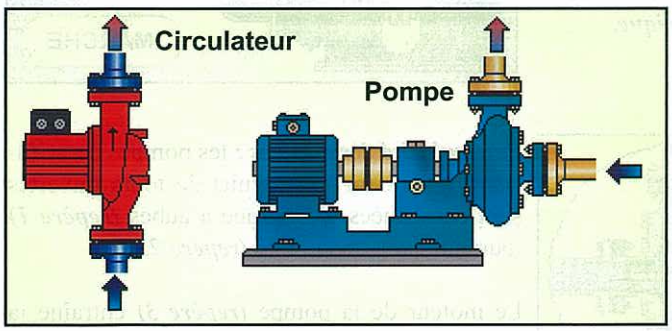
Avant de remettre en service le circuit de condensation, il est recommandé de laisser circuler la solution que l'on vient de neutraliser puis de rincer abondamment le condenseur à l'eau claire.

Remarque 1 : Les tours de refroidissement sont généralement fabriquées en acier galvanisé avec un revêtement anti-corrosion. Pour le détartrage de ces tours, il existe des solutions spéciales recommandées par les constructeurs. On peut aussi employer le détartrage mécanique. Il s'effectue à la brosse, en démontant les gicleurs, et en tapant sur les tubes et les tôles avec un maillet en plastique pour décoller les plaques de tartre.

Remarque 2 : Selon les régions, un autre problème peut exister. En effet, une tour de refroidissement est un milieu chaud et très humide dans lequel peuvent proliférer des algues : l'auteur se souvient de nombreuses poubelles remplies d'algues à ras bord lors d'opérations de maintenance préventive !

N'oublions pas le problème de la légionellose, dont la presse grand public s'est largement fait l'écho, qui peut aussi se développer dans les tours de refroidissement. Certaines réglementations imposeront de plus en plus une maintenance préventive de ces tours et des analyses d'eau régulières.

Remarque 3 : Dans le cas du remplacement de la pompe tour ou d'une modification sur le circuit hydraulique, il est « interdit » d'installer un circulateur usuel (comme ceux utilisés sur les circuits d'eau glacée ou de chauffage) sur le circuit d'une tour ouverte.



En effet, pour une raison d'étanchéité et de simplification de fabrication, le rotor du moteur d'un circulateur usuel est noyé dans l'eau. Le rotor risquerait donc de s'entartrer très vite, d'autant plus que le moteur dégage de la chaleur : après quelques mois de fonctionnement, le rotor risque de serrer et de se bloquer.

C'est pourquoi il faut obligatoirement installer des pompes avec presse étoupe ou des pompes à garnitures mécaniques sur lesquelles le moteur est hors d'eau (*voir technologie des pompes, page 641*).

HYDRAULIQUE : NOTION DE CHARGE

Afin de bien comprendre les problèmes susceptibles d'être rencontrés sur les circuits hydrauliques, il faut avoir une vue claire de ce que représente la notion de charge.

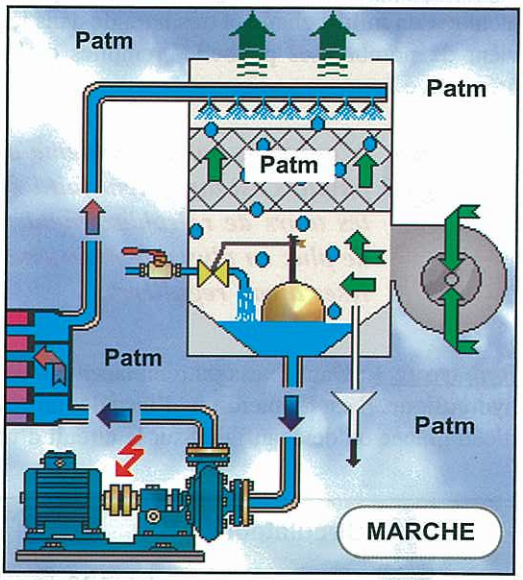
PARTICULARITÉS DES TOURS DE REFROIDISSEMENT OUVERTES.

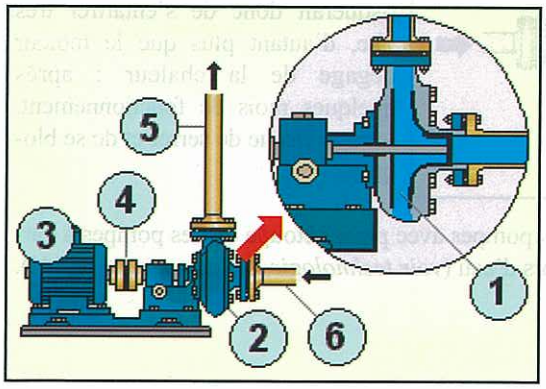
Un circuit hydraulique ouvert a une particularité essentielle : une ou plusieurs parties du circuit sont en contact direct avec l'air atmosphérique.

A ces endroits, la pression de l'eau est égale à la pression atmosphérique.

Dans le circuit hydraulique d'une tour de refroidissement *ouverte*, l'eau sort des gicleurs, s'écoule sur le packing et retombe dans le bac.

Que la pompe soit à l'arrêt ou qu'elle soit en fonctionnement, l'intérieur de la tour compris entre la sortie des gicleurs et la surface de l'eau du bac est donc soumis à la pression atmosphérique.





Particularité des pompes : les pompes centrifuges utilisées sur les circuits de tours ouvertes sont constituées d'une roue à aubes ***(repère 1)*** tournant dans une volute ***(repère 2)***.

Le moteur de la pompe ***(repère 3)*** entraîne la roue par l'intermédiaire d'un accouplement ***(repère 4)***.

C'est la force centrifuge transmise à l'eau par la rotation de la roue (le principe sera détaillé page 542) qui permet d'augmenter la pression au refoulement de la pompe, ce qui provoque la circulation de l'eau. En marche, la pression au refoulement ***(repère 5)*** est évidemment supérieure à celle d'aspiration (***repère 6)***.

Dès l'arrêt de la pompe, comme il n'y a pas de clapets (comme dans un compresseur à pistons), l'égalisation des pressions se fait très rapidement, l'eau pouvant circuler sans problème en sens inverse dans la turbine.

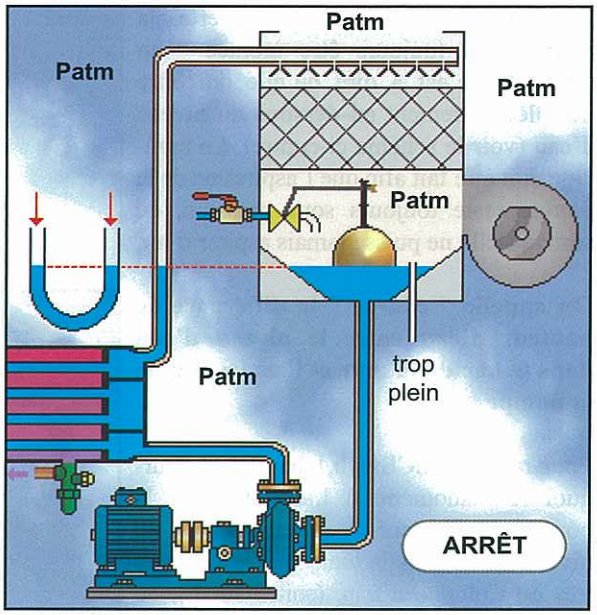
Quand la pompe s'arrête, que se passe-t-il ?

Quand la pompe s'arrête, l'eau peut traverser librement la roue à aubes en sens inverse jusqu'à équilibre des pressions.

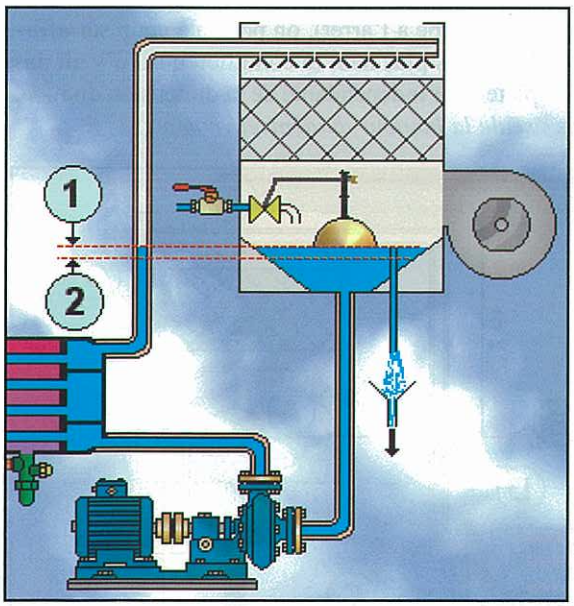
Mais, attendu que les gicleurs et le bac de la tour sont tous 2 soumis à la pression atmosphérique, la loi des vases communicants s'applique jusqu'à obtenir l'équilibre des niveaux indiqués ci-contre.

On voit bien qu'une partie du tube montant à la tour se vide et que l'eau en excédent retourne au bac en passant par la pompe.

Si le niveau d'eau réglé par le flotteur est trop haut (au-dessus de la cote 2, schéma ci-dessous), l'eau qui revient alors dans le bac part à l'égout par le trop plein : les niveaux vont donc s'équilibrer au maximum à la hauteur du trop plein (cote 1).



L'importance d'un bon réglage du flotteur est aussi primordial que méconnu.



A l'arrêt du ventilateur, le robinet à flotteur doit être totalement fermé et le niveau devrait rester à environ 5 cm en-dessous du trop plein (c'est à dire au niveau de la cote 2 ci-contre).

Sans cette marge de sécurité, nous venons de voir que de l'eau est gaspillée inutilement à chaque arrêt de la pompe.

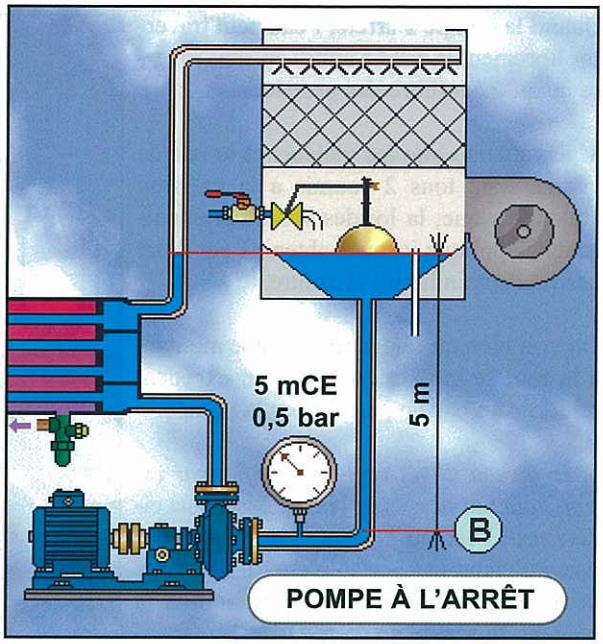
De plus, dès le ventilateur s'enclenche, sa pression de refoulement provoque un abaissement du niveau d'eau dans le bac de quelques centimètres. Le robinet à flotteur s'ouvre aussitôt pour compenser cette baisse de niveau. Mais, dès que le ventilateur s'arrête, le niveau remonte de quelques centimètres et, sans la marge de sécurité préconisée, l'eau déborde par le trop plein.

En dernière remarque, les circuits ouverts étant soumis à de nombreux problèmes de corrosion, de boues, d'algues..., il n'est pas rare de rencontrer des robinets à flotteur rouillés, crevés, bloqués fermé ou bloqués ouvert.

Vu le prix de l'eau, seule une parfaite maintenance peut permettre d'éviter de tels gaspillages.

NOTION DE CHARGE DANS UN CIRCUIT OUVERT

Dans le circuit d'une tour ouverte, la pompe doit toujours être montée " **en charge** ", c'est à dire qu'elle doit être installée nettement **en-dessous** du niveau d'eau (voir le schéma ci-contre). Le montage doit être fait afin que l'aspiration de la pompe reste toujours sous pression, de sorte qu'elle ne puisse jamais aspirer d'air.



On appelle " *charge* " la différence de hauteur d'eau entre le niveau d'eau dans le bac de la tour et l'aspiration de la pompe.

Pour rappel, 1mCE = 0,1 bar. C'est pourquoi le manomètre à l'aspiration de la pompe étant placé 5 m en-dessous du niveau d'eau dans la tour, il indique 5 mètres de Colonne d'Eau, (soit 5 mCE), ou encore 0,5 bar.

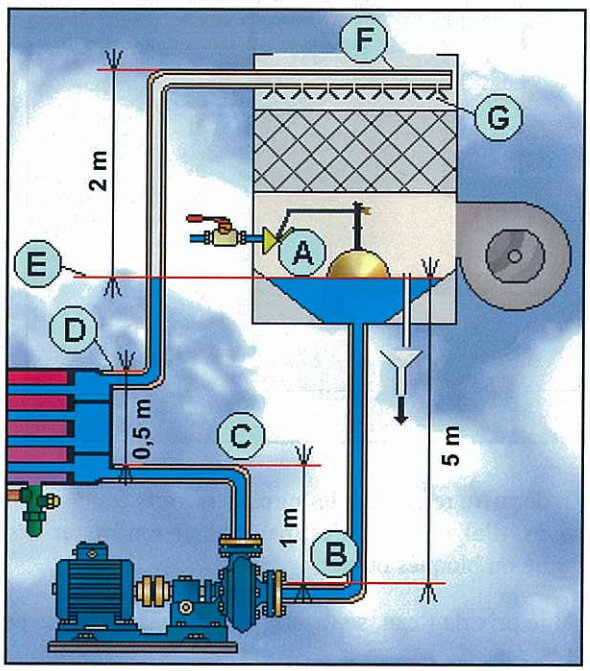
Dans un circuit ouvert, quand la pompe est à l'arrêt, la pression que l'on mesure en n'importe quel point du circuit dépend directement de la hauteur d'eau qui règne au-dessus de ce point.

Ainsi, si on mesure une pression de 1 bar au point B (pompe à l'arrêt), on pourra à coup sûr affirmer que le niveau de l'eau dans la tour se trouve 10 mètres plus haut (à condition qu'il n'y ait pas de vanne fermée). Cette pression mesurée est complètement indépendante de la dimension du tube, du tracé, du nombre de coudes ou d'accessoires : *seule la hauteur du dénivelé compte.*

EXERCICE N°1

Sur le schéma de la tour ouverte ci-contre, nous avons repéré différents points (de A à G) et indiqué les différents dénivelés.

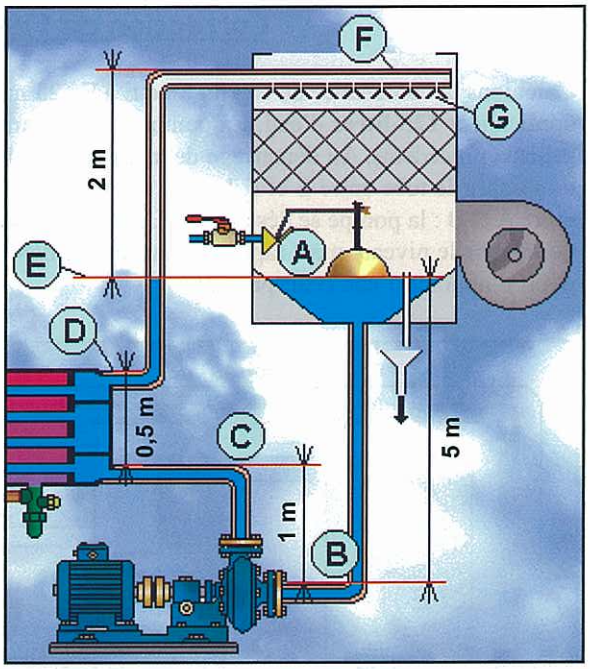
Sachant que la pompe est à l'arrêt, quelle serait la pression indiquée par un manomètre que l'on raccorderait successivement en chacun des points A, B, C, D, E, F et G ?



Solution pages suivantes...

Correction de l'exercice 1

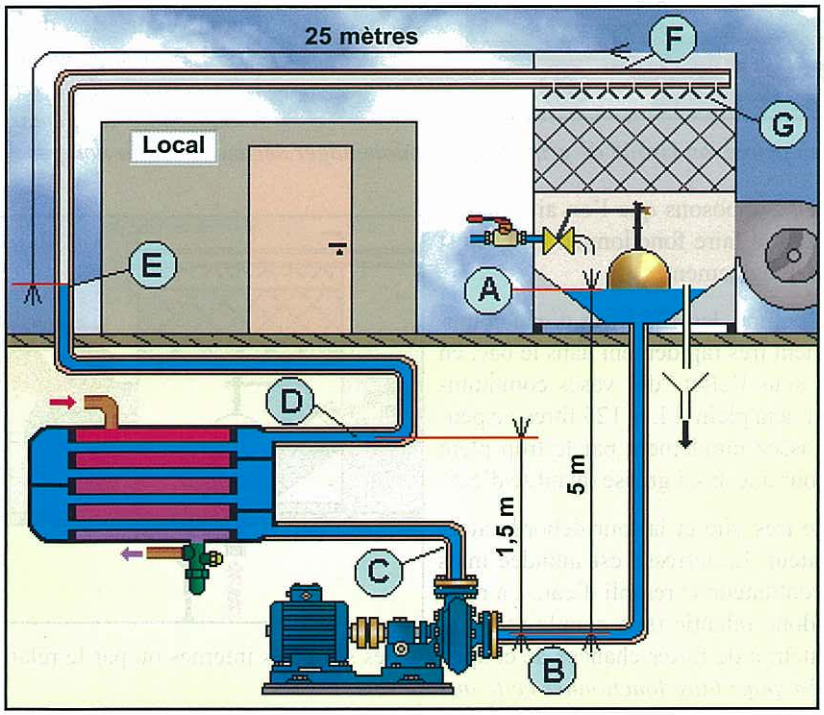
Dans un circuit ouvert à l'arrêt, les manomètres indiquent les charges dues aux hauteurs d'eau. On remarque que le niveau d'eau du tube montant à la tour s'arrête en E. Il n'y a plus d'eau dans la partie du tube située entre E et F. Cette eau est retournée dans le bac sous l'effet des vases communicants dès l'arrêt de la pompe.



Pressions en A, E, F et G : ces 4 points sont en contact direct avec la pression atmosphérique. Un manomètre indiquerait donc 0 mCE soit 0 bar.
Charge en B = 5 mCE ou 0,5 bar (soit 5 mètres en-dessous du niveau A).
Charge en C = 4 mCE ou 0,4 bar (soit 4 mètres en-dessous du niveau A)
Charge en D = 3,5 mCE ou 0,35 bar, (soit 3,5 mètres en-dessous du niveau A)

EXERCICE N°2

Vous devez mettre en service l'installation représentée ci-dessous.



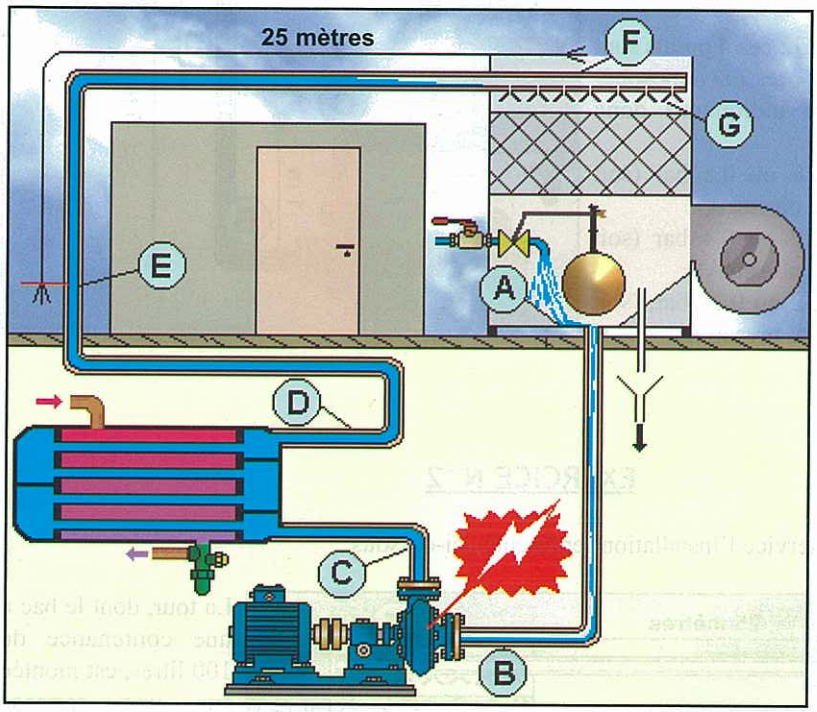
La tour, dont le bac a une contenance de 100 litres, est montée sur une terrasse conformément au schéma.

La longueur du tube entre E et F est de 25 m et son diamètre est de 80/90 mm. Vous réglez le niveau d'eau dans la tour très correctement, quelques centimètres en dessous du niveau du trop plein.

Alors, pourquoi le compresseur coupe-t-il rapidement en HP dès son démarrage ?

Correction de l'exercice n° 2

Calculons la contenance en eau du tube E à F : 25 m de tube avec un diamètre intérieur de 80 mm contiennent **125 litres** d'eau. La pompe étant à l'arrêt, cette partie de tube reste vide d'eau (voir schéma précédent). Au démarrage de la pompe, les 100 litres du bac sont aspirés et cette eau tente de remplir le tube entre E et F. Le bac se vide donc complètement ainsi que tout ou partie du tube entre A et B : la pompe se désamorce. Le robinet à flotteur s'ouvre en grand et tente désespérément de rétablir le niveau, mais rappelez-vous que le débit de la pompe est environ 50 fois supérieur au débit d'appoint d'eau (voir page 506).

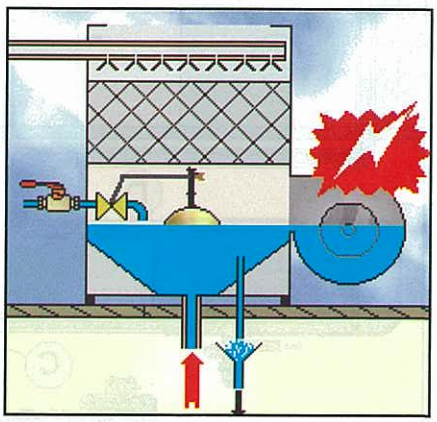


Le problème est grave car lorsque la pompe aura aspiré toute l'eau du bac, elle va fonctionner à sec !

Tandis que le flotteur tente de remplir le bac, la pompe va tantôt aspirer de l'eau, puis de l'air, puis de l'eau, etc..., tant que la partie de tube comprise entre E et F ainsi que le bac ne seront pas remplis.

Le condenseur n'étant pas correctement irrigué, le compresseur va couper par le contrôleur de débit (s'il existe), ou en HP. *En résumé, il devient impossible de démarrer le compresseur et en prime, on risque de gripper et d'endommager sérieusement la pompe.*

Mais ce n'est pas tout ! Supposons que l'on ait réussi à amorcer l'installation et à la faire fonctionner. Le bac est plein d'eau et le tube E-F également.



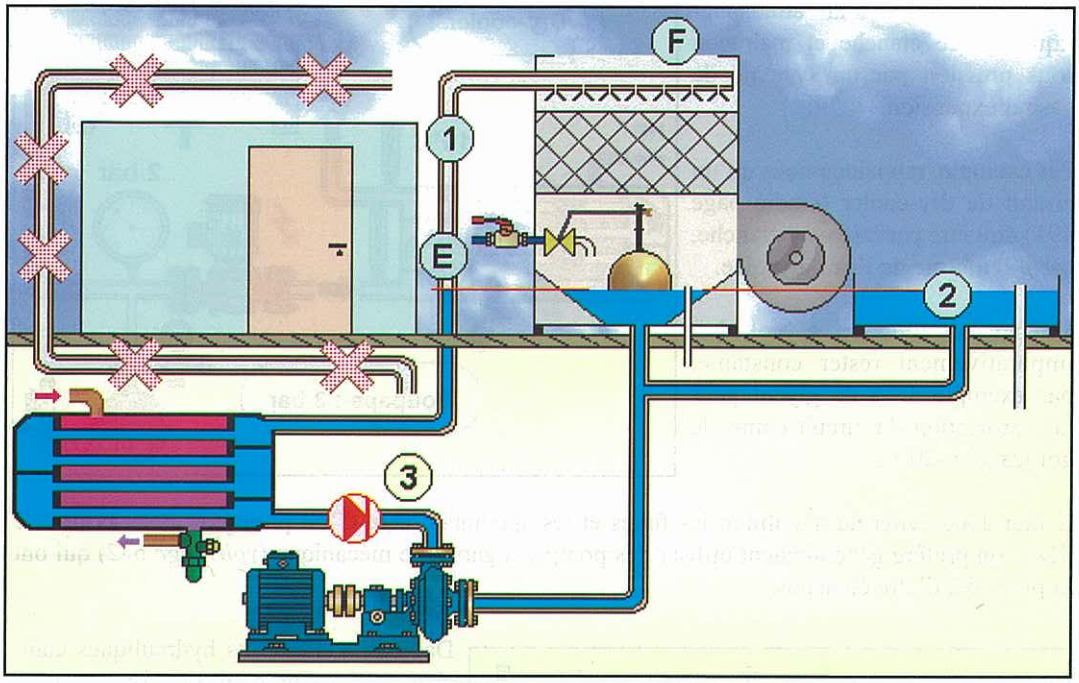
Au premier arrêt de la pompe, les 125 litres d'eau contenus entre E et F retournent très rapidement dans le bac, en passant par la pompe, sous l'effet "des vases communicants ". Mais le bac est déjà plein ! Les 125 litres ne peuvent pas être évacués assez rapidement par le trop plein qui n'a pas été prévu pour une aussi grosse quantité d'eau.

Le niveau d'eau monte très vite et la tour déborde alors côté turbine du ventilateur. La terrasse est inondée mais surtout, la turbine du ventilateur se rempli d'eau. La rotation de la turbine est donc ralentie (son couple résistant augmente) et le ventilateur a de fortes chances de couper par les sécurités internes ou par le relais thermique. *Quelle galère pour faire fonctionner cette installation !*

Quelles sont les solutions ?

Solution 1. Changer le tracé du réseau. ***La longueur de tube située entre E et F doit toujours être la plus courte possible***

La tour (ou la tuyauterie) doit être déplacée afin que la montée entre le condenseur et les gicleurs soit courte et avec le minimum de partie(s) horizontale(s). Il faut toujours que la capacité en eau du bac de la tour soit très nettement supérieure au volume de la tuyauterie comprise entre E et F.



Solution 2. Si il est impossible de modifier le tracé, on pourrait installer en parallèle sur la tour un bac d'une capacité supérieure pour permettre d'amorcer la pompe au démarrage.

Encore une fois, il faut que la capacité totale des 2 bacs soit nettement supérieure au volume d'eau de la tuyauterie comprise entre E et F (au moins le double). Notez que le trop-plein de ce 2ème bac devrait être très largement dimensionné pour éviter les débordements à l'arrêt de la pompe.

Solution 3. Installer un clapet anti-retour au refoulement de la pompe.

Cette solution a le mérite d'être simple, mais elle ne fonctionne généralement pas longtemps sur un circuit ouvert. En effet, ces clapets ne peuvent pas être totalement étanches, surtout sur des circuits ouverts dans lesquels circulent des sels minéraux, des boues et une multitude de corps étrangers (poussières, insectes aspirés par le ventilateur...) qui se collent aux sièges des vannes et des clapets. Si l'installation reste arrêtée longtemps, l'eau contenue dans le tube E-F finira quand même par revenir dans le bac.

Solution 4. Installer une tour de refroidissement indirecte, qui sera étudiée page 553.

Sans trop entrer dans les détails, nous dirons que ***la meilleure solution*** *pour corriger ce type d'erreur est de ne pas la commettre.*

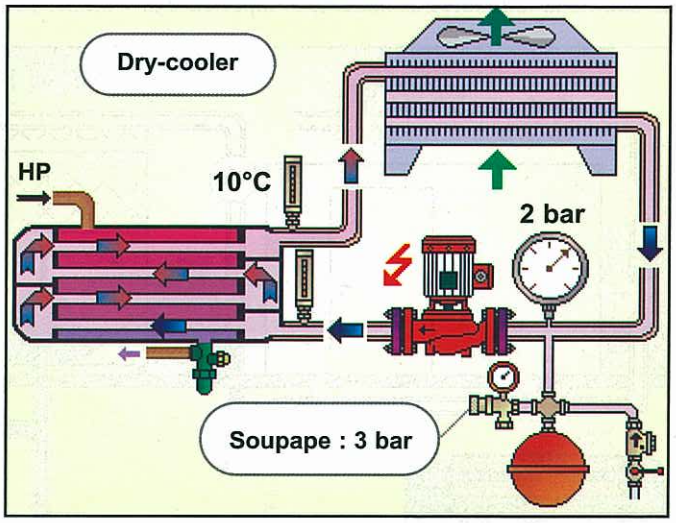
NOTION DE CHARGE DANS UN CIRCUIT FERMÉ

Rappel : en tout point d'un circuit fermé, la pression doit être supérieure à la pression atmosphérique, c'est à dire supérieure à 0 bar.

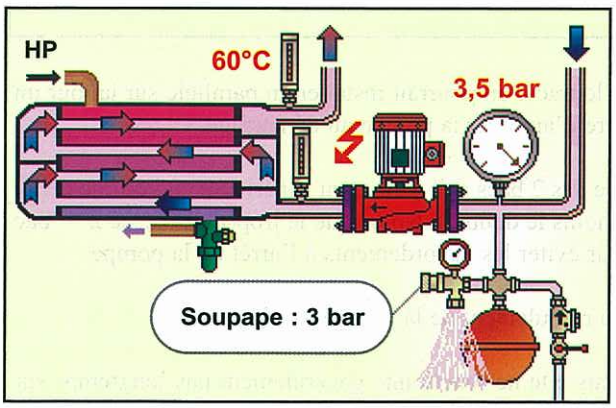
Un circuit fermé à la particularité d'être à l'abri de l'air atmosphérique, d'être étanche et maintenu sous pression par un système de vase d'expansion.

Par exemple, rappelons-nous qu'un circuit de dry-cooler (étudié page 491) doit être parfaitement étanche, car il renferme de l'eau glycolée.

La concentration en glycol doit impérativement rester constante, par exemple 35% de glycol pour une protection du circuit contre le gel jusqu'à -20°C.



Il faut donc éviter au maximum les fuites et les appoints d'eau. C'est pourquoi, pour assurer le débit, on préfère généralement utiliser des pompes à garniture mécanique (*voir page 642*) qui ont la propriété d'être étanches.



Dans de tels circuits hydrauliques étanches, la pression peut toutefois augmenter fortement à cause des changements de température de l'eau et des effets de dilatation que cela entraîne.

Entre 10°C et 60°C, l'eau contenant 35% de glycol se dilate de 3%.

Soit, pour un circuit contenant 100 litres d'eau (ce qui n'est pas énorme), une variation de volume de 3 litres, ce qui est relativement important.

S'il n'y avait pas le vase d'expansion, les tubes se déformeraient et s'arracheraient.

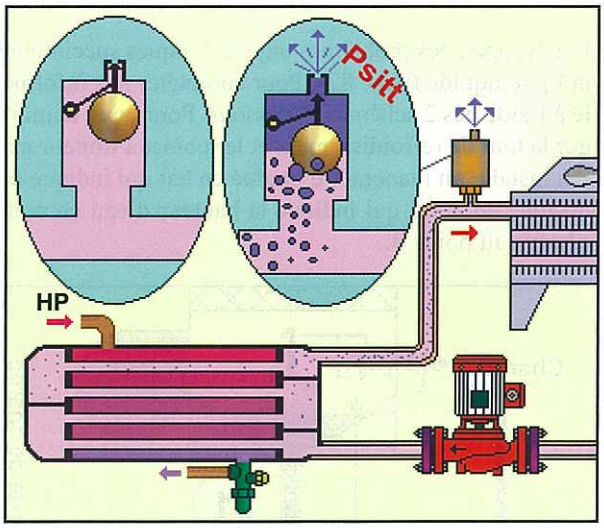
Cependant, malgré le vase d'expansion, certaines pannes (que nous évoqueront un peu plus loin) peuvent provoquer de gros dégâts. Une soupape de sécurité est donc obligatoire.

Dans l'exemple ci-dessus, la soupape tarée à 3 bar "crache" car une forte surpression est apparue dans le circuit (la température est montée de 10 à 60°C). La soupape ayant évacuée de l'eau, la pression dans le circuit diminue et la soupape se referme...

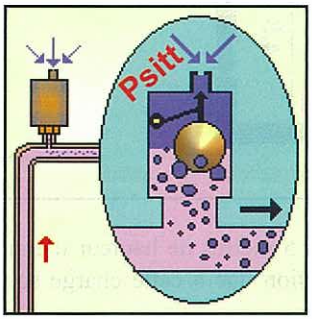
Un dispositif de purge est nécessaire au point haut de l'installation pour évacuer :

- L'air contenu dans les tubes au moment du remplissage du circuit.
- Les gaz dissous dans l'eau (gaz carbonique et oxygène) également introduits dans le circuit avec l'eau de remplissage.

Un purgeur automatique comme celui représenté ci-contre est souvent installé dans les points hauts pour évacuer l'air. S'il n'y a pas d'air, le flotteur est en position haute et le clapet est fermé. Si de l'air pénètre dans le purgeur, il se piège dans sa partie supérieure. A ce moment, le flotteur descend et ouvre le clapet, ce qui évacue automatiquement l'air parasite.



Problème des fuites d'eau : si les dilatations provoquent une augmentation de pression, à l'inverse, toute perte d'eau, même minime, entraîne une chute de la pression dans le circuit.



Du fait du dénivelé, c'est dans les points bas de l'installation que la pression est la plus importante.

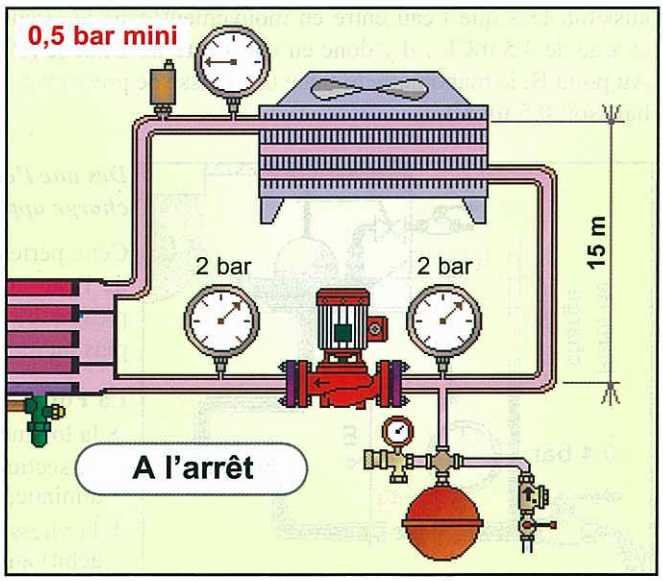
Pour les mêmes raisons, c'est au point haut que la pression est la plus faible. Si la pression diminue trop dans les points hauts on risque d'avoir une entrée d'air parasite par les purgeurs automatiques.

Ces entrées d'air provoquent des chutes de débit et la nécessité d'effectuer une longue série d'opérations pour remettre en état le circuit.

Pour éviter les entrées d'air, la pression au point le plus haut du circuit ne doit jamais descendre en dessous de 0,5 bar.

C'est pourquoi dans l'exemple ci-contre, avec un dénivelé de 15 m (soit 1,5 bar), Le vase d'expansion (placé en partie basse à l'aspiration de la pompe) a été volontairement sélectionné pour 1,5 + 0,5 = 2 bar.

Ainsi, dans ce circuit fermé, ce n'est plus seulement le dénivelé qui compte : la charge de la pompe à l'arrêt est égale la hauteur du dénivelé (15 m) + une marge de sécurité de 5 m = 20 mCE, soit 2 bar.



HYDRAULIQUE : NOTION DE PERTE DE CHARGE

Pour rappel, ces problèmes ont été évoqués succintement dans le chapitre traitant du flash gas dans la ligne liquide (page 87). Pour compléter nos informations, faisons une petite expérience virtuelle à l'aide des 2 schémas ci-dessous. Pour notre démonstration, la vanne manuelle permet de vidanger la tour de refroidissement et le robinet à flotteur maintient un niveau d'eau constant dans le bac. On installe un manomètre gradué en bar qui indique ***la pression*** au point B. On installe également un tube en verre qui indique la hauteur d'eau en mètre de Colonne d'Eau (mCE), c'est à dire ***la charge*** au point B.

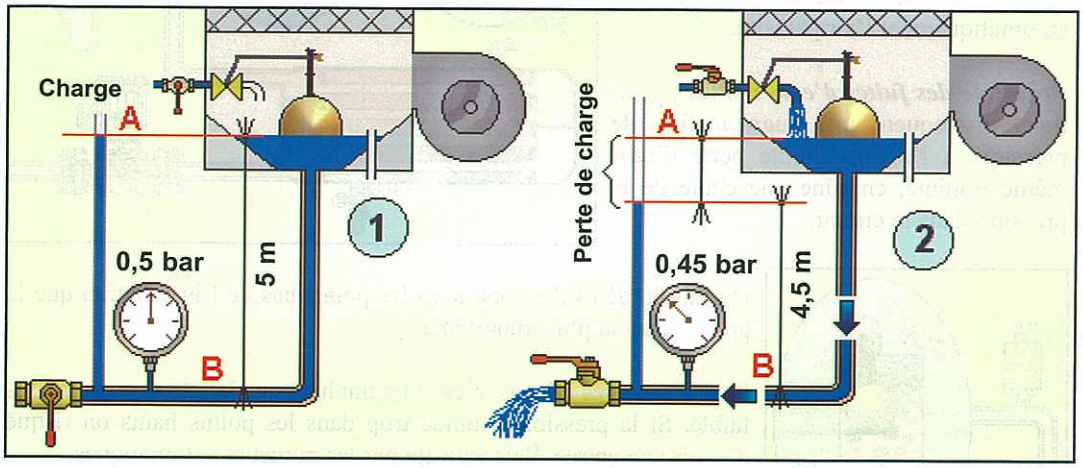
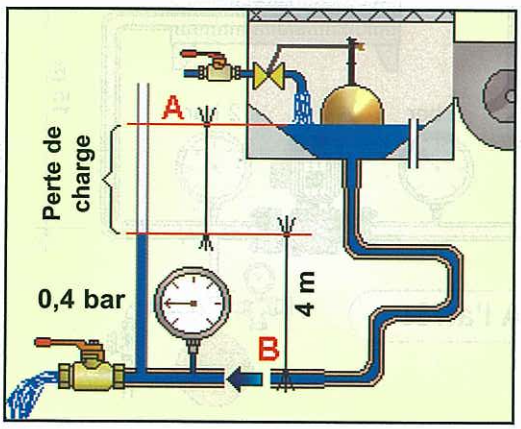


Schéma 1 : la vanne de vidange est fermée. Au point B, nous avons 5 mètres de hauteur d'eau, c'est à dire une charge de 5 mCE. Le manomètre B indique la pression due à cette charge soit 5 mCE ou 0,5 bar : *il y égalité entre la charge et la pression mesurée.*

Schéma 2 : On ouvre la vanne de vidange et sous l'action de la gravité, un débit d'eau s'écoule aussitôt. Dès que l'eau entre en mouvement dans le circuit, le manomètre en verre indique une charge de 4,5 mCE : il y donc eu une **Perte de Charge (PdC)** de 5 mCE - 4,5 mCE = 0,5 mCE. Au point B, le manomètre indique une baisse de pression qui correspond à 0,5 bar - 0,45 bar = 0,05 bar (soit 0,5 mCE).



Dès que l'eau entre en mouvement, une perte de charge apparaît.

Cette perte de charge (PdC) est due à la viscosité de l'eau et à sa vitesse. Elle est essentiellement provoquée par les frottements de l'eau sur la paroi plus ou moins rugueuse du tube.

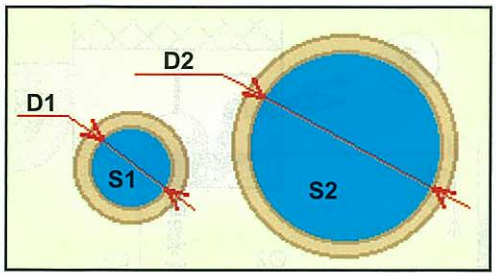
La PdC augmente quand :

- la longueur du tube augmente,
- la section du tube (c'est à dire son diamètre) diminue,
- la vitesse de l'eau dans le tube (c'est à dire le débit) augmente.

Les pertes de charge provoquent une perte d'énergie parasite. Elles engendrent des bruits dans les tuyauteries et un infime échauffement de l'eau. Plus la vitesse de l'eau est importante, plus le bruit sera important, surtout dans les restrictions comme les vannes, les clapets, etc...

Ces bruits peuvent être très gênants lorsque les tubes traversent des locaux habités ou passent à proximité. Le diamètre des tubes doit respecter des vitesses maximales selon le débit à véhiculer. Par exemple, on admet généralement :

- Pour un tube de 15 / 21 mm, la vitesse maximale sera de 0,5 m/s.
- Pour un tube de 80 / 90 mm, la vitesse maximale sera de 1,2 m/s.



Pourquoi cet écart de vitesse ?

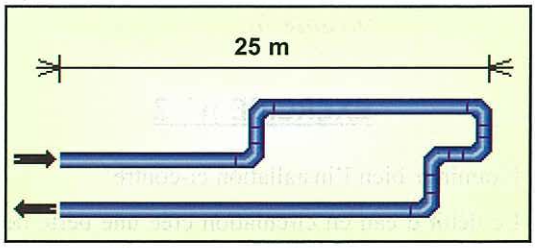
Dans le tube D1 = 15 / 21 mm, le périmètre de frottement = 1,5 cm x $\pi \approx 5$ cm et la section de passage S1 ≈ 2 cm^2
Dans le tube D2 = 80 / 90 mm, le périmètre de frottement = 8 cm x $\pi \approx 25$ cm et la section de passage S2 ≈ 50 cm^2.

Ainsi, en passant d'un tube de 15 mm à 80 mm de diamètre, le périmètre est multiplié par 5 alors que la section est multipliée par 25. En fait, on obtient sensiblement le même frottement (et donc la même PdC) dans les 2 tubes avec une vitesse de 0,5 m/s pour le diamètre 15 mm, mais avec une vitesse de 1,2 m/s pour le diamètre 80 mm. ***C'est pour cette raison que plus le diamètre du tube est important et plus la vitesse peut être élevée pour obtenir une perte de charge identique.***

Dans les installations usuelles, on calcule le diamètre des tubes pour obtenir des vitesses créant des PdC raisonnables, généralement comprises entre 10 et 20 mmCE (au maximum) par mètre linéaire de tube.

EXERCICE N°1

Pour évaluer la perte de charge provoquée par les accidents particuliers (coudes, tés, vannes d'isolement...), on utilise généralement la notion d'équivalence. Par exemple, on peut estimer que la perte de charge d'un coude à 90° est équivalente à la perte de charge d'un tube droit de même diamètre d'une longueur de 0,8 m.



Alors, pourriez-vous *évaluer l'ordre de grandeur* de la perte de charge d'un tube de ∅ intérieur 65 mm, d'une longueur totale de 50 m et comportant 6 coudes à 90° ?

Correction de l'exercice n°1 :

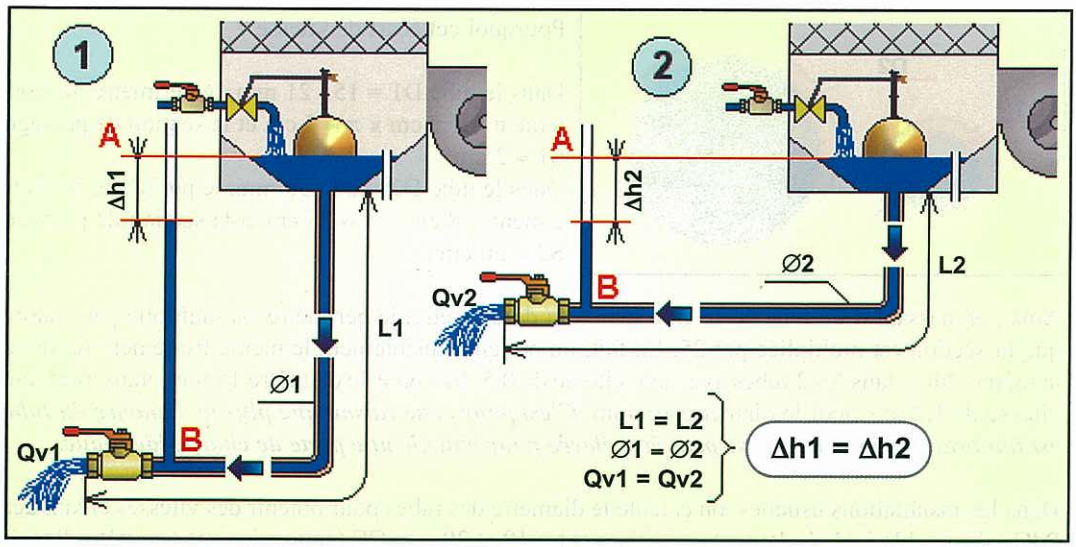
Si le tube a été correctement sélectionné, on peut supposer que sa perte de charge est comprise entre 10 et 20 mmCE par mètre de tube : en *évaluation*, admettons une PdC moyenne de 15 mmCE/m. A ce moment les 6 coudes ont une longueur équivalente à 6 x 0,8 m = 4,8 m de tube.

La longueur équivalente totale est donc égale à 50 m + 4,8 m soit environ 55 m.
La PdC totale est donc d'environ 55 m x 15 mmCE / m = 825 mmCE soit $\approx$ 0,8 mCE.

INFLUENCE DU DÉNIVELÉ SUR LES PERTES DE CHARGE.

Reprenons nos expériences. Ci-dessous, le diamètre des tubes ainsi que leur longueur est rigoureusement identique mais le dénivelé de la tour n°1 est supérieur à celui de la tour n°2.

Du fait du dénivelé, la charge en 1 est donc supérieure à la charge en 2. Si on ouvrait complètement les vannes, le débit Qv1 serait supérieur au débit Qv2. Alors, afin de comparer les phénomènes de PdC selon le dénivelé, on bride la vanne 1 afin d'obtenir *exactement le même débit*, c'est à dire *une vitesse strictement identique* dans les 2 installations.



Le débit Qv1 étant identique à Qv2, on constate que la PdC est rigoureusement la même dans les 2 cas : $\Delta h1 = \Delta h2$.

En conclusion, la perte de charge ne dépend absolument pas du dénivelé mais uniquement du débit, de la longueur et du diamètre des tuyauteries.

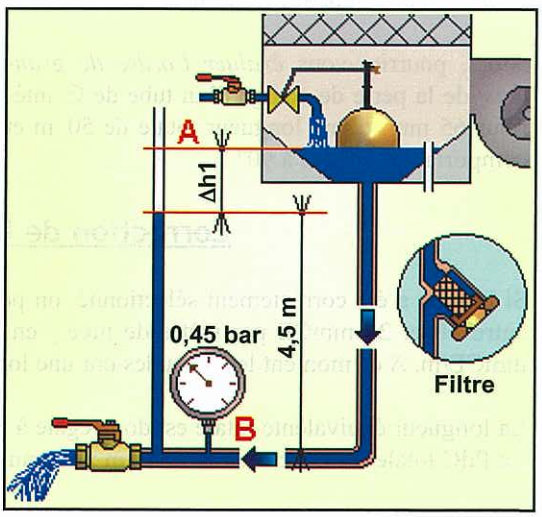
EXERCICE n° 2

Examinez bien l'installation ci-contre.

Le débit d'eau en circulation crée une perte de charge Δh1 qui dépend de la longueur du tube, de sa section et du débit d'eau (c'est à dire de la vitesse de l'eau dans le tube).

Maintenant, si on rajoutait un filtre à la sortie de la tour :

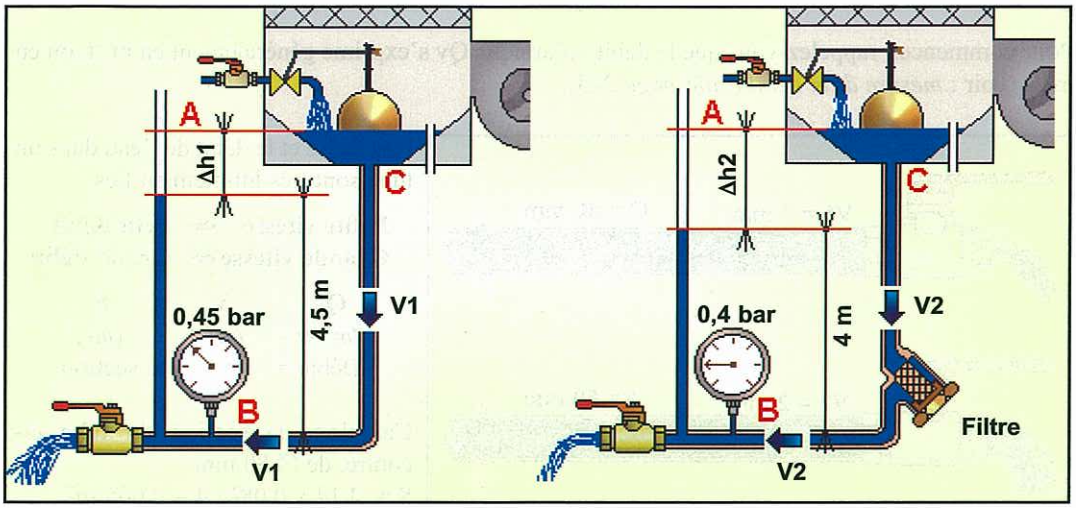
- Que ferait la perte de charge Δh1 ?
- Que ferait le débit ?
- Que ferait la vitesse de l'eau ?



Correction page suivante...

Correction de l'exercice n°2 :

Le filtre rajouté sur l'installation de droite se comporte comme le ferait n'importe quel accident (coude, vanne...) : il crée une opposition, c'est à dire une perte de charge supplémentaire au passage de l'eau. Cette PdC s'ajoutant à celle du tube, la perte de charge totale entre C et B augmente ($\Delta h2 > \Delta h1$).



A présent, regardons l'évolution des vitesses de l'eau dans les tubes. En ajoutant une résistance supplémentaire au passage de l'eau, un filtre par exemple, la perte de charge du tronçon C-B augmente ($\Delta h2 > \Delta h1$). Mais, cette résistance va également freiner le passage de l'eau (comme le ferait une vanne manuelle dont la résistance augmente quand on la ferme) : le débit va donc diminuer.

Bien sûr, le diamètre intérieur du tronçon C-B étant identique dans les 2 cas, la réduction du débit va provoquer une diminution de la vitesse de l'eau dans le tube : la vitesse V2 sera forcément inférieure à la vitesse V1.

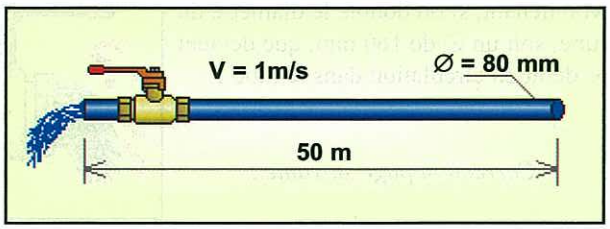
Quand la perte de charge d'un circuit augmente, le débit diminue.
Puisque le débit diminue, la vitesse diminue forcément.

Attention aux confusions : *il est important de bien comprendre que la vitesse de l'eau est rigoureusement identique à l'entrée et à la sortie du filtre :* tant que le diamètre d'un tube est constant, la vitesse est rigoureusement la même en chaque point de ce tube.

La vitesse reste rigoureusement constante en chaque point d'un tube tant que son diamètre reste constant.

EXERCICE n°3

Un tube de 50 m de long, d'un diamètre intérieur de 80 mm, véhicule de l'eau à 1 m/s. A votre avis, que ferait le débit si la vitesse doublait ?

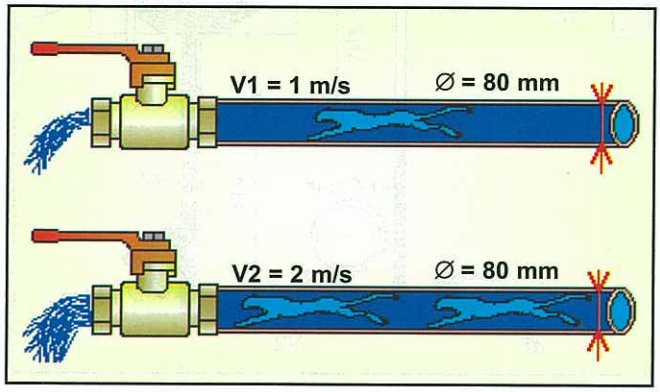


Correction page suivante...

Correction de l'exercice n°3 :

Contrairement aux habitudes de ce manuel, nous sommes un peu contraints d'introduire quelques formules et de faire quelques petits calculs. Veuillez nous en excuser, mais les problèmes hydrauliques sont parfois assez complexes et vous aurez besoin de ces quelques notions de base pour comprendre certains phénomènes que nous essayerons malgré tout de simplifier au maximum.

Pour commencer, rappelez-vous que le débit volumique Qv s'exprime généralement en m^3/h ou en m^3/s (voir : *mesure d'un débit d'air, page 273*).



La vitesse et le débit de l'eau dans un tube sont très intimement liés.

Petite vitesse ⇔ Petit débit
Grande vitesse ⇔ Grand débit

Qv	=	**V**	x **S**
(m³/s)	=	*(m/s)*	x *(m²)*
Débit	=	vitesse	x section

Calculons la section du tube ci-contre, de ∅ 80 mm
$S = 3,14 \times 0,08^2 / 4 = 0,005\ m^2$

A ce moment, on peut calculer les débits :

- $Qv1 = 1\ m/s \times 0,005\ m^2 = 0,005\ m^3/s = 0,005 \times 3600 = 18\ m^3/h$
- $Qv2 = 2\ m/s \times 0,005\ m^2 = 0,01\ m^3/s = 0,01 \times 3600 = 36\ m^3/h$

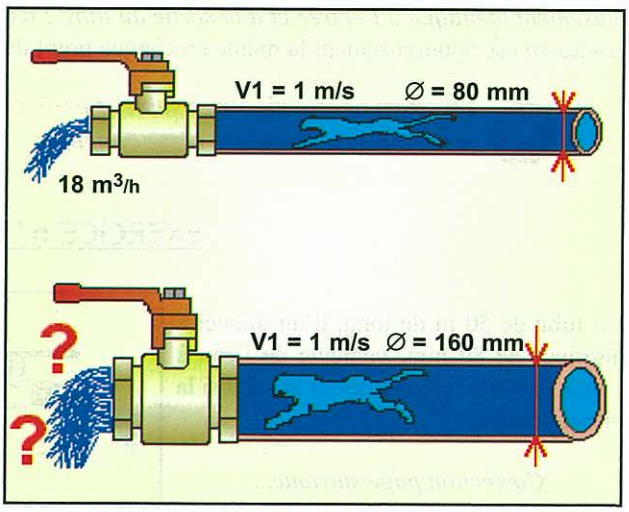
Ainsi, dans une section donnée, le débit est directement proportionnel à la vitesse.

Dans un tube, si la vitesse double, le débit double également.

EXERCICE n°4

Nous venons de voir qu'avec une vitesse de 1m/s, le débit d'eau dans un tube de 80 mm de diamètre serait de 18 m^3/h.

Maintenant, si on double le diamètre du tube, soit un ∅ de 160 mm, que devient le débit en circulation dans le tube ?



Correction page suivante...

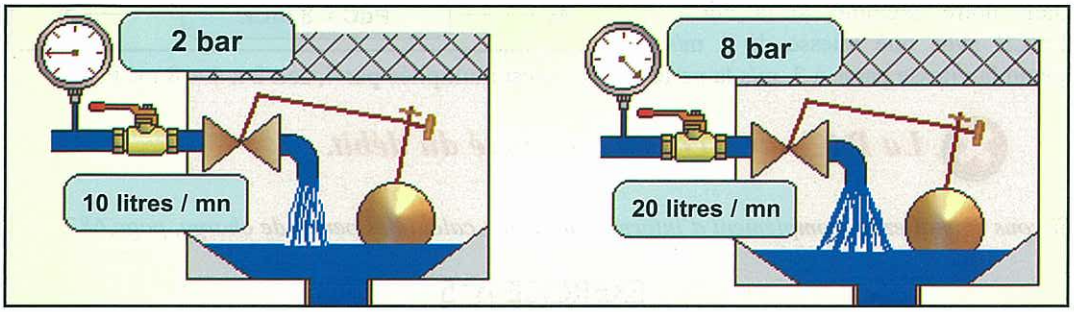
Correction de l'exercice n°4 :

Avec une vitesse de 1m/s, le débit dans un tube de ∅ 80 mm est de 18 m³/h. Si le tube a un ∅ de 160 mm, sa section S = 3,14 x 0,16² / 4 = 0,02 m². Avec une vitesse de 1 m/s, le débit dans ce tube sera de 1 x 0,02 = 0,02 m³/s, soit 0,02 x 3600 = 72 m³/h au lieu de 18 m³/h précédemment, c'est à dire 4 fois plus.

Alors, attention à ne pas confondre le diamètre et la section : si on double le diamètre d'un tube, sa section est multipliée par 4 !

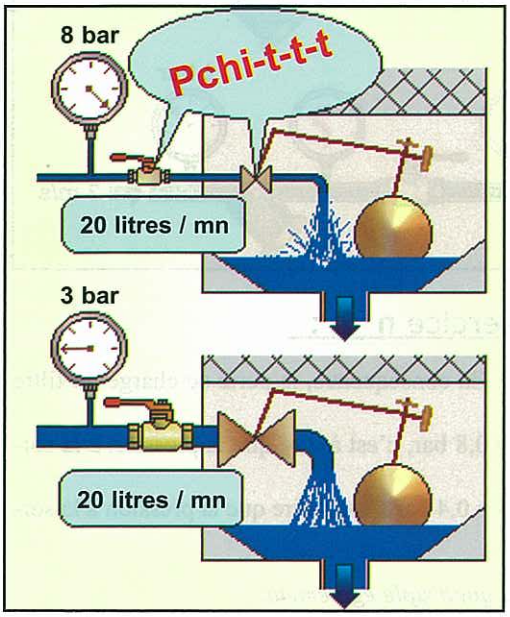
RELATION ENTRE LE DÉBIT ET LA PRESSION

Prenons l'exemple d'un robinet à flotteur alimentant en eau de ville un bac de tour. Avec une pression de l'eau de 2 bar, le robinet étant grand ouvert, admettons qu'on obtienne un débit de 10 l/mn.



On constate que pour doubler le débit du même robinet, c'est à dire passer l'appoint à 20 l/mn, *il faudrait multiplier par 4 la pression d'alimentation.*

Rappelez-vous bien qu'avec une faible pression de l'eau de ville, le débit sera faible, mais surtout que pour doubler le débit, il faudrait multiplier la pression par 4.



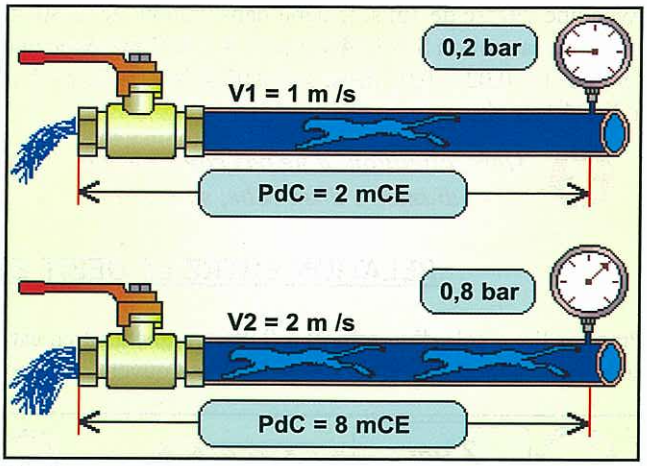
En pratique, il est bien entendu qu'on ne cherche pas systématiquement à doubler le débit et si cette situation se présentait, elle poserait un gros problème : le diamètre de cette tuyauterie serait bien trop petit !

En effet, ce nouveau débit et cette nouvelle pression entraîneraient des vitesses du fluide beaucoup trop importantes et donc de nombreux bruits extrêmement désagréables. Par analogie, lorsqu'une autoroute est saturée, on n'oblige pas les conducteurs à aller plus vite mais on crée une troisième voie ou un itinéraire de délestage !

En augmentant la section de la tuyauterie, pour un même débit, la vitesse diminue dans le tube (et donc le bruit), et la pression nécessaire sera plus faible.

RELATION ENTRE LE DÉBIT ET LA PERTE DE CHARGE

Dans le tube de ∅ 80 mm, on se propose de doubler le débit. Que va faire la perte de charge ? En première approche, vous pourriez être tenté de penser : puisque le débit double quand la vitesse double, que les pertes de charge doublent également.



Hélas non, quand le débit double, les pertes de charge ne doublent pas, elles quadruplent : *si le débit est multiplié par 2, la PdC est multipliée par 4 !*

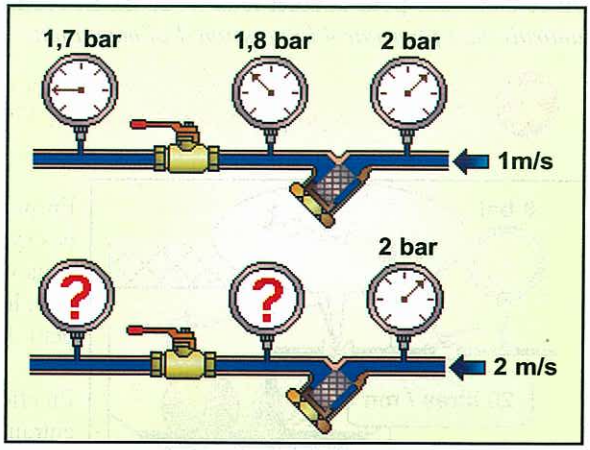
Dans notre exemple, si la PdC = 2 mCE avec une vitesse de 1 m/s, quand la vitesse passe à 2 m/s la perte de charge est multipliée par 4, soit 2 x 4 = 8 mCE.

La PdC varie comme le carré du débit.

Si vous souhaitez un complément d'information, voir : calcul des pertes de charge, page 687.

EXERCICE n°5

Vous apercevez ci-contre un tronçon de tuyauterie parcouru par un débit d'eau à une vitesse de 1 m/s. Les manomètres indiquent les pressions mesurées en différents points.



On en conclu qu'avec une vitesse de 1m/s :
La PdC du filtre = 2 - 1,8 = 0,2 bar
La PdC de la vanne = 1,8 - 1,7 = 0,1 bar

Si on doublait la vitesse de l'eau qu'indiquerait chacun des manomètres placé à la sortie du filtre et à la sortie de la vanne ? *Le corrigé est ci-dessous, mais essayez d'y réfléchir avant de contrôler votre réponse...*

Correction de l'exercice n°5 :

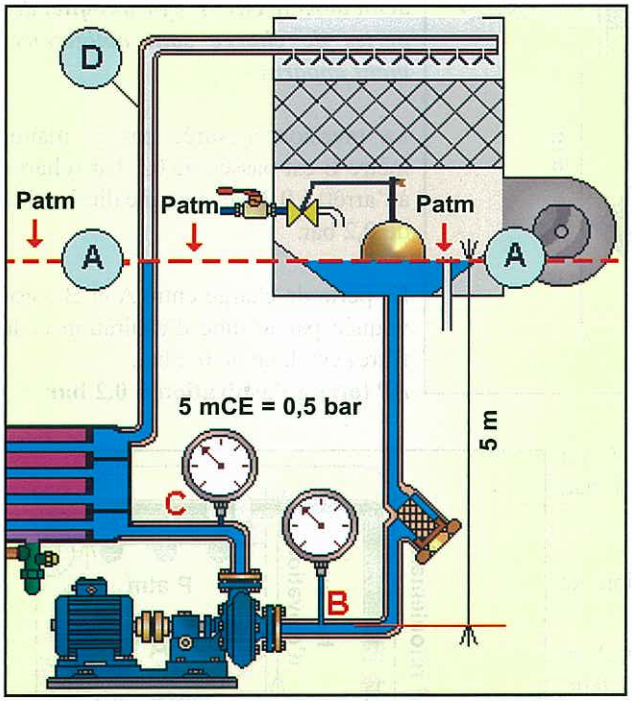
Le débit ayant doublé, la vitesse a également doublé. En conséquence, la perte de charge du filtre et celle de la vanne ont été multiplié par 4.
La PdC du filtre est maintenant égale à 0,2 bar x 4 = 0,8 bar, c'est à dire que la pression à la sortie du filtre sera de 2 - 0,8 = 1,2 bar.
La PdC de la vanne est maintenant égale à 0,1 bar x 4 = 0,4 bar c'est à dire que la pression à la sortie de la vanne sera de 1,2 - 0,4 = 0,8 bar.

Notez que la PdC totale passe de 0,3 à 1,2 bar : elle quadruple également.

PRESSIONS EN JEU DANS UN CIRCUIT HYDRAULIQUE

POMPE A L'ARRÊT

Reprenons le réseau hydraulique d'une tour de refroidissement ouverte et faisons quelques rappels. La pompe étant à l'arrêt, le ventilateur de la tour s'est obligatoirement arrêté.



Puisqu'il s'agit d'une tour ouverte, la pompe est montée « **en charge** », c'est à dire qu'elle est montée nettement **en-dessous** du niveau d'eau dans la tour (comme on peut le voir sur le schéma ci-contre).

C'est la pression atmosphérique qui règne au-dessus du niveau d'eau dans le bac de la tour (ligne A-A).

Du fait des vases communicants, l'eau dans le tube repéré D est rigoureusement au même niveau que l'eau dans le bac de la tour.

A l'arrêt de la pompe, le tube D s'est donc partiellement vidé en traversant la pompe en sens inverse. Si le robinet à flotteur est bien réglé (c'est à dire complètement fermé quand le niveau d'eau est à environ 5 cm du trop plein), l'eau affleure maintenant le trop plein et l'arrêt de la pompe n'a provoqué aucune perte par débordement.

Au-dessus de la bride d'aspiration de la pompe, la « hauteur d'eau » de 5 m correspond à « la charge » de la pompe.

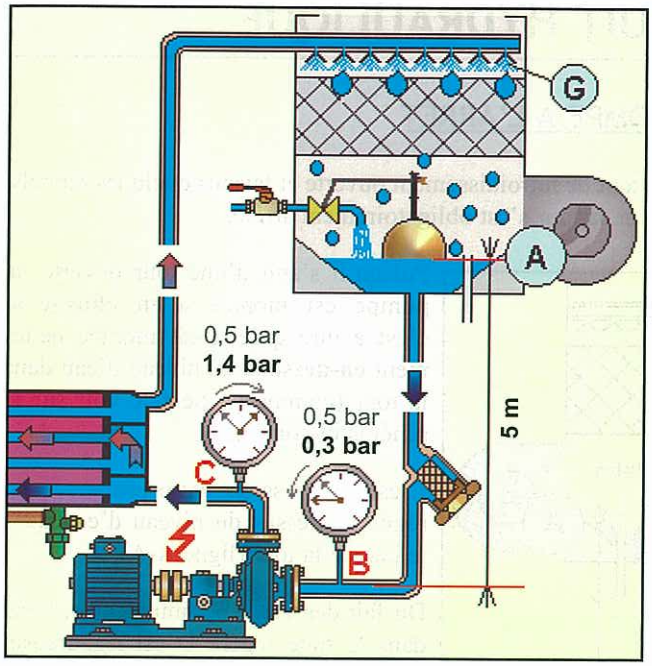
C'est pourquoi le manomètre placé au point B, sur la bride d'aspiration, indique 5 mètres de Colonne d'Eau (5 mCE), soit 0,5 bar. Notez qu'une simple lecture de ce manomètre nous permettrait de déduire aussitôt que le niveau d'eau est situé 5 m plus haut.

Le manomètre placé au point C sur la bride de refoulement mesure lui aussi une colonne d'eau *d'environ* 5 m de hauteur (nous admettrons que le dénivelé entre B et C est négligeable). Il indique donc également 5 mCE, soit 0,5 bar.

Un manomètre placé au même niveau que la pompe à l'arrêt indique la hauteur d'eau, c'est à dire la charge de la pompe. A l'arrêt, il ne peut y avoir aucune différence de pression entre l'aspiration et le refoulement de la pompe.

A présent, nous allons mettre la pompe en route. *Avant de tourner la page, essayez de réfléchir à ce qui devrait se passer...*

POMPE EN SERVICE



La pompe étant en marche, relevons les nouvelles pressions à l'aspiration et au refoulement. On constate que la pression d'aspiration en B a baissé et que la pression de refoulement en C a fortement augmenté.

De plus, puisqu'il y a maintenant du débit dans le circuit hydraulique, des pertes de charge sont obligatoirement apparues.

La pression mesurée par le manomètre B est passée de 0,5 bar (charge à l'arrêt) à 0,3 bar, soit une diminution de 0,2 bar.

La perte de charge entre A et B (provoquée par le tube d'aspiration et le filtre) est donc de 0,2 bar.
ΔP total à l'aspiration = 0,2 bar

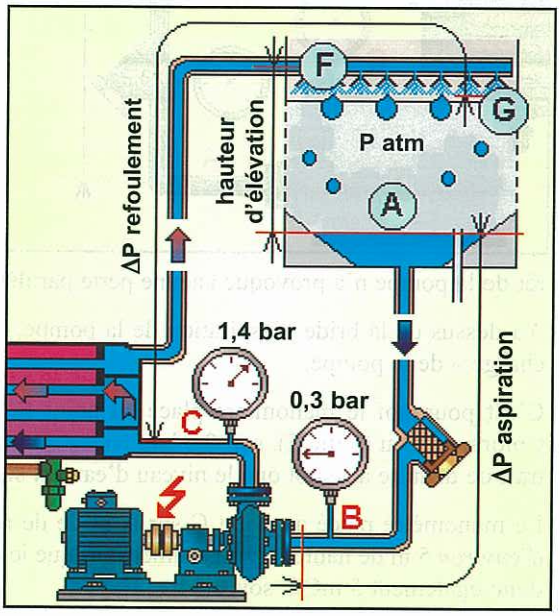
La pression mesurée par le manomètre C est passée de 0,5 bar (charge à l'arrêt) à 1,4 bar, ***soit une augmentation de 0,9 bar.***

Or, la pompe doit fournir une pression de refoulement suffisante pour :

- d'une part, **monter l'eau** du niveau A au niveau F (c'est ce qu'on appelle *la hauteur d'élévation*)
- d'autre part, **vaincre les PdC** du condenseur, du tube et des gicleurs.

La somme des ΔP côté refoulement (entre C et G) + la hauteur d'élévation entre A et F représente donc 0,9 bar.
ΔP total au refoulement = 0,9 bar

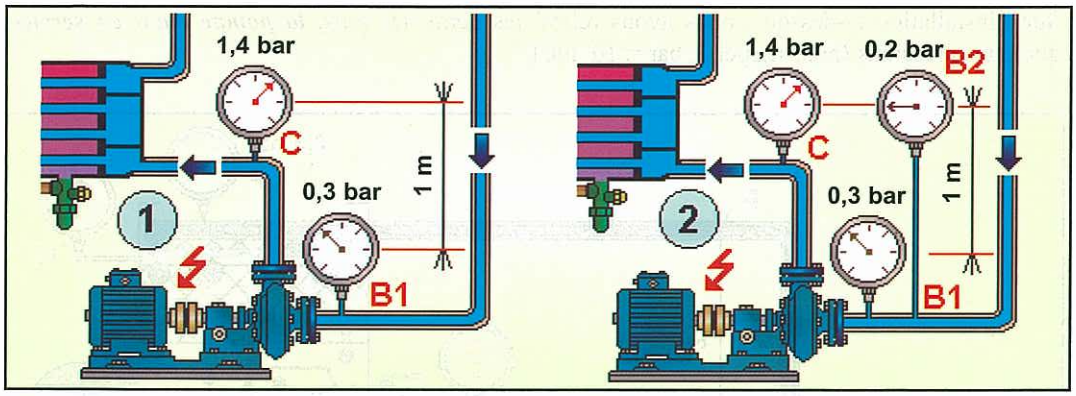
L'augmentation de pression fournie par la pompe entre B et C est égale à :
1,4 bar - 0,3 bar = 1,1 bar.



Cette différence de pression mesurée entre le refoulement et l'aspiration de la pompe est appelée **Hauteur Manométrique Totale (HMT).** Notez qu'elle est égale à : ΔP total au refoulement (0,9 bar) + ΔP total à l'aspiration (0,2 bar).

Dans un circuit ouvert, la HMT de la pompe est égale à la somme des PdC de tout le circuit + la hauteur d'élévation.

PROBLÈME DE LA LECTURE DES MANOMÈTRES



Quand des manomètres sont montés suivant le schéma 1 ci-dessus, on lit entre le refoulement et l'aspiration de la pompe une différence de pression égale à 1,4 - 0,3 = 1,1 bar. On pourrait en conclure que la HMT de la pompe est de 1,1 bar.

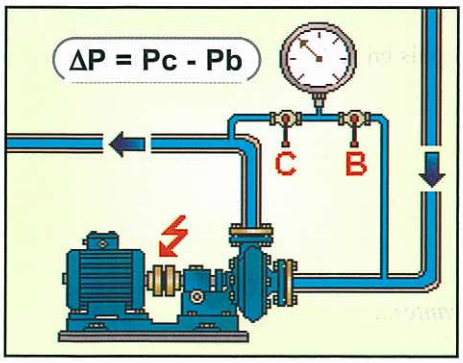
Mais attention, les deux manomètres ne sont pas sur le même niveau horizontal puisque C mesure la pression 1 m plus haut que B1.

Sur le schéma 2, si on reporte la mesure du manomètre B1 en B2, c'est à dire sur le même niveau horizontal que le manomètre de refoulement, on s'aperçoit que sa valeur a diminué de 0,1 bar soit 1 mCE, ce qui représente la différence d'altitude entre les 2 mesures.

La HMT de la pompe est donc en réalité égale à 1,4 bar - 0,2 bar = 1,2 bar (et non 1,1 bar.).

A chaque fois que l'on doit mesurer la différence de pression entre 2 manomètres qui ne sont pas à la même hauteur, il faut obligatoirement effectuer une correction d'altitude.

A Noter : les mesures ne peuvent être fiables que si elles sont effectuées avec des manomètres bien étalonnés (indiquant 0 bar à la pression atmosphérique) et avec une plage adaptée à la mesure à effectuer (lire 1,4 bar sur un manomètre avec une plage 0-2 bar est beaucoup plus précis que si sa plage est de 0-10 bar !).



Il est beaucoup plus judicieux d'installer UN SEUL MANOMÈTRE comme représenté ci-contre : ce montage supprime en effet toutes les erreurs dues à l'altitude et aux mauvais étalonnages.

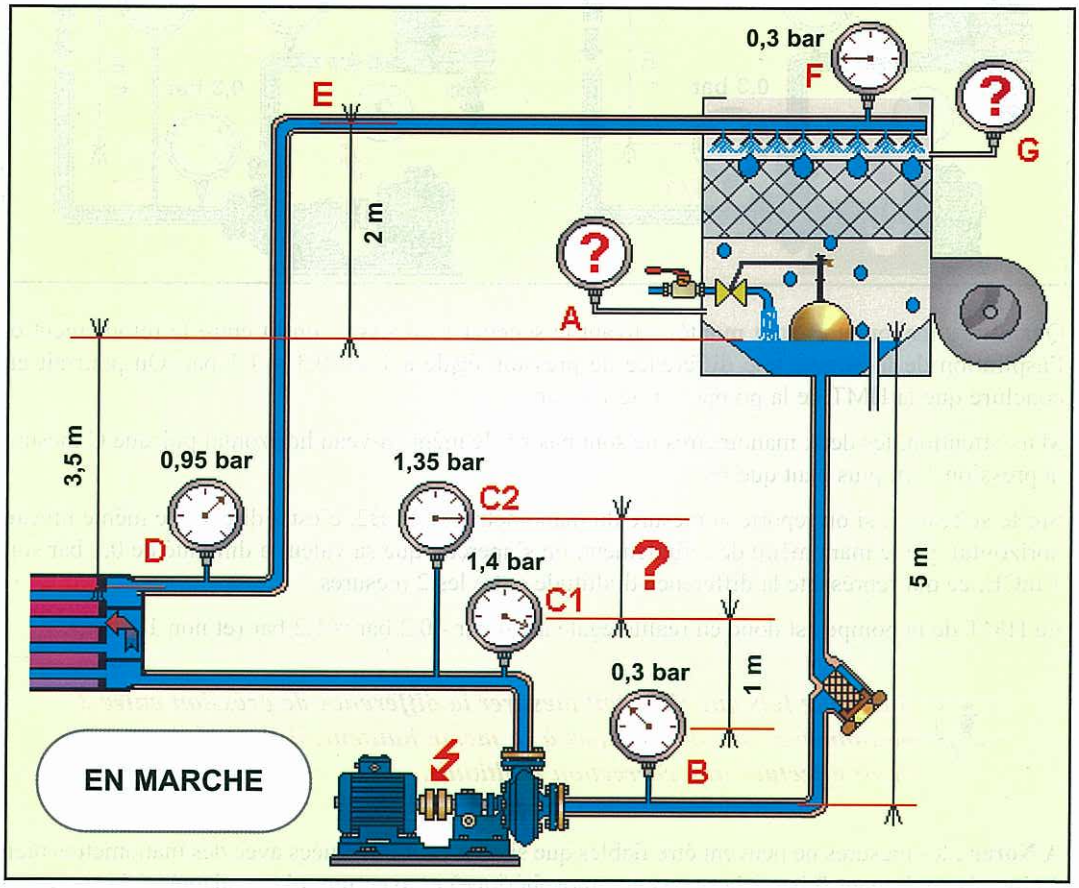
La vanne B étant fermée, on ouvre la vanne C et on note la pression PC. Ensuite, on referme la vanne C, on ouvre la vanne B et on note la pression PB.

A ce moment, la HMT de la pompe = Pc - Pb.

C'est la meilleure méthode de mesure si le manomètre est de bonne qualité et si sa plage de lecture est adaptée à la pression à mesurer.

EXERCICE DE SYNTHÈSE n°1

Sur l'installation ci-dessous, nous avons relevé les dénivelés puis, ***la pompe étant en service,*** quelques pressions (pour rappel, 1 bar = 10 mCE)

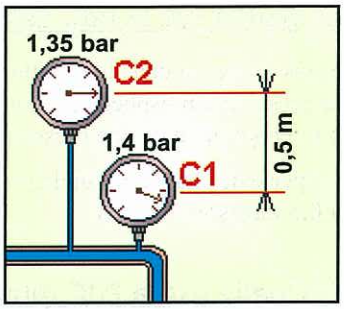


Essayez de répondre à ces quelques questions avant de consulter le corrigé :

a) Quel est le dénivelé entre les 2 manomètres C2 et C1 ?
b) Quelle pression indiquerait un manomètre placé en G puis en A ?
c) Quelle est la perte de charge (PdC) du condenseur ?
d) Quelle est la PdC du tube entre D et F ?
e) Quelle est la PdC des gicleurs de la tour ?
f) Quelle est la PdC totale du circuit ?
g) Quelle est la HMT de la pompe ?

Correction pages suivantes...

a) Quel est le dénivelé entre les 2 manomètres C2 et C1 ?

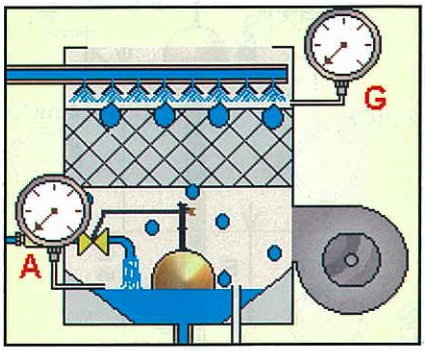


Les manomètres C2 et C1 mesurent bien la même pression puisque leur piquage est placé au même endroit. Cependant, C1 indique 0,05 bar (soit 0,5 m) de plus que C2. Cet écart de mesure est tout simplement provoqué par la différence d'altitude entre les 2 manomètres.

Pour rappel : 1 bar = 10 mCE donc 0,5 bar = 5 mCE et 0,05 bar = 0,5 m.

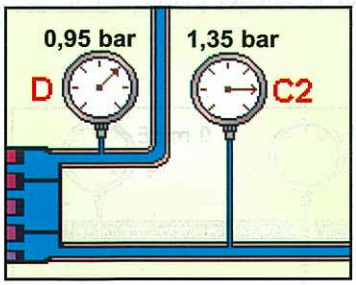
b) Quelle pression indiquerait un manomètre placé en G puis en A ?

En G, quelques centimètres après la sortie des gicleurs, l'eau se trouve en contact avec l'air l'extérieur où règne la pression atmosphérique. De même, c'est la pression atmosphérique qui règne en A, au-dessus du niveau d'eau dans le bac de la tour (pour les puristes, il y a en réalité une très légère surpression de quelques centimètres provoquée par le ventilateur, mais aucun manomètre gradué en mCE ne serait assez précis pour en tenir compte).



Pour rappel, tous les manomètres usuels sont étalonnés pour indiquer 0 à la pression atmosphérique : un manomètre placé en G ou en A indiquerait donc 0, qu'il soit gradué en bar ou en mCE.

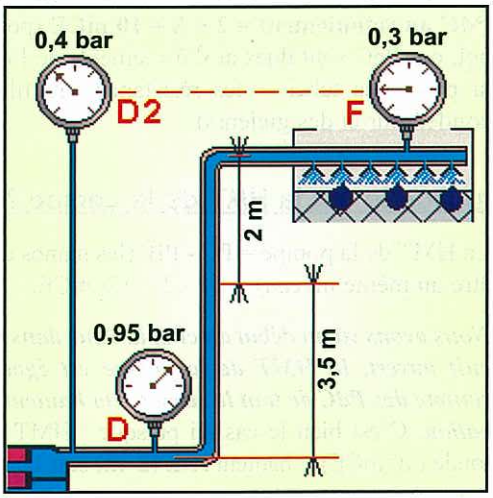
c) Quelle est la perte de charge (PdC) du condenseur ?



Les deux manomètres C2 et D étant placés au même niveau, aucune correction d'altitude n'est à prendre en considération.

L'eau pénètre dans le condenseur à 1,35 bar et en ressort à 0,95 bar : elle a donc perdue 1,35 bar - 0,95 bar = 0,4 bar (soit 4 mCE) pour vaincre la résistance des tubes du condenseur : sa PdC est donc égale à 0,4 bar.

d) Quelle est la PdC du tube entre D et F ?

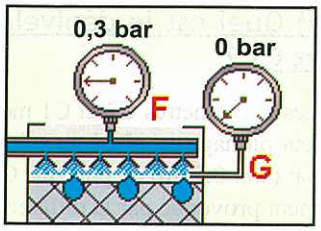


Attention : pour mesurer une différence de pression, il faut obligatoirement ramener les manomètres au même niveau : les manomètres D et F doivent donc être situés exactement sur la même ligne horizontale.

Le manomètre D indique une pression de 0,95 bar (soit 9,5 mCE). Placé en D2, soit 5,5 m plus haut, il n'indiquerait plus que : 9,5 - 5,5 = 4 mCE (soit 0,4 bar).

Dans cet exemple, la PdC du tube entre D et F est donc égale à PD2 - PF = 0,4 bar - 0,3 bar = 0,1 bar (soit 1 mCE).

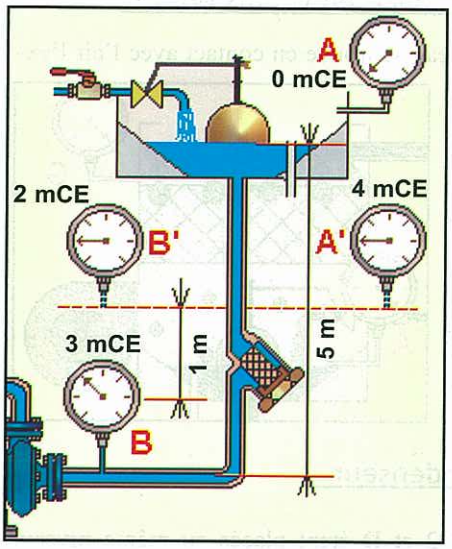
e) Quelle est la PdC des gicleurs ?



Nous avons vu dans la question b) que la pression en G était égale à la pression atmosphérique, soit 0 bar. Or, l'eau arrive à la rampe de pulvérisation avec une pression de 0,3 bar.

La perte de charge des gicleurs (ou des pulvérisateurs) est donc égale à 0,3 bar (soit 3 mCE).

f) Quelle est la PdC totale du circuit ?



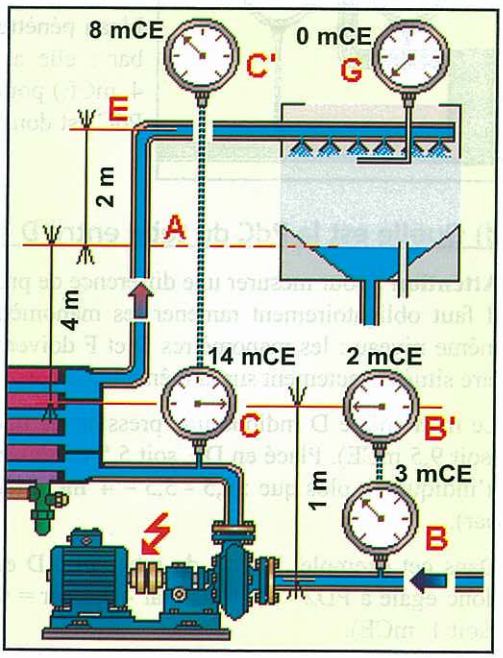
Comme nous l'avons montré en début de chapitre, la perte de charge totale du circuit est égale à la somme de toutes les PdC + la hauteur d'élévation. Pour simplifier, nous avons choisi d'indiquer toutes les pressions en mCE.

Commençons par apprécier les PdC du coté aspiration, entre A et B. Mais attention, pour lire une différence de pression, il faut obligatoirement ramener les 2 manos au même niveau. Le mano A indique 0 mCE. Le mano A' placé 4 m plus bas indiquerait 4 mCE.

Le mano B indique 3 mCE (0,3 bar). Le mano B' placé 1 m plus haut indiquerait 2 mCE. En conclusion, la PdC à l'aspiration est égale à PA' - PB' = 4 - 2 = 2 mCE.

A noter : A l'arrêt, le mano B indiquait 5 mCE. En marche, il indique 3 mCE. D'où viendrait cette chute de pression de 2mCE quand la pompe tourne, sinon des PdC à l'aspiration ?

A présent, apprécions les PdC coté refoulement, entre C et G. Le mano C indique 14 mCE. Le mano C', placé 6 m plus haut, indiquerait donc 8 mCE. La perte de charge entre C et G = PC' - PG = 8 mCE.



La PdC totale du circuit = PdC à l'aspiration + PdC au refoulement = 2 + 8 = 10 mCE (pour rappel, ces PdC sont dues aux frottements de l'eau sur la paroi des tubes + les résistances du filtre, du condenseur et des gicleurs).

g) Quelle est la HMT de la pompe ?

La HMT de la pompe = PC - PB' (les manos doivent être au même niveau) = 14 - 2 = 12 mCE.

Nous avons vu au début du chapitre que dans un circuit ouvert, la HMT de la pompe est égale à la somme des PdC de tout le circuit + la hauteur d'élévation. C'est bien le cas ici puisque : HMT = PdC totale (10 mCE) + hauteur A-E (2 m) soit 12 mCE.

EXERCICE DE SYNTHÈSE n°2

Vous allez aiguiser votre sagacité sur l'installation hydraulique ci-contre.

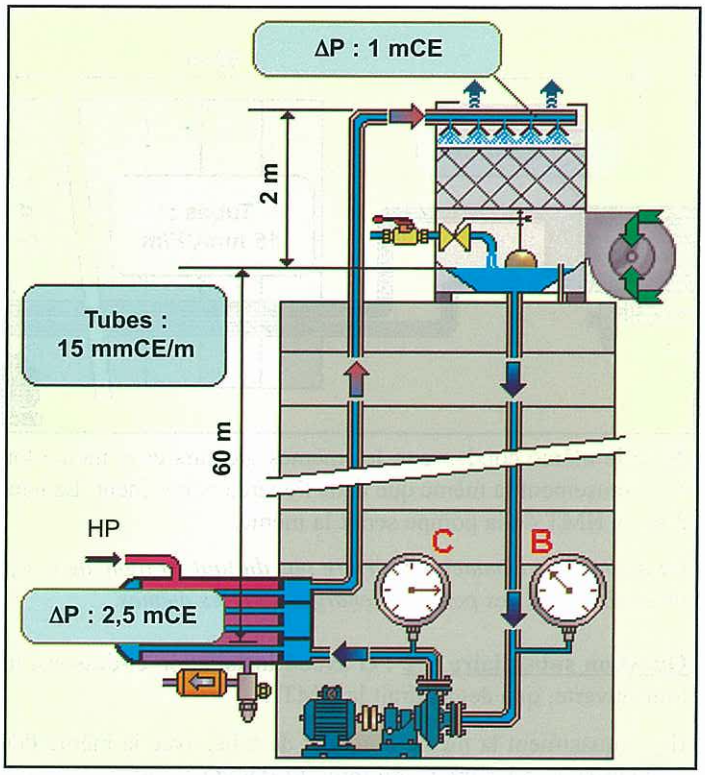
Une tour ouverte est installée sur le toit d'un immeuble 60 m au-dessus du condenseur (les longueurs horizontales sont négligeables).

Nous considérerons une perte de charge globale des tuyauteries et des accessoires de 15 mmCE/m.

La perte de charge du condenseur est de 2,5 mCE et celle des gicleurs de la tour est de 1 mCE.

1) La pompe étant à l'arrêt, qu'indiquent les manomètres B et C ?

2) Quelle est la HMT de la pompe ?



Correction de l'exercice n°2

1) La pompe étant à l'arrêt, qu'indiquent les manomètres B et C ?

La pompe étant à l'arrêt, le niveau de l'eau dans le tube qui monte à la tour est exactement identique au niveau de l'eau dans le bac (conformément au principe des vases communicants).

Le manomètre B indique la hauteur d'eau qui se trouve au dessus de lui, soit 60 mCE = 6 bar.

Le manomètre C étant placé au même niveau que le manomètre B, il indique la même pression.

2) Quelle est la HMT de la pompe ?

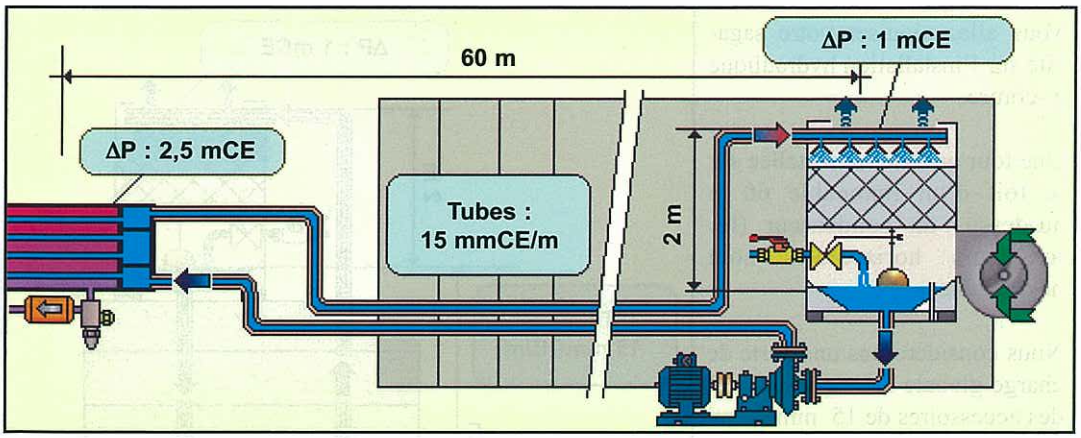
- PdC du circuit = Pdc des tubes + PdC du condenseur + PdC des gicleurs

  Calcul de la PdC des tubes : Il ne peut y avoir de PdC que si la pompe est en service. Il y a 62 m de tubes qui montent vers la tour et 60 m qui en reviennent, soit 122 m au total avec une PdC de 15 mmCE/m, soit 122 x 15 = 1830 mmCE = 1,8 mCE.

  Au total, la Pdc du circuit = 1,8 mCE (tubes) + 2,5 mCE (condenseur) + 1 mCE (gicleurs) = 5,3 mCE.

- HMT de la pompe = PdC du circuit + hauteur d'élévation (c'est un circuit ouvert).
  La pompe doit donc avoir une HMT de 5,3 + 2 = 7,3 mCE

Question subsidiaire n°1 : et si la tour était installée selon le schéma ci-dessous, que deviendrait la HMT ?



Avec le même condenseur, les mêmes gicleurs et la même longueur de tuyauterie, la PdC serait rigoureusement la même que dans l'exercice précédent. La hauteur d'élévation étant également de 2 m, la HMT de la pompe serait la même.

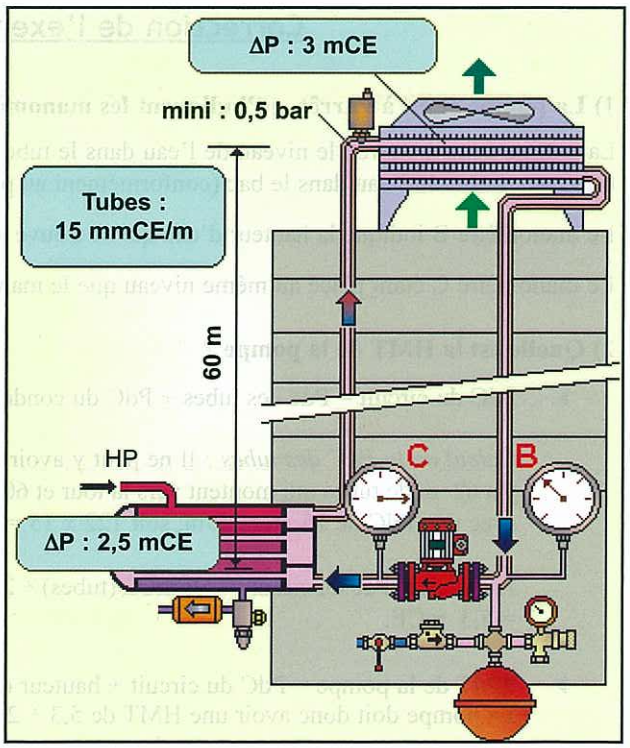
La hauteur de l'immeuble n'entre pas du tout en ligne de compte. Que la tuyauterie soit verticale ou horizontale, les pertes de charges sont les mêmes.

Question subsidiaire n°2 : et avec l'installation ci-dessous, utilisant un dry cooler au lieu d'une tour ouverte, que deviendrait la HMT ?

Il y a quasiment la même longueur de tube, avec la même PdC de 15 mmCE/m soit 120 x 15 = 1800 mmCE = 1,8 mCE. *Au total, la Pdc du circuit = 1,8 mCE (tubes) + 2,5 mCE (condenseur) + 3 mCE (dry cooler) = 7,3 mCE.*

Mais cette fois-ci, la HMT de la pompe est égale à la PdC du circuit : il n'y a pas de hauteur d'élévation puisque c'est un circuit fermé.

La pompe doit donc avoir une HMT de 7,3 mCE



***REMARQUES* :**

Une hauteur de 60 m d'eau exerce une pression de 6 bar (10 mCE = 1 bar est une approximation pratique très utilisée sur le chantier).

L'eau glycolée à une masse volumique supérieure à celle de l'eau (avec 30% de glycol sa masse volumique est d'environ 1040 kg/m³ au lieu de 1000 kg/m³ pour l'eau pure).

C'est pourquoi la pression exercée par la colonne de 60 m d'eau glycolée est légèrement supérieure à 6 bar (ici, elle vaudrait environ 6,2 bar).

A l'arrêt de la pompe, la pression régnant dans la partie supérieure de la tuyauterie doit toujours être au minimum de 0,5 bar (voir : *notion de charge, page 523*).

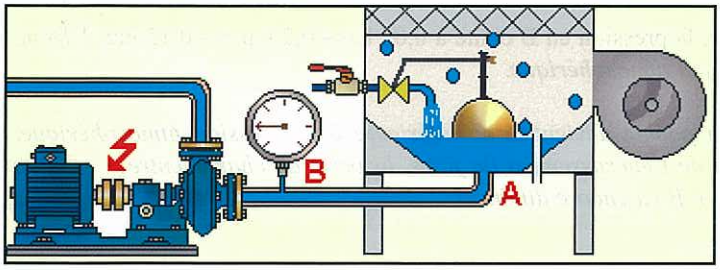
A l'arrêt de la pompe, la pression indiquée par les manomètres B et C serait donc égale à la pression due à la hauteur d'eau glycolée (6,2 bar) + 0,5 bar = 6,7 bar.

La soupape de sécurité et le vase d'expansion devront être sélectionnés pour supporter cette pression plutôt élevée. Si on installait la soupape, le vase d'expansion et le circulateur en haut de l'immeuble, la pression de service de ces appareils serait considérablement réduite.

Un circuit à eau glycolée ne s'improvise pas : il se prévoit dès l'origine (voir page 765). Selon le type de glycol, sa concentration et les températures de fonctionnement, les PdC peuvent augmenter de près de 60% ! *Dans tous les cas, rajouter du glycol dans un circuit entraîne toujours une diminition du débit d'eau : si cela n'avait pas été prévu, c'est le début de beaucoup d'ennuis !*

ET SI LA POMPE N'EST PAS EN CHARGE, QUE SE PASSE-T-IL ?

Examinons le cas ou la pompe serait installée au même niveau que la tour.



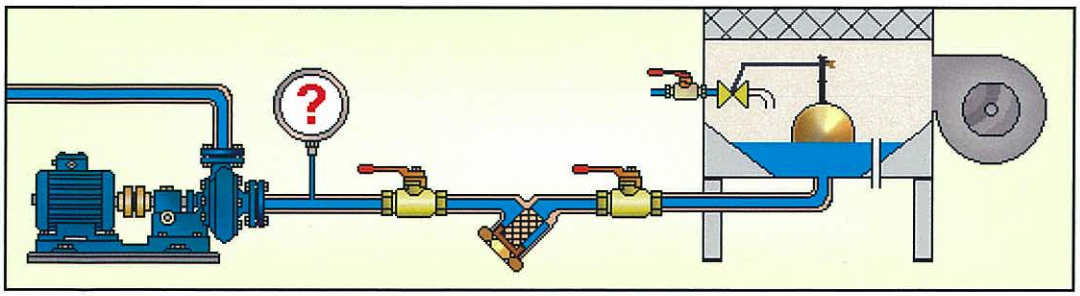
La pompe étant à l'arrêt, la pression en B est égale à la petite hauteur d'eau dans le bac que l'on peut estimer à 0,5 m (soit 0,05 bar)

En mettant la pompe en service, la longueur A-B étant très faible, les PdC sont négligeables et la pression du manomètre B ne varie quasiment pas : elle reste très légèrement supérieure à la pression atmosphérique.

EXERCICE n°3

Dans la réalité, la pompe se situe rarement à proximité immédiate de la tour mais dans un local technique plus éloigné. Sur le tube de liaison de la tour à la pompe, on trouve des vannes, des coudes, etc...

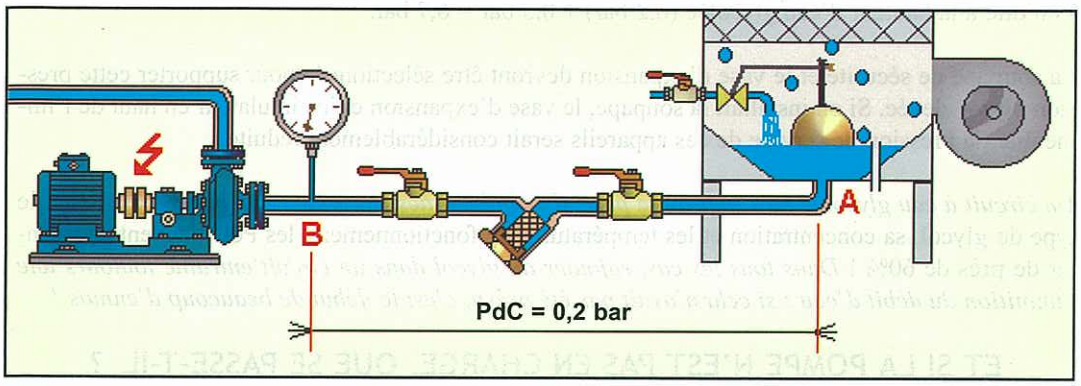
De plus, il y a souvent un filtre sur l'eau pour protéger la pompe et le circuit. A ce moment, les PdC ne sont plus du tout négligeables.



Ci-dessus, la pompe est à l'arrêt. *Selon vous, que va t-il se passer quand on va la mettre en service ?*

Correction de l'exercice n°3

Pour mieux comprendre le problème, imaginons simplement une petite PdC de 0,2 bar entre A et B.



La pompe étant à l'arrêt, il n'y a pas de débit et donc pas de PdC. La pression en B est alors égale à la petite hauteur d'eau dans le bac que l'on peut estimer comme précédemment à 0,5 m (soit 0,05 bar)

Dès qu'on met la pompe en route, la pression en B chute à 0,05 bar - 0,2 bar = - 0,15 bar ! *Donc une pression inférieure à la pression atmosphérique.*

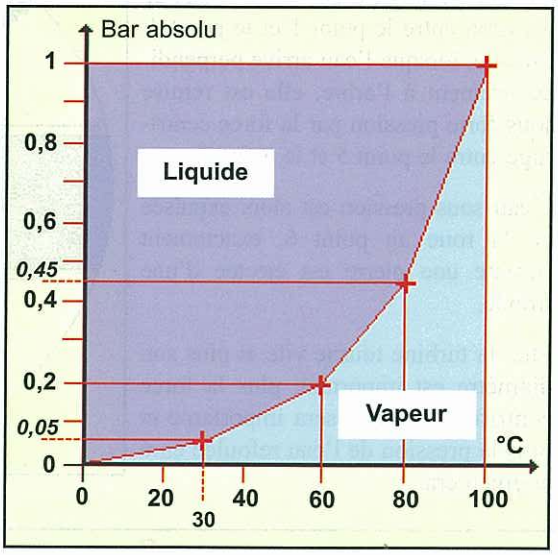
La pression à l'aspiration de la pompe devient donc inférieure à la pression atmosphérique. D'autre part, au fur et à mesure de l'encrassement du filtre, la perte de charge entre A et B va encore augmenter et la pression en B va encore diminuer.

Ce type de fonctionnement est très dangereux car la pompe risque de caviter. La cavitation est un phénomène qui entraîne une chute du débit et qui peut provoquer la destruction de la turbine de la pompe.

Mais nous en parlerons plus en détails dans le chapitre suivant...

LA CAVITATION DES POMPES

Une pompe centrifuge est conçue pour véhiculer un liquide et non un gaz. Cependant, dans un circuit hydraulique, l'eau peut parfois se trouver sous 2 états (liquide et vapeur) et cela peut générer de gros problèmes. Pour rappel, l'eau « bout » à 100°C sous la pression atmosphérique. Du reste le verbe bouillir est mal approprié puisque l'on pense systématiquement qu'il faut chauffer l'eau pour la vaporiser.



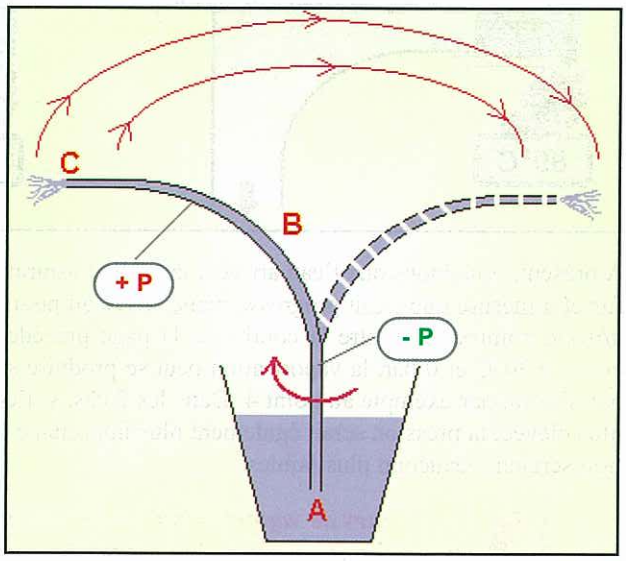
Mais nous savons qu'en abaissant la pression à l'aide d'une pompe à vide, *on peut vaporiser de l'eau à des températures bien inférieures à 100°C* (voir page 9). Du reste, ce phénomène bien connu est utilisé couramment pour déshydrater un circuit frigorifique (voir page 385).

Regardons ci-contre la relation pression / température de l'eau. Soumise à une pression de - 0,95 bar par exemple, c'est à dire 0,05 bar absolu, l'eau « bout » alors à 30°C.

Cela signifie que de l'eau à 30°C entre en ébullition en-dessous de 0,05 bar absolu. C'est idéal quand on cherche à déshydrater un circuit frigorifique, mais cela peut devenir une véritable catastrophe dans une tuyauterie véhiculant de l'eau.

Comment une pompe centrifuge fonctionne-t-elle ?

Pour comprendre le fonctionnement d'une pompe centrifuge, imaginez un tube souple trempant dans un verre rempli d'eau. Si on fait tourner le tube très rapidement, la force centrifuge crée un phénomène d'aspiration entre les points A et B, ce qui fait monter l'eau à l'intérieur du tube.



Arrivée en C, l'eau est alors expulsée sous pression : c'est l'effet de « fronde ».

Plus le tube est long et plus il tourne vite, plus la force centrifuge est importante. Simultanément, la pression de l'eau refoulée en C augmente.

Comme son nom l'indique, le fonctionnement d'une pompe centrifuge est basé sur le même phénomène.

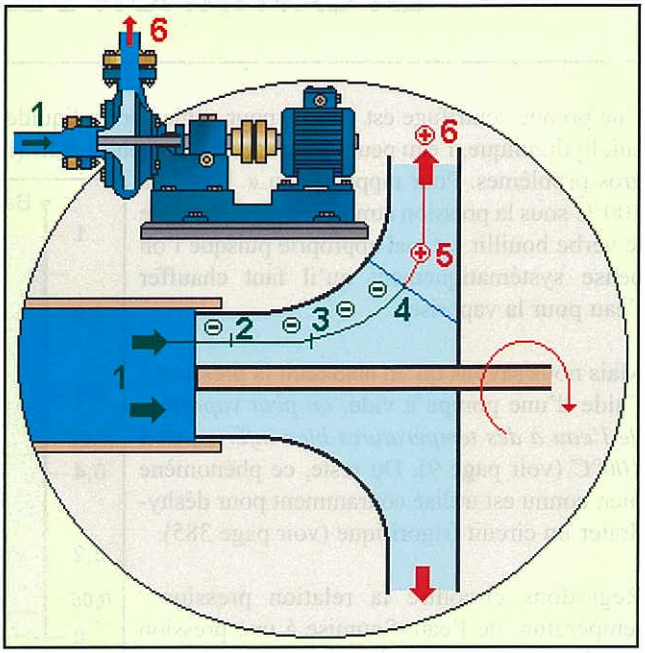
Comment la pression évolue-t-elle dans la turbine d'une pompe ?

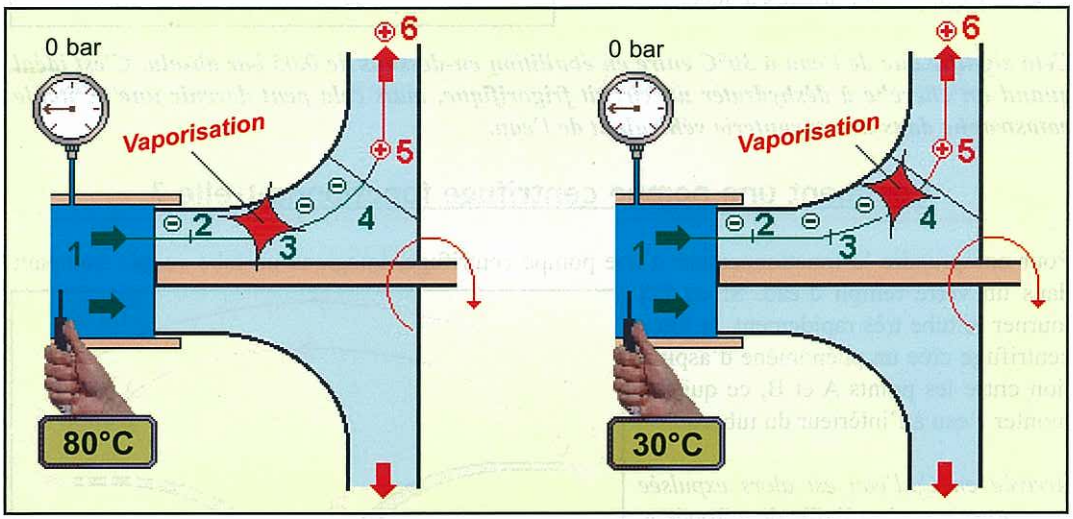
Lorsque la pompe fonctionne, la pression de l'eau varie au fur et à mesure de sa progression dans la turbine.

L'aspiration créée par les pales de la turbine provoque d'abord une chute de pression entre le point 1 et le point 4. Ensuite, lorsque l'eau arrive perpendiculairement à l'arbre, elle est remise sous forte pression par la force centrifuge entre le point 5 et le point 6.

L'eau sous pression est alors expulsée de la roue au point 6, exactement comme une pierre est éjectée d'une fronde.

Plus la turbine tourne vite et plus son diamètre est important, plus la force centrifuge obtenue sera importante et plus la pression de l'eau refoulée en 6 augmentera.





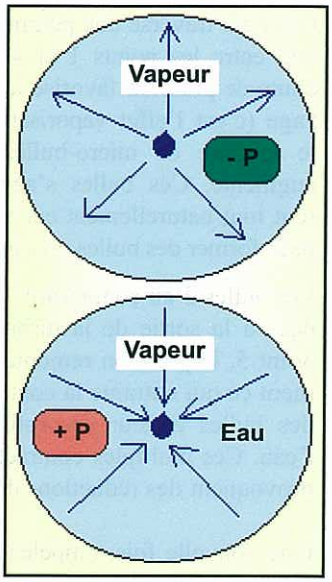
A présent, imaginons que l'eau arrive à la bride d'aspiration à 80°C et 0 bar. La pression chute au fur et à mesure que l'eau progresse mais, arrivé au point 3, *si jamais la pression atteint 0,45 bar absolu,* comme le montre la courbe de la page précédente, l'eau à 80°C se vaporise ! Si l'eau arrive à 30°C et 0 bar, la vaporisation peut se produire si la pression descend en-dessous de 0,05 bar absolu, par exemple au point 4. Dans les 2 cas, si l'eau arrivait à la pompe avec une pression plus élevée, la pression serait également plus importante dans la turbine et les risques de vaporisation seraient beaucoup plus faibles.

Les risques de vaporisation sont d'autant plus importants que l'eau est chaude et que sa pression est faible.

Quels sont les risques d'une vaporisation dans la turbine ?

Pour comprendre les risques d'une éventuelle vaporisation de l'eau dans la turbine d'une pompe, rappelons-nous la très importante différence de masse volumique entre un liquide et sa vapeur (voir page 11).

Dans le cas de l'eau, une goutte peut donner naissance à près de 1 litre de vapeur : c'est dire qu'une simple goutte d'eau qui se vaporiserait dans la turbine occuperait un volume énorme.



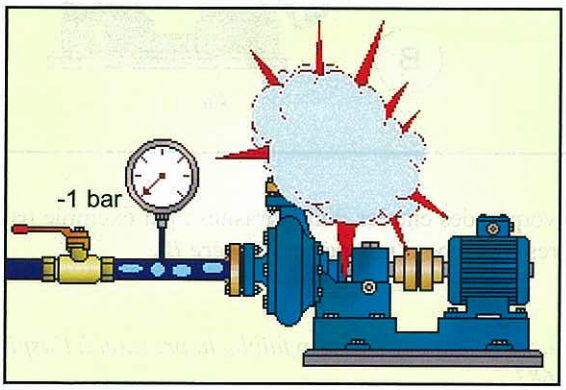
C'est un premier problème, car si la pompe aspire de la vapeur au lieu d'aspirer du liquide, le débit chute fortement. Mais le plus grave n'est pas encore arrivé !

En tant que frigoriste, nous savons bien qu'une augmentation de la pression favorise la condensation d'un gaz puisque nous utilisons ce principe dans nos condenseurs. Or, c'est exactement ce qui se passe quand la vapeur se retrouve sous forte pression au point 5. A ce moment, la vapeur se condense brutalement ce qui réduit très fortement le volume qu'elle occupait. Cette brusque contraction crée localement un vide très brutal.

Des ***implosions*** se produisent alors avec un martèlement à fréquence élevée qui peut produire des dommages considérables : érosion des aubes, arrachement du métal et destruction de la turbine. Ces mini-implosions provoquent un bruit de « cailloux » caractéristique, comme si la pompe brassait des pierres.

Si une pompe cavite, le débit d'eau est fortement réduit et les risques de destruction mécanique de la turbine sont très élevés.

Quand une pompe risque-t-elle de caviter ?



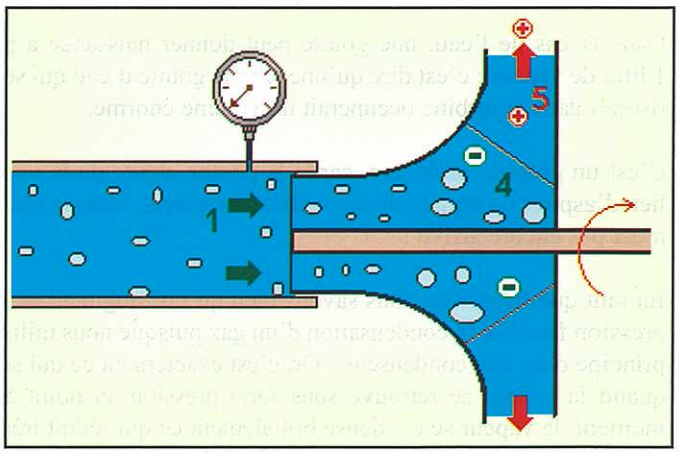
Nous avons déjà dit que plus l'eau est chaude et plus la pression d'aspiration est faible, plus les risques de cavitation sont importants.

Si la vanne d'aspiration est presque totalement fermée, ou si un filtre placé à l'aspiration est colmaté, la pompe va « tirer au vide ».

La pression dans la turbine sera alors inférieure à la pression atmosphérique et même avec de l'eau à 20°C (selon les caractéristiques de la pompe) elle risque de caviter.

Il ne faut jamais laisser fonctionner une pompe avec la vanne d'aspiration fermée : vous risqueriez sa destruction à plus ou moins brève échéance.

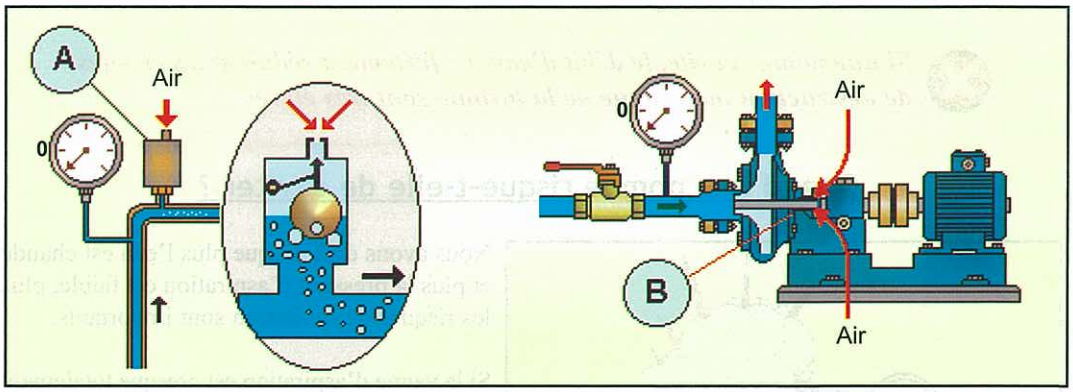
A noter : L'eau contient en suspension des micro-bulles d'air dissoutes. De l'air est également introduit pendant les remplissages. Cet air dissous dans l'eau ne peut pas être évacué complètement, par exemple dans certains circuits fermés quand les pots de purge sont mal dimensionnés ou sont mal placés.



Nous avons vu que la pression de l'eau qui traverse une pompe diminue entre les points 1 et 4. Cette chute de pression favorise le dégazage (c'est l'effet vaporisation) et le nombre de micro-bulles d'air augmente. Ces bulles s'agglomèrent tout naturellement entres elles pour former des bulles plus grosses.

Les bulles d'air sont ensuite entraînées à la sortie de la turbine. Au point 5, la pression remonte fortement ce qui entraîne la contraction des bulles et leur absorption par l'eau. Ces multiples contractions créent des petites implosions qui génèrent des bruits parasites, provoquent des réductions de débit, favorisent la corrosion et l'usure prématurée des matériels.

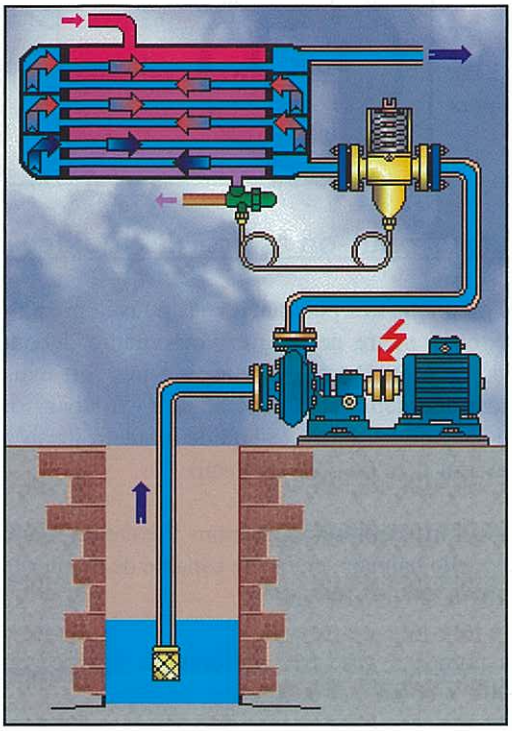
Une nouvelle fois, rappelez-vous que la pression ne doit jamais descendre, en aucun point d'un circuit, en-dessous de la pression atmosphérique.



En effet, une pression trop faible risque de provoquer des entrées d'air parasites : par exemple par un purgeur automatique ***(repère A)*** ou par le presse étoupe d'une pompe ***(repère B).***

Si vous souhaitez un complément d'information, voir : débit d'eau trop faible, la pression à l'aspiration de la pompe est inférieure à zéro, page 683

HAUTEUR D'ASPIRATION D'UNE POMPE



Nous avons vu que certains condenseurs à eau perdue de moyenne et même de forte puissance pouvaient être refroidis par de l'eau de nappe phréatique, de rivière ou de mer.

Les groupes frigorifiques se trouvant dans un local technique, il faut pomper cette eau dans une nappe située à un niveau inférieur pour l'amener au condenseur.

Cette configuration particulière pose de nombreux problèmes :

- Où faut-il positionner la pompe ?
- Jusqu'à quelle profondeur une pompe peut-elle aspirer de l'eau ?
- Quels sont les problèmes que l'on risque de rencontrer ?

Rappels sur l'aspiration d'un liquide.

Pour comprendre le phénomène d'aspiration, asseyons-nous à la terrasse d'un café pour siroter un jus de fruit à l'aide d'une paille. Bien sûr, en aspirant dans la paille, le liquide monte, mais savez-vous pourquoi ?

L'élément moteur qui permet au jus de fruit de monter dans la paille est la pression atmosphérique.

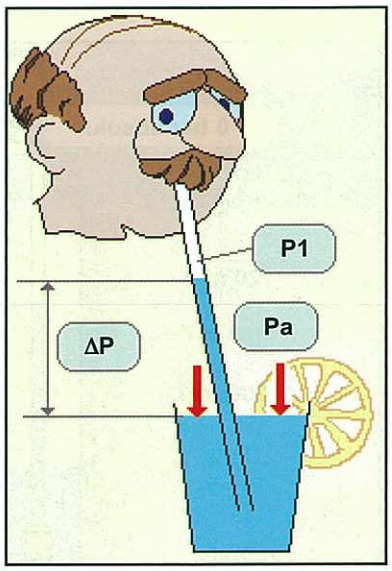
La pression atmosphérique exerce une pression Pa sur la surface du jus de fruit. En aspirant dans la paille, nous créons une dépression P1 qui permet au liquide de monter.

Le phénomène s'explique donc tout simplement par la création d'une différence de pression : $\Delta P = Pa - P1$.

Sans la pression atmosphérique, il serait impossible de boire avec une paille.

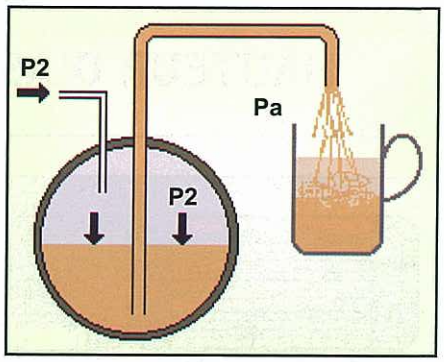
Une solution serait de fermer hermétiquement le verre et d'y introduire un gaz inerte sous pression.

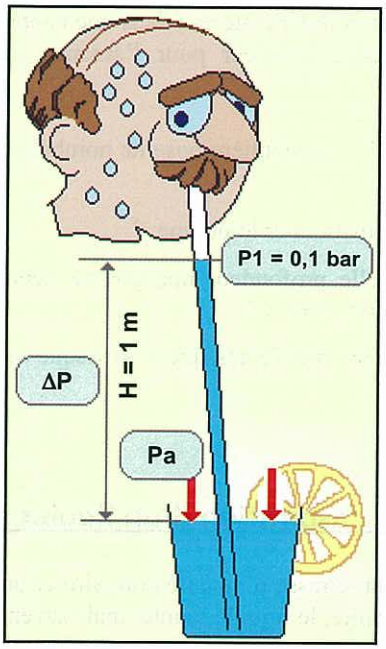
C'est la technique utilisée dans les tirages de bière...



Dans un tirage de bière, les tonneaux sont souvent dans la cave, en-dessous du bar. Le montage ci-contre permet de faire monter la bière sous pression jusqu'au robinet du bar. Le gaz inerte pressurise l'intérieur du tonneau à une pression P2 supérieure à la pression atmosphérique (par exemple 2 bar absolus).

Dans le bar, règne la pression atmosphérique Pa = 1 bar absolu. C'est le ΔP qui permet à la bière de monter pour s'écouler sous pression à l'intérieur du verre.





A quelle hauteur peut-on aspirer le liquide ?

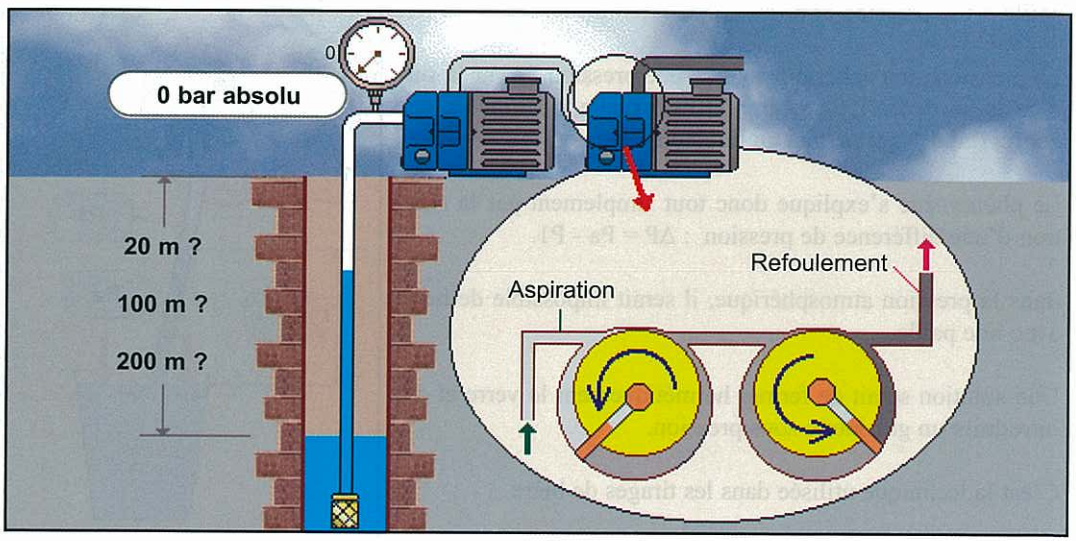
Si vous avez des poumons très puissants, vous pouvez prendre une paille d'environ 1 mètre de long et vous mettre debout pour siroter le jus de fruit. Vous devrez aspirer très fort mais n'espérez pas créer une dépression supérieure à - 0,1 bar. En créant une dépression de - 0,1 bar, le liquide montera jusqu'à une hauteur d'environ 1 m (si c'est de l'eau).

Pour créer une très forte dépression, prenons l'exemple d'une pompe à vide : à quelle hauteur serait-elle capable de monter le liquide ? 5 m, 10 m, 20 m, 100 m ?

Choisissons une pompe à vide très performante équipée de 2 pistons « rotatifs » comme ci-dessous.

Montons plusieurs de ces pompes en série pour tenter d'atteindre le vide quasi absolu.

Pourrait-on alors puiser de l'eau à 100 m, à 200 m et même davantage ?

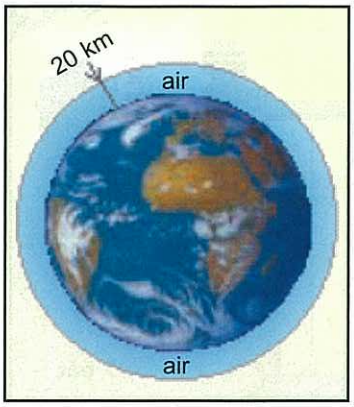


HAUTEUR D'ASPIRATION D'UNE POMPE

Petit rappel sur la pression atmosphérique.

Au sens général, la pression est provoquée par la présence d'une matière solide, liquide ou gazeuse. Par exemple, plus on met de gaz dans un récipient hermétique, plus la pression augmente. L'exemple le plus connu est celui du pneu de voiture.

Sans matière, aucune pression n'est possible. C'est le cas du vide absolu qui existe dans l'espace.



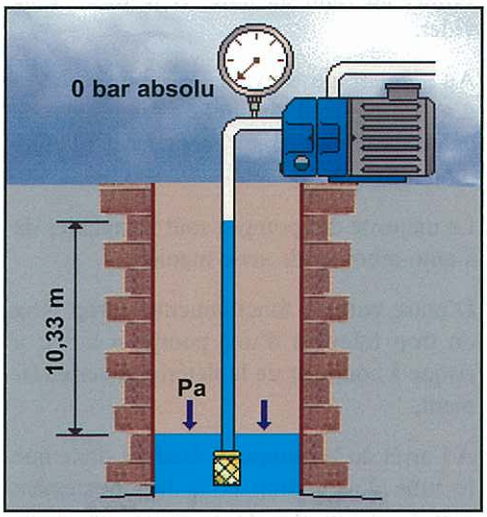
Ce vide absolu est l'absence totale de matière (gaz ou liquide en ce qui nous concerne) dans un récipient : c'est le Zéro bar absolu.

La pression atmosphérique provient du poids de la couche d'air qui nous environne (d'une épaisseur d'environ 20 km) et qui s'exerce en tout point du globe.

En valeur pratique, cette pression a pour valeur environ 1 bar au niveau de la mer, soit l'équivalent d'une colonne d'eau de 10,33 m (qu'on arrondi à 10 m en valeur pratique). Bien sûr, plus on s'élève dans cette couche d'air et plus la pression atmosphérique diminue. A 2000 m d'altitude, la pression atmosphérique n'est plus que de 0,77 bar.

En résumé, la plus petite pression possible correspond à l'absence totale de matière, c'est à dire à l'élimination de la pression atmosphérique. La pression aurait alors pour valeur - 1 bar (ou 0 bar absolu), mais il ne peut pas exister de pression inférieure à 0 bar absolu car quand il n'y a plus de matière, il n'y a plus rien à enlever : une pression de -2 ou de -3 bar n'existe pas !

Aucune pression ne peut être inférieure à 0 bar absolu



A présent, reprenons notre montage et notre pompe qui veut aspirer de l'eau dans un puits.

C'est la pression atmosphérique qui règne au-dessus du niveau d'eau dans le puits. C'est elle qui pousse l'eau dans le tube quand la pompe crée sa dépression en haut du tube plongeur. On voit bien que même avec 0 bar absolu en haut du tube, l'eau monterait au maximum de 10,33 m

Même si la pompe à vide était capable de créer le vide absolu, il serait impossible de monter l'eau à une hauteur supérieure à 10,33 m !

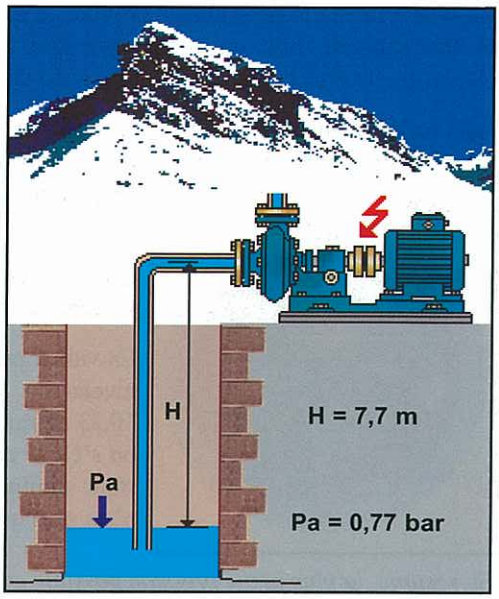
Aucune pompe centrifuge, si parfaite soit-elle, ne pourrait aspirer de l'eau à une profondeur supérieure à 10,33 m.

En réalité, aucune pompe n'étant parfaite, cette hauteur d'aspiration est limitée à environ 6 ou 7 m. Nous allons en découvrir les raisons principales.

Mais, avant de tourner la page, pourquoi n'essayeriez-vous pas d'y réfléchir ?

Pourquoi une pompe ne peut-elle aspirer de l'eau à plus de 6 ou 7 m ?

1°) Influence de la pression atmosphérique.



Nous avons vu que la pression atmosphérique dépend de l'altitude. Or, c'est elle qui sert d'élément moteur pour monter l'eau dans le tube.

A 2000 m d'altitude, la pression atmosphérique n'est plus que de 0,77 bar.

Une pompe placée à cette altitude ne pourrait donc pas monter de l'eau à plus de 7,7 m.

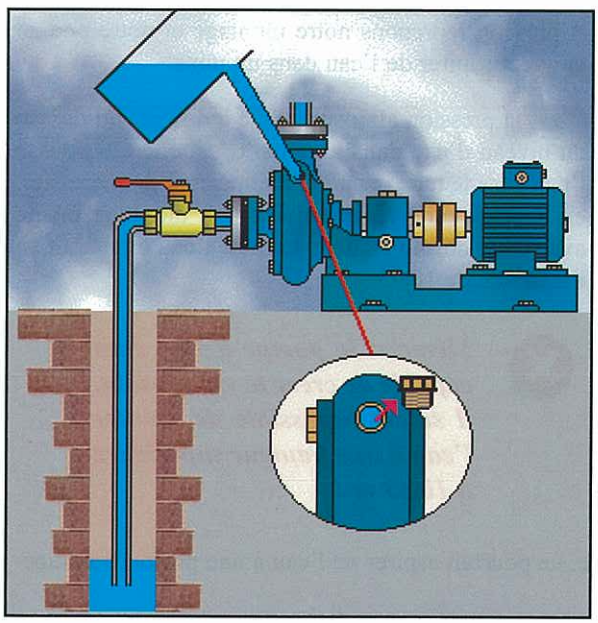
Dans un tel cas, une correction d'altitude serait donc à prendre en compte pour sélectionner la pompe.

2°) Influence des pertes de charge.

En préambule, nous allons expliquer ce qu'est une crépine et quel est son rôle. Admettons que la pompe soit en service et qu'elle assure un débit d'eau correct.

A ce moment, si on l'arrête, *que va-t-il se passer ?*

La pompe n'entretenant plus la dépression, l'eau qui se trouve dans le tube d'aspiration va redescendre au fond du puits et le tube va se vider.



Au démarrage suivant, la pompe devra d'abord aspirer l'air dont est rempli le tube avant que l'eau puisse monter dans la turbine

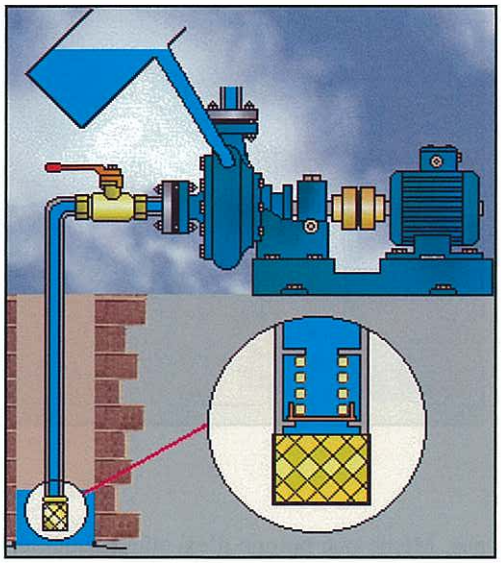
La majorité des pompes sont incapables de s'auto-amorcer de cette manière.

D'autre part un fonctionnement trop long ou trop fréquent d'une pompe « à sec » risque à coup sûr de la détériorer sérieusement.

A l'arrêt de la pompe, il faudrait donc que le tube d'aspiration et la turbine restent remplis d'eau afin de permettre un amorçage rapide dès la remise en route du moteur.

Il suffirait peut-être de verser de l'eau dans la pompe à l'aide du bouchon prévu à cet effet sur le corps de la turbine (voir schéma ci-dessus).

Mais, dans ce cas de figure, *cette manipulation serait-elle réellement utile ?*



La manipulation précédente ne servirait pas à grand-chose puisqu'au fur et à mesure qu'on verserait de l'eau dans la turbine, celle-ci s'écoulerait dans le puits !

Pour que l'eau reste dans le tube, il serait nécessaire de placer un clapet anti-retour au bas du tuyau. Ainsi, à chaque arrêt de la pompe, l'eau resterait dans le tube et il ne serait plus nécessaire de réamorcer le circuit. *Bien sûr, ce scénario idéal ne pourrait être valable que si le clapet est étanche.*

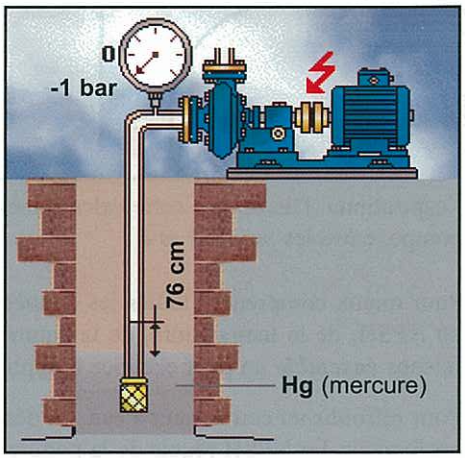
Pour protéger l'étanchéité du clapet dans le temps et éviter que la pompe n'aspire du sable ou de la boue, on installe un filtre juste avant le clapet. C'est cet ensemble filtre + clapet anti-retour qu'on appelle une crépine.

Notez que la perte de charge de la crépine peut être importante, principalement quand le filtre s'encrasse ou se colmate. Rappelez-vous que cela risque de provoquer la cavitation de la pompe (voir page 543).

Le montage étant maintenant fonctionnel, le tube d'aspiration, les coudes, les vannes et la crépine provoquent des PdC dès que l'eau se met en circulation. Ces PdC peuvent être évaluées entre 0,05 et 0,2 bar (soit de 0,5 mCE à 2 mCE), selon la longueur du tube et le nombre d'accidents.

S'il y a 2 mCE de PdC, la hauteur d'aspiration sera réduite d'autant : *les PdC ayant une influence directe sur la hauteur d'aspiration, il y tout intérêt à les réduire au maximum.*

3°) Influence de la nature du liquide pompé.



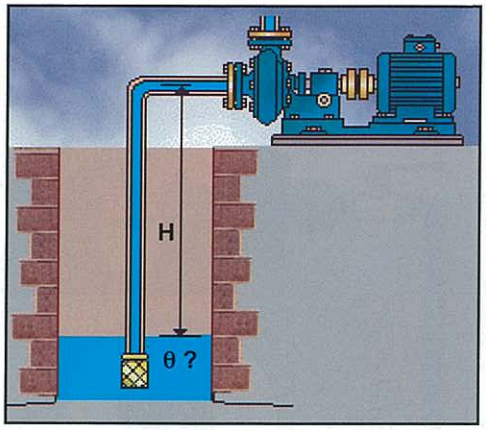
Nous savons qu'une pression de 1 bar correspond à environ 10 m de CE, c'est pourquoi il est impossible d'aspirer de l'eau à une profondeur supérieure à 10 m. Mais 1 bar correspond aussi à une hauteur de 76 cm de mercure (c'est le baromètre) : une pompe ne pourrait donc pas aspirer du mercure à une profondeur supérieure à 0,76 m.

En fait, la densité du liquide pompé doit être prise en considération au moment de la sélection d'une pompe (soyez particulièrement vigilant avec l'eau glycolée dont la densité dépend de la concentration en glycol).

4°) Influence de la température du liquide pompé.

Nous avons vu dans le chapitre sur la cavitation que plus l'eau est chaude et plus les risques de cavitation sont élevés (page 542)...

La hauteur H pourra être d'autant plus importante que la température de l'eau que l'on souhaite puiser sera faible. Ainsi, de l'eau à 10°C pourra être puisée à une profondeur H plus importante que si sa température était de 80°C.

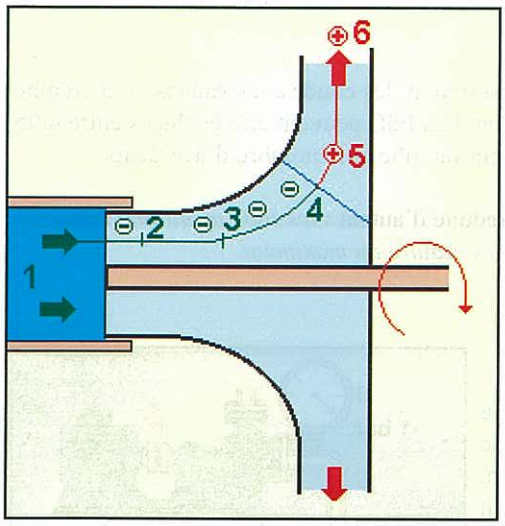


Dans tous les cas, rappelons-nous que les variations de température et de pression sont les éléments principaux pouvant provoquer l'ébullition de l'eau.

Une pompe centrifuge ne pouvant pas aspirer du gaz, *il faut impérativement veiller à ne jamais créer à son aspiration une pression pouvant provoquer la vaporisation de l'eau et la cavitation de la pompe.*

5°) Influence du NPSH requis de la pompe.

Une pompe parfaite pouvant aspirer à -1 bar n'existe pas. Même une pompe d'excellente qualité, capable de créer une dépression de -0,8 bar, ne pourra jamais aspirer de l'eau à plus de 8 m de profondeur.



On peut en comprendre les raisons en examinant à nouveau le cheminement de l'eau entre l'aspiration de la pompe ***(point 1)*** et le ***point 4*** où la pression est minimum (voir page 542).

Cette chute de pression entre le ***point 1*** *et le* ***point 4*** *équivaut à une perte de charge subie par l'eau dans la pompe.* Bien sûr, comme toutes les PdC, elle augmente avec le débit mais les fabricants maîtrisent parfaitement cette chute de pression.

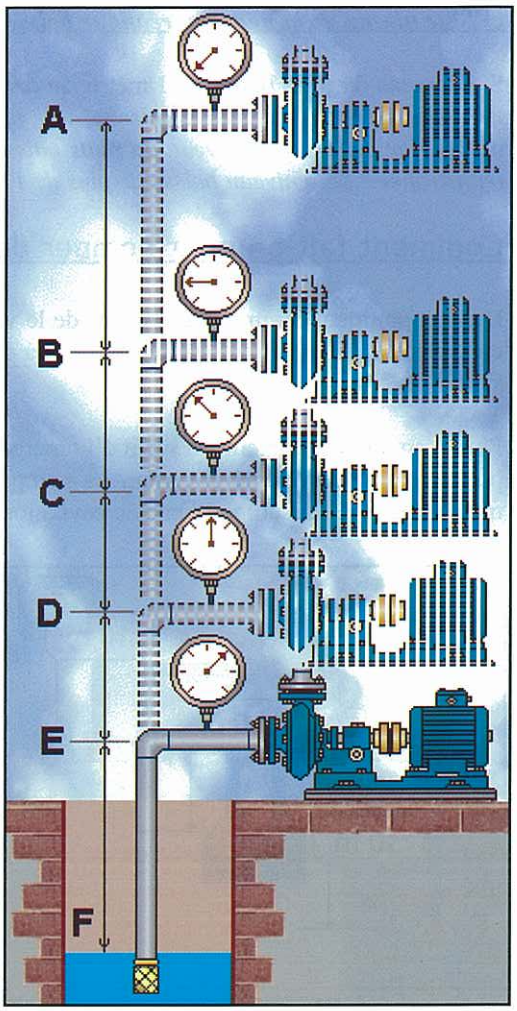
Pour éviter tout risque de cavitation à l'intérieur de leurs pompes, les fabricants indiquent ***la pression minimale en-dessous de laquelle l'utilisateur ne doit jamais descendre à l'aspiration*** (au ***point 1***) : c'est le NPSH requis (Net Positive Suction Head) qu'on peut traduire par « charge nette absolue à l'aspiration». Disons que cette valeur (souvent donnée en mCE) correspond à la PdC interne de la pompe, entre les ***points 1 et 4***.

Pour mieux comprendre toutes les données un peu abstraites que nous venons de voir (influence du NPSH, de la température, de la nature du liquide, des PdC et de la pression atmosphérique), faisons ***ensemble*** un petit exercice d'application :

Pour refroidir un condenseur à eau, on désire utiliser l'eau d'une nappe phréatique située à 4 m de profondeur. Le NPSH requis de la pompe sélectionnée est de 3 mCE, l'eau est à une température de 10°C, la PdC de la crépine est de 0,5 mCE et celle du tube d'aspiration est également de 0,5 mCE. Enfin, l'altitude est de 1000 mètres.

- Peut-on utiliser cette pompe ?
- Que se passera-t-il si le filtre de la crépine se colmate ?
- Si le niveau de la nappe phréatique baisse d'un mètre, que se passe-t-il ?

a) Peut-on utiliser cette pompe ?



Une pompe « parfaite », *si elle existait,* pourrait aspirer l'eau à une profondeur de 10,33 m. Elle serait placée au niveau **A** ci-contre (avec AF = 10,33 m). Le manomètre d'aspiration indiquerait alors - 10,33 m, c'est à dire le vide parfait.

Correction due au NPSH : la pression minimum requise à l'aspiration de la pompe (le NPSH) est de 3 m. Pour être certain d'avoir *au minimum* cette pression à l'aspiration, il faut descendre la pompe au niveau **B**, 3 m plus bas (BF = 7,3 m).

Correction due au fluide : puisqu'il s'agit d'eau il n'y a pas de correction à appliquer pour la nature du fluide.

Correction due à la température : puisque l'eau est à 10°C, les risques sont limités et il n'y a pas de correction à appliquer pour la température du fluide.

Correction due aux pertes de charge : la PdC de la crépine + PdC de la tuyauterie = 0,5 mCE + 0,5 mCE = 1 mCE. Il faut donc encore descendre la pompe de 1 m. Elle se retrouve en **C** avec CF = 7,3 - 1 = 6,3 m

Correction due à l'altitude : la pompe étant installée à 1000 m d'altitude, on compte une correction d'environ 1,2 mCE : la pompe doit donc être installée encore 1,2 m plus bas et elle se retrouve maintenant en **D**, avec DE = 6,3 - 1,2 = 5,1 m

Marge de sécurité : pour ne courir aucun risque, on prend une marge de sécurité minimum de 1 m. On doit donc installer la pompe encore 1 m plus bas, en E avec EF = 4,1 m.

La pompe peut donc sans aucun risque aspirer de l'eau à une profondeur maximum de 4,1 m. A priori, elle peut donc être installée en toute sécurité puisque l'eau à puiser n'est qu'à une profondeur de 4 m.

b) Que se passera-t-il si le filtre de la crépine se colmate ?

A la longue, il est évident que le filtre de la crépine va s'encrasser. Si la perte de charge de la crépine augmente par exemple de 1 mCE, cela correspond à la marge de sécurité que l'on s'est imposé précédemment. La pompe assurera toujours le puisage mais son débit diminuera (voir page 527).

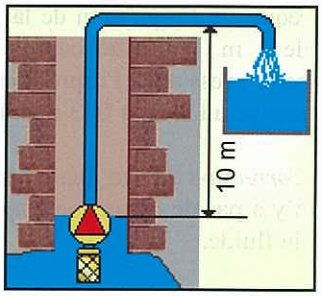
Si le filtre est vraiment très colmaté, sa perte de charge pourra tout à fait dépasser 1 mCE et à ce moment, la pompe risque à coup sûr de caviter. Dans ce cas, la pompe n'aura quasiment plus de débit et l'eau circulera par saccades.

c) Si le niveau de la nappe phréatique baisse d'un mètre, que se passe-t-il ?

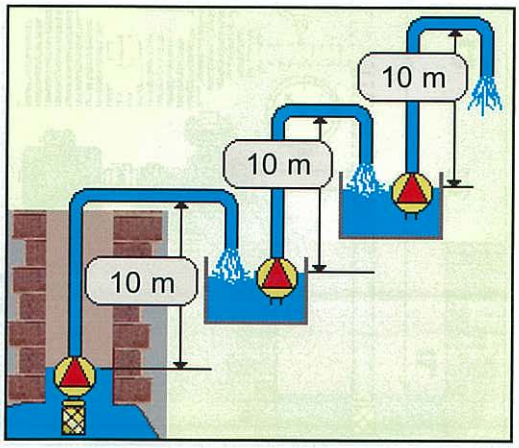
Si le niveau du puits baisse de 1 mètre, on reste dans la marge de sécurité, comme précédemment, la pompe assurera toujours le puisage, *si le filtre de la crépine reste propre*, mais son débit diminuera. *Par contre, si le niveau du puits baisse et si le filtre est simultanément encrassé, c'est la catastrophe ! Si le niveau baisse de plus de 1 mètre, c'est encore la catastrophe*

Comment fait-on pour pomper de l'eau à une profondeur de 100 m ?

Dans la pratique, comme nous venons de le voir, une pompe placée en surface est incapable d'aspirer de l'eau à des profondeurs dépassant 6 ou 7 m.

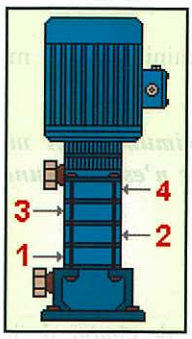


Pour résoudre ce problème, il suffit d'immerger la pompe au fond du puits, comme représenté ci-contre. La pompe aspirera alors facilement l'eau, sans aucun problème de cavitation.

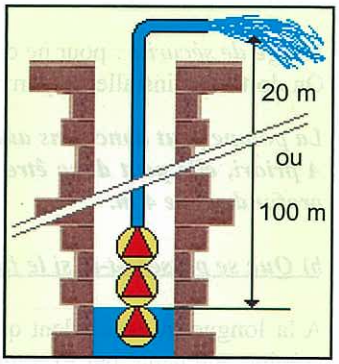


Pour monter de l'eau à une dizaine de mètres, il y a peu de problèmes. Par contre, si on veut monter l'eau à des hauteurs importantes (20 m, 40 m, 100 m, voire plus), une seule pompe ne suffira pas. Une solution pourrait être de monter l'eau par palier en utilisant des bacs et des pompes « relais » comme ci-contre.

Non seulement cette solution très compliquée coûterait très cher, mais en plus comment faire monter l'eau dans un puits étroit d'une profondeur de 40 m par exemple ?



On utilise alors une pompe multicellulaire qui permet, en empilant des cellules (ce sont des turbines de pompe) les unes sur les autres (il y en a 4 ci-contre), de les raccorder automatiquement en série avec un encombrement minimum.



Imaginons que chaque turbine possède une HMT de 10 mCE. L'eau passe dans la première qui lui donne une pression de 10 mCE. Le refoulement de cette turbine est connecté à l'aspiration de la seconde qui lui donne une pression supplémentaire de 10 mCE (on a donc 20 mCE), et ainsi de suite.

Pour obtenir une HMT de 100 mCE par exemple, il suffira d'empiler 10 cellules (nous simplifions un peu, mais cette technologie est utilisée très fréquemment pour obtenir des fortes pressions).

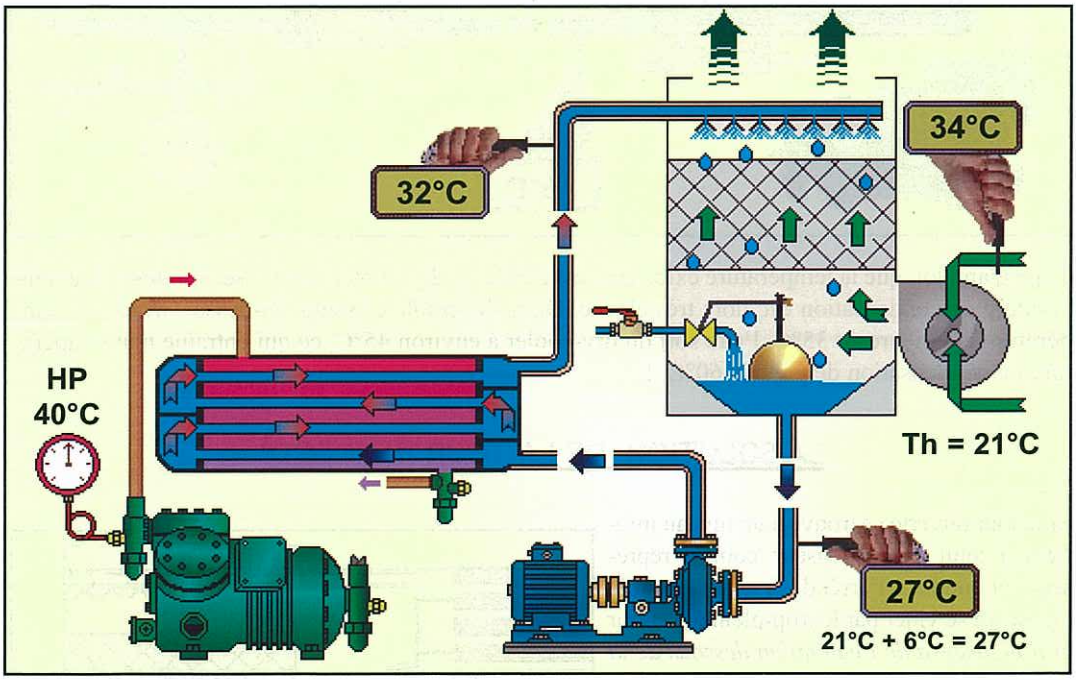
Si vous souhaitez un complément d'information, voir : pompes en série, page 713.

LA TOUR INDIRECTE

PROBLÈME DES TOURS DE REFROIDISSEMENT OUVERTES.

Nous avons vu qu'une tour de refroidissement possédait l'immense avantage d'être capable de maintenir une température de condensation relativement basse malgré des températures extérieures élevées (voir page 506).

En effet, la température de l'eau à la sortie de la tour ne dépend pas de la température sèche de l'air extérieur *mais de sa température humide*. Ainsi, avec de l'air extérieur à 34°C et un bulbe humide à 21°C, la température de condensation sera de l'ordre de 40°C alors qu'elle avoisinerait 50°C avec un condenseur à air.



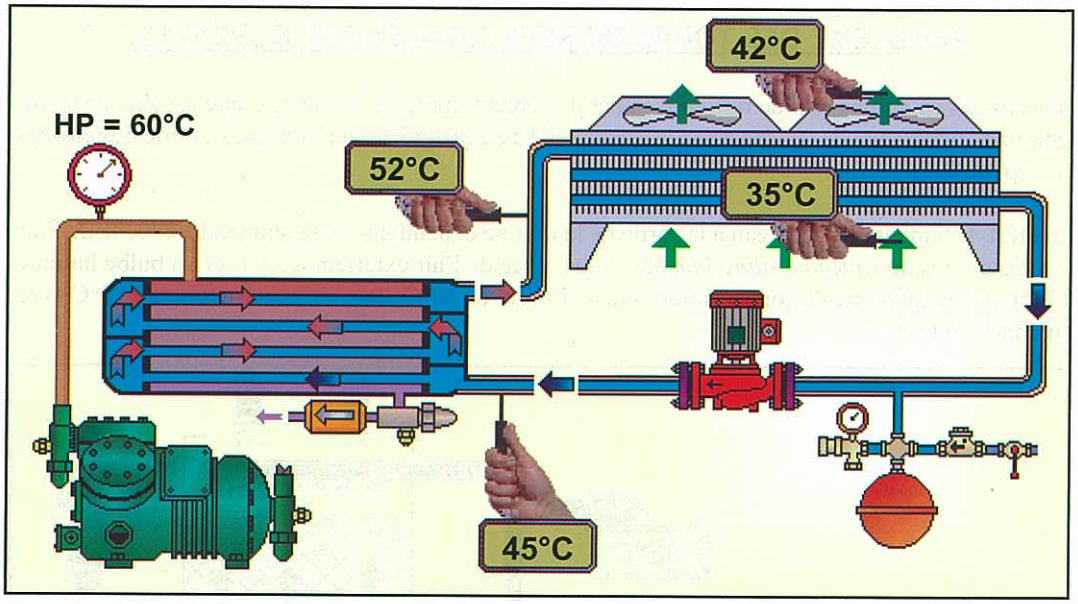
Cependant, nous avons vu aussi que pour fonctionner correctement, la pompe de circulation d'eau devait impérativement être « en charge », c'est à dire à un niveau nettement plus bas que celui de la tour, sinon elle risque de se désamorcer, ou pire de caviter (voir page 539).

Mais, lorsqu'il n'est pas possible d'installer la tour à une hauteur suffisante par rapport à la pompe comment fait-on ?

PROBLÈME DU DRY-COOLER

Nous avons déjà utilisé un dry-cooler sur une installation à condensation par eau (voir page 493). Avec ce matériel, le circuit hydraulique n'est plus en contact avec l'air extérieur. Il est fermé, rempli d'eau glycolée et totalement étanche. Bien sûr, la pompe (ou le circulateur) assurant le débit d'eau doit être également étanche...

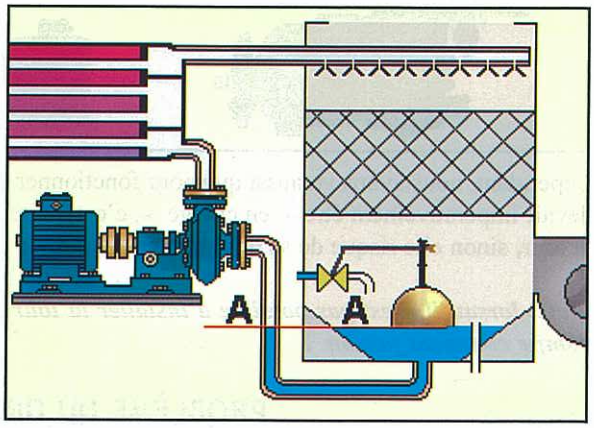
Le circuit est mis sous pression grâce à un vase d'expansion. Sur le plan hydraulique, un gros avantage de ce type de circuit fermé est de réduire très fortement les risques de cavitation de la pompe, quelque soit le dénivelé, même si elle était située en partie haute (en respectant néanmoins quelques petites précautions élémentaires) que nous étudierons dans le chapitre suivant.



Cependant, lorsque la température extérieure est élevée, le dry-cooler montre ses limites car la température de condensation est alors très élevée. Dans l'exemple classique ci-dessus, avec une température extérieure de 35°C, l'eau sort du dry-cooler à environ 45°C, ce qui entraîne une température de condensation de près de 60°C !

LA SOLUTION DE LA TOUR INDIRECTE

Si la tour ouverte se trouve à un niveau inférieur à celui du condenseur, comme représenté ci-contre, à l'arrêt de la pompe, tout le circuit va se vider par le trop-plein de la tour et *il ne restera de l'eau qu'en dessous de la ligne AA.*

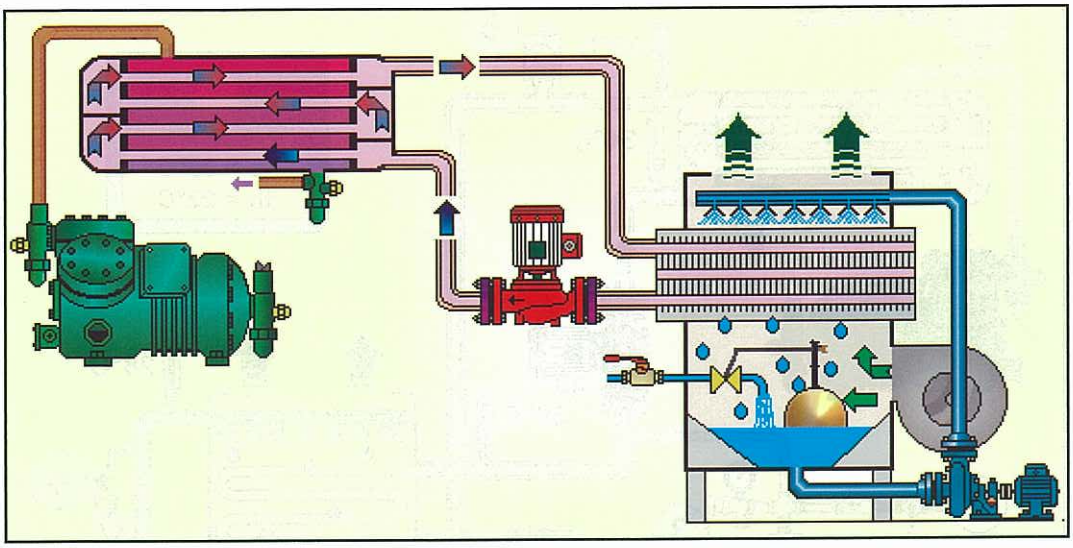


Si le dénivelé est trop important (supérieur à 7 ou 8 m), la pompe ne pourra jamais aspirer l'eau (voir : *hauteur d'aspiration d'une pompe, page 545*).

Si le dénivelé est plus faible (moins de 5 à 6 m), l'amorçage sera très difficile et périlleux pour la pompe, mais si la contenance du circuit est supérieure à celle du bac de la tour, l'amorçage sera également impossible (voir : *exercice 2, page 519).*

Alors faudrait-il utiliser un dry cooler ? Une bonne solution consisterait à utiliser uniquement les avantages de chacun des 2 systèmes.

Le principe de base consiste à installer la batterie du dry-cooler dans une tour ouverte, comme schématisé ci-dessous.



Bien que la tour soit située en-dessous du niveau du condenseur, grâce à l'utilisation d'un circuit hydraulique fermé, tous les problèmes de dénivelés soulevés avec la tour ouverte sont radicalement éliminés.

De plus, l'eau du bac de la tour est aspirée par une petite pompe auxiliaire qui arrose la batterie du dry-cooler. Le fonctionnement obtenu est donc identique à celui d'une tour classique. Par exemple, si la température humide extérieure est de 21°C, l'eau sera refroidie à 21°C + 6°C d'approche = 27°C (voir *: la tour de refroidissement, page 506*).

EXERCICE

Le schéma ci-dessus reste un schéma de principe sur lequel il y a de nombreuses imperfections.

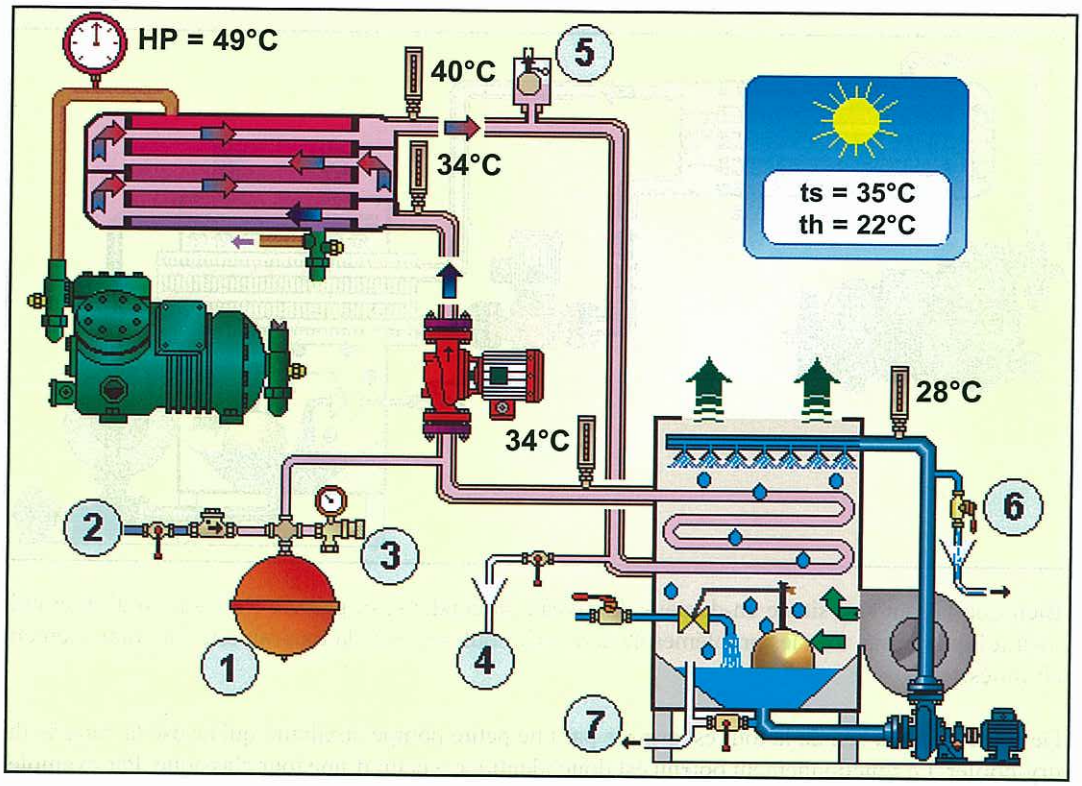
En effet, pour obtenir un fonctionnement correct, il faudrait :

- Supprimer les ailettes du dry-cooler qui risquent de s'entartrer et de s'encrasser beaucoup trop rapidement. Les tubes seront directement arrosés par l'eau sortant des gicleurs.
- Installer une déconcentration sur l'eau pulvérisée.
- Monter les échangeurs à contre-courant pour améliorer l'échange thermique.
- Rajouter tous les éléments manquants qui sont indispensables sur un circuit fermé sous pression : vase d'expansion, soupape de sécurité, conduite de remplissage, purgeurs et vidanges.

Essayez de retrouver le schéma correct et d'indiquer les températures de fonctionnement qu'on devrait obtenir sachant que les conditions extérieures de base sont : Température sèche (Ts) = 35°C et Température humide (Th= 22°C).

Solution page suivante...

Correction de l'exercice.



Nomenclature :

1. Vase d'expansion (le chapitre suivant sera entièrement consacré à cet appareil).
2. Canalisation de remplissage du circuit fermé.
3. Soupape de sécurité tarée à 3 bar.
4. Vidange du circuit hydraulique fermé.
5. Purgeur automatique placé au point haut du circuit.
6. Vanne de déconcentration.
7. Vanne de vidange du bac de la tour.

Conditions normales de fonctionnement dans cet exemple :

Sur une tour de refroidissement ouverte ou fermée, la température de l'eau du bac est égale à la température humide de l'air + l'approche, soit ici 22°C + 6°C = 28°C.

L'eau à 28°C est pulvérisée sur l'échangeur de la tour *à contre-courant*. Si l'échangeur était parfait, l'eau qui le traverse serait également refroidie à 28°C. Dans la pratique, l'eau qui sort de cet échangeur *s'approche à environ 6°C de la température de l'eau du bac,* soit ici 28°C + 6°C = 34°C.

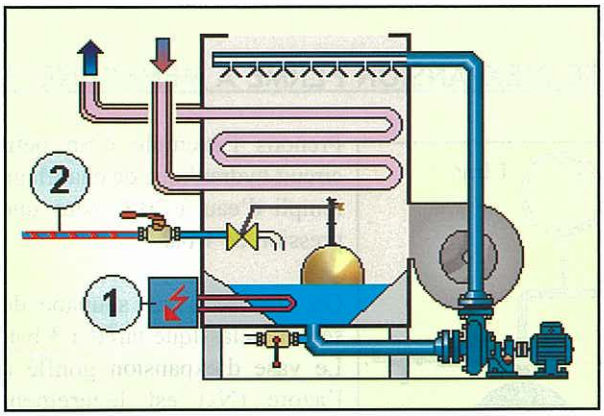
L'eau à 34°C arrive ensuite à l'entrée du condenseur. Comme le $\Delta\theta$ total est d'environ 15°C, la température de condensation sera égale à 34°C +15°C = 49°C. La HP obtenue est donc comparable à celle qu'on aurait avec un condenseur à air. Notez que dans les mêmes conditions on condensait à environ 60°C avec un dry cooler.

Problèmes liés au gel

Les problèmes de la protection contre le gel des tours de refroidissement mériteraient à eux seuls un chapitre complet et volumineux qui sortirait un peu du cadre de ce manuel. Nous nous limiterons donc pour l'instant à en évoquer quelques-uns.

Si des risques de gel existent, la partie fermée du circuit peut être prévue dès l'origine avec une protection par eau glycolée. Mais la partie ouverte de la tour reste en contact avec l'air atmosphérique et les risques de gel doivent être pris en compte

Si la production de froid n'est pas utilisée en hiver, on peut vidanger le bac de la tour. Cependant, il faudra aussi vidanger l'alimentation en eau de ville du robinet à flotteur. Dans certains cas, il peut même s'avérer nécessaire de souffler la tuyauterie à l'air comprimé pour chasser l'eau stagnante : rien ne résiste au gel, pas même une tuyauterie en acier de 3 mm d'épaisseur !



Si la production de froid est utilisée été comme hiver, le bac est équipé d'une (ou de plusieurs, selon la taille de la tour) résistance antigel immergée ***(repère 1)***, commandée par un thermostat dont le bulbe est placé également dans le bac.

On protège fréquemment les tuyauteries sensibles par des « traceurs électriques », qui sont des résistances chauffantes autorégulées qu'on enroule autour des tubes à protéger ***(repère 2)***.

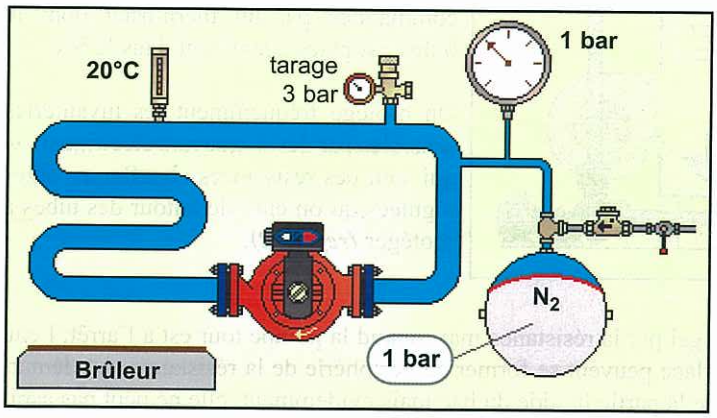
L'eau du bac est maintenue hors gel par la résistance mais quand la pompe tour est à l'arrêt, l'eau est stagnante et des plaques de glace peuvent se former en périphérie de la résistance. Au démarrage suivant, la pompe tour aspire la partie liquide du bac mais évidemment, elle ne peut pas aspirer les plaques de glace. C'est alors un gros risque de coupure HP du compresseur. On peut limiter ce risque en évitant que l'eau puisse stagner, c'est à dire en évitant au maximum les arrêts prolongés de la pompe tour.

LES VASES D'EXPANSION

Dans un circuit hydraulique fermé, l'eau (ou l'eau glycolée) se dilate quand sa température augmente (voir page 492). ***Entre 10°C et 90°C, 1 m³ d'eau se dilate d'environ 40 litres, soit 4% !*** (notez que 1 m³ d'eau glycolée à 30% se dilaterait dans les mêmes conditions d'environ 60 litres).

Les pressions maximales de service de la plupart des échangeurs sont en général limitées à 4 bar. Comme les liquides sont incompressibles, les dilatations pourraient provoquer des pressions tellement importantes que les échangeurs et les tubes se déchireraient comme une feuille de papier s'il n'existait pas un système de compensation. Le vase d'expansion, la soupape de sécurité, les purgeurs et le système de remplissage sont donc des organes obligatoires qui équipent tous les circuits hydrauliques fermés sous pression.

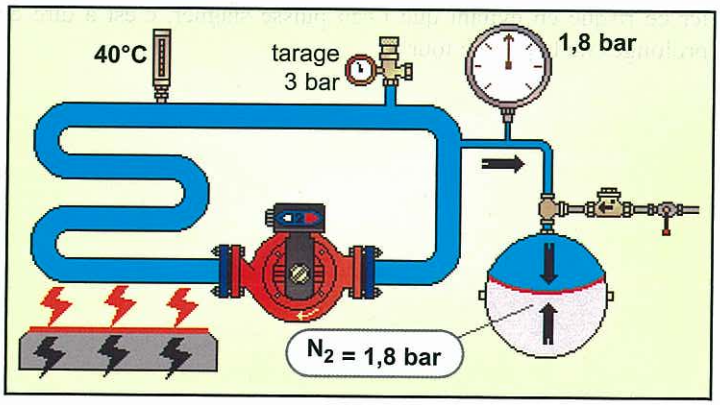
COMMENT FONCTIONNE UN VASE D'EXPANSION FERMÉ A MEMBRANE ?



Prenons l'exemple d'un petit circuit hydraulique de chauffage rempli d'eau à 20°C sous une pression de 1 bar.

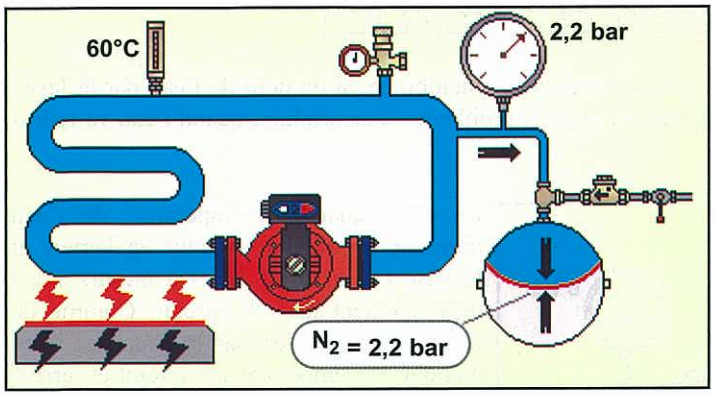
On dispose d'une soupape de sécurité classique tarée à 3 bar. Le vase d'expansion gonflé à l'azote (N_2) est légèrement rempli d'eau et de chaque côté de la membrane souple (qui sépare l'eau de l'azote), la pression est de 1 bar.

Lorsque l'on met en service le brûleur, la température de l'eau augmente rapidement et la dilatation commence.



Le volume d'eau en excès pénètre progressivement dans le vase d'expansion. Simultanément, de l'autre côté de la membrane, le volume réservé à l'azote se réduit. La compression de l'azote provoque alors une augmentation de sa pression qui se répercute dans tout le circuit.

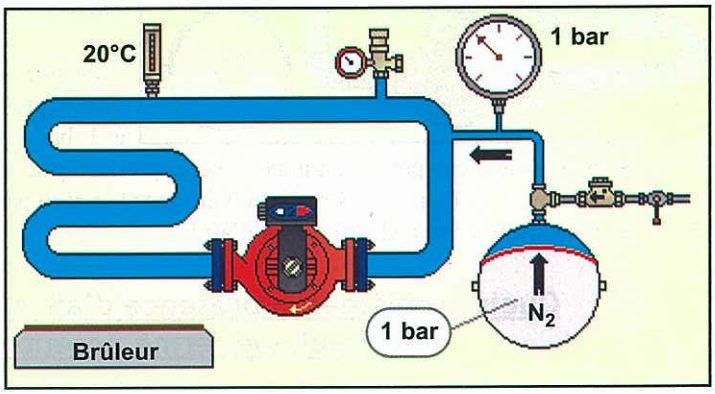
Lorsque l'eau atteint 40°C, l'azote sera comprimé à environ 1,8 bar. C'est pourquoi tout le circuit hydraulique se retrouve sous cette même pression de 1,8 bar.



Si on continue à chauffer l'eau, par exemple jusqu'à 60°C, la dilatation atteint 2% du volume total et la pression dans le vase d'expansion (ainsi que dans tout le circuit) monte par exemple à 2,2 bar.

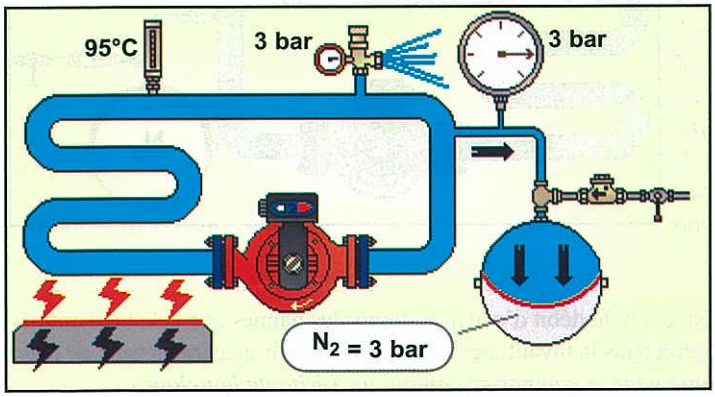
Ainsi, plus la température de l'eau augmente et plus la pression devient importante dans le circuit.

Par la suite, lorsque le circuit va se refroidir, l'eau va se contracter. L'azote sous pression repousse alors au fur et à mesure l'eau du vase vers le circuit. L'azote retrouvant progressivement davantage de volume, sa pression diminue.



Ainsi, la pression du circuit et celle du vase diminuent toutes les 2 au fur et à mesure de la diminution de température de l'eau. A 20°C, les conditions de départ sont retrouvées et la pression dans tout le circuit est de nouveau égale à 1 bar.

EXERCICE N°1



Si la température de l'eau devient accidentellement trop élevée, la pression risque de monter dangereusement dans le vase et dans tout le circuit.

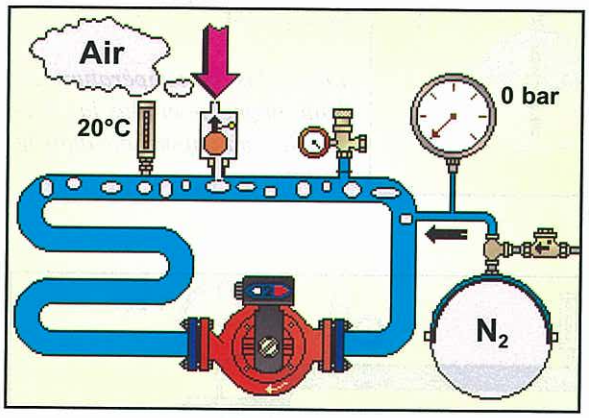
Si la pression atteint 3 bar (pression de tarage de la soupape), celle-ci s'ouvre et libère de l'eau. Dès que la pression redescend en dessous de 3 bar, la soupape se referme.

Ainsi, la soupape permet de limiter dans tous les cas la pression maximale dans le circuit à 3 bar. Mais ensuite, que va-t-il se passer quand la température du circuit redescendra à 20°C ?

Solution pages suivantes...

Correction de l'exercice n° 1

Dans un réseau hydraulique avec vase d'expansion à membrane, si on perd de l'eau par la levée des soupapes ou par une fuite quelconque, un gros problème va se produire quand l'eau va redescendre en température.

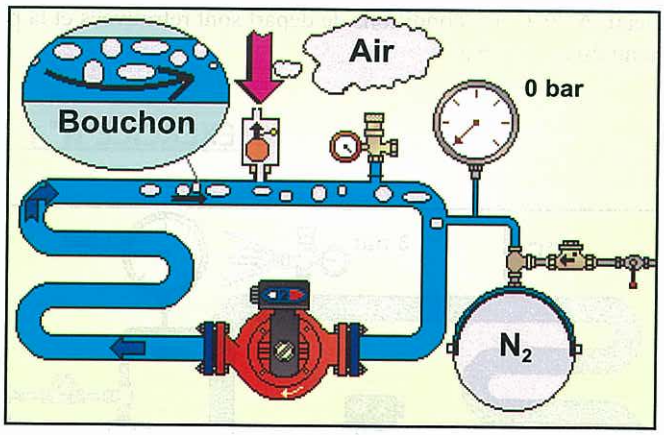


En effet, quand la température de l'eau diminue, la pression diminue également et le vase repousse au fur et à mesure l'eau qu'il contient dans le circuit. Comme de l'eau a été évacuée par la soupape, il en manque forcément dans le circuit et, arrivé à 20°C, le vase sera complètement vide d'eau et tout son volume sera occupé par l'azote.

Comme il manque de l'eau dans l'installation, la pression dans le circuit sera inférieure à 1 bar (qui était la pression de départ à 20°C). Si la quantité d'eau perdue est importante, la pression peut même devenir inférieure à la pression atmosphérique : de l'air peut alors s'introduire dans le circuit par les purgeurs automatiques et tout le haut de l'installation risque d'être rempli d'air !

Quels problèmes la présence d'air dans un circuit hydraulique fermé posent-ils ?

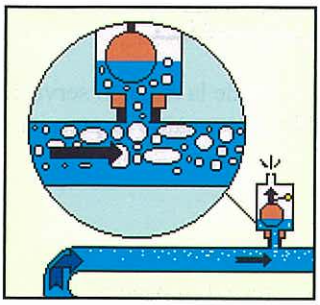
L'air étant nettement plus léger que l'eau, les bulles vont s'agglomérer dans les points hauts et former des poches gazeuses que l'eau en circulation devra traverser.



Ces poches peuvent parfois brutalement se détacher et repartir, entraînées par la vitesse de l'eau : on peut alors entendre distinctement un « glou-glou » très caractéristique qu'il ne faut pas confondre avec le bruit de bétonnière qui pourrait résulter d'une pompe en cavitation (page 543).

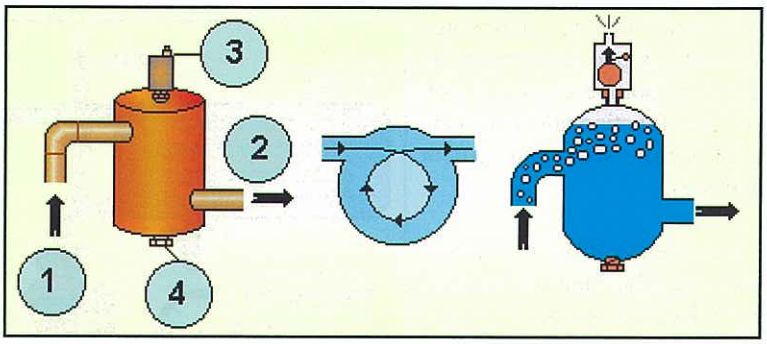
Ces poches d'air provoquent une réduction du débit d'eau avec toutes les pannes que cela peut entraîner. Dans certains cas extrêmes, le débit dans la tuyauterie peut même devenir quasiment nul : ***de l'air en excès dans un circuit hydraulique peut se comporter comme un véritable bouchon.***

En premier réflexe, on peut penser qu'il suffit de rajouter de l'eau dans le circuit pour le « gonfler » à nouveau afin de maintenir « à froid » une pression supérieure à la pression atmosphérique. Ainsi, l'air s'échappera par le purgeur automatique et le débit d'eau pourra se rétablir normalement....



Mais, si la pompe fonctionne, les bulles d'air risquent de passer trop rapidement devant le purgeur pour être évacuées correctement. **C'est pourquoi, pour purger efficacement un circuit, il faut impérativement stopper les pompes**.

On démarre les pompes quelques secondes puis on les stoppe. Cette manoeuvre répétée plusieurs fois permet à l'air, petit à petit, de se diriger vers les purgeurs placés dans les points hauts, d'où il sera évacué.



A propos, notez le dispositif ci-contre très utilisé pour purger les circuits. L'eau entre par le haut de ce pot de purge ***(repère 1)*** et en ressort par le bas ***(repère 2)***. Le purgeur automatique est installé en haut du pot ***(repère 3)*** et un bouchon démontable ***repère 4)*** se trouve en bas. La sortie du pot se faisant en partie basse, les risques d'entraîner de l'air sont déjà très réduits.

De plus, l'entrée et la sortie dans le pot se font tangentiellement ce qui donne à l'eau un fort mouvement de rotation. Avec la force centrifuge, l'eau reste plaquée contre la paroi et l'air se détache vers le centre du pot, d'où il peut monter dans la partie supérieure. Comme en plus le diamètre du pot est beaucoup plus important que celui de la tuyauterie, la vitesse de l'eau est réduite, ce qui favorise la séparation air-eau. Ces 2 actions conjuguées permettent de dégazer très efficacement l'eau.

Noter de plus que le pot constitue un magnifique piège pour toutes les impuretés en circulation (grains de soudure, petits morceaux de métal...) : le bouchon 4 permettra donc de les enlever. Enfin, signalons qu'en référence au mouvement de rotation de l'eau, ce dispositif est souvent appelé un « cyclone ».

Un autre problème posé par l'air dans les installations provient du fait qu'il est composé d'azote mais également d'oxygène. Or, toutes les corrosions des parties métalliques (tubes et échangeurs) sont favorisées par la présence de l'oxygène.

Effectuer des appoints d'eau systématiques dans une installation hydraulique fermée, c'est à coup sûr y introduire de l'air (et donc de l'oxygène) et développer les problèmes de corrosion, d'entartrage et d'embouage des circuits.

Alors, quand la soupape de sécurité crache à la température maximale de fonctionnement, avant d'envisager toute modification ou toute opération onéreuse, il faut contrôler tous les points suivants : le vase est-il correctement gonflé, trop petit, trop plein, isolé, mal placé, à l'envers, sa membrane est-elle percée ?

Ce n'est pas toujours évident, aussi allons-nous examiner tous ces problèmes en détails car si le vase d'expansion est un appareil très simple à première vue, son rôle est essentiel et il peut occasionner des pannes aussi importantes sur un circuit hydraulique que l'absence totale de débit ou même la destruction de la pompe.

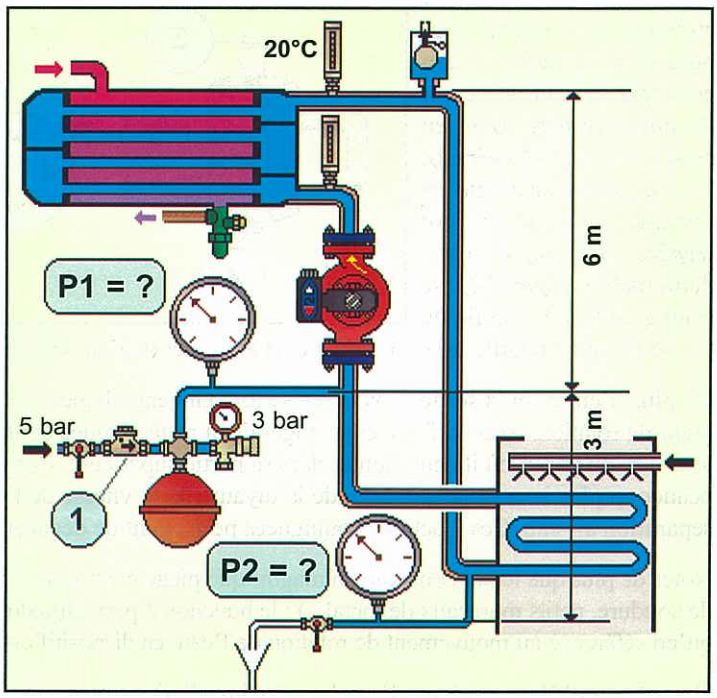
A QUELLE PRESSION FAUT-IL REMPLIR LE CIRCUIT ?

Avant toute chose, quand on doit remplir en eau un circuit hydraulique (lors de la mise en service de l'installation ou après une vidange pour travaux), il est indispensable de connaître la pression de remplissage que l'on doit maintenir dans le circuit.

EXERCICE n°2

Considérons l'installation ci-dessous, de type tour de refroidissement indirecte (vu page 553).

Admettons que le remplissage s'effectue à une température de 20°C, la pompe étant à l'arrêt (si elle fonctionnait sans eau, elle serait très rapidement détruite).



L'eau étant à 20°C, la pression d'eau de ville étant par exemple de 5 bar, devons-nous remplir le circuit à 0,5 bar, à 1 bar, à 3 bar, à 5 bar ? *En fait, que devrait indiquer le manomètre P1 après remplissage* ?

Le circuit étant rempli, quelle sera la pression P2 mesurée au point le plus bas de l'installation, près de la vanne de vidange ?

Remarque. Le clapet de retenue ou le disconnecteur ***(repère 1)*** est obligatoire. Si la pression d'eau de ville venait à baisser, il empêcherait l'eau du circuit hydraulique de retourner dans le circuit d'eau potable et donc de le polluer dangereusement !

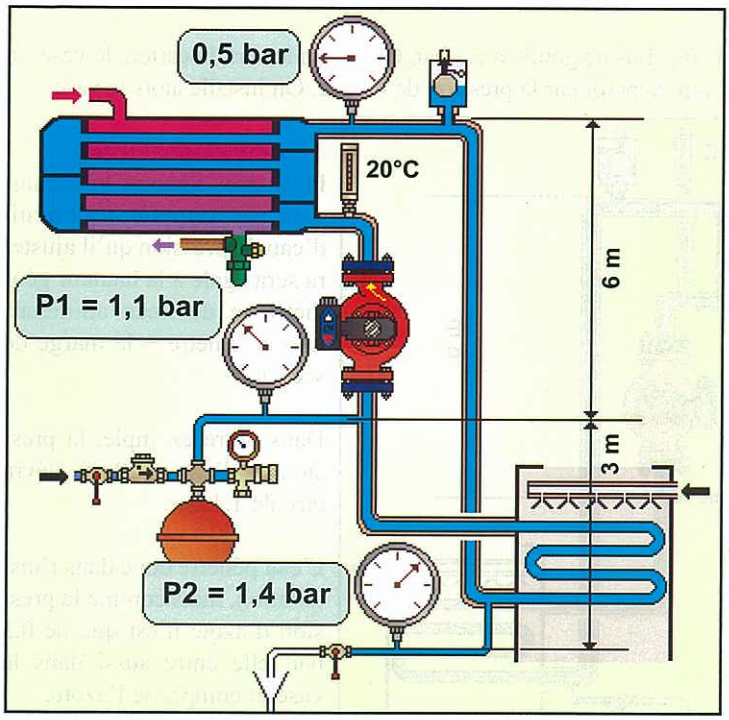
Correction de l'exercice n°2

D'une manière évidente, il est inutile d'essayer de remplir le circuit à une pression supérieure au tarage de la soupape de sécurité (3 bar dans cet exemple) !

L'auteur se souvient d'une installation ou le robinet d'appoint d'eau était resté ouvert pendant toute une journée. Simultanément, la soupape crachait le surplus à l'égout : quelle consommation d'eau ! Alors, pour ne pas oublier de refermer un robinet d'appoint après une intervention, accrochez-y vos clés de voiture ou d'appartement, c'est infaillible !

Ensuite, la règle de base pour remplir correctement un circuit, c'est que la pression de l'eau doit obligatoirement être supérieure à la pression atmosphérique dans toutes les parties du circuit. C'est pourquoi la pression minimum dans les parties hautes ne devrait jamais descendre en-dessous de 0,5 bar...

En respectant cette règle, il sera impossible d'avoir une entrée d'air parasite et toute bulle de gaz pourra s'échapper par le purgeur automatique.



1°) Pour rappel, la pression indiquée par un manomètre dépend directement de la hauteur de la colonne d'eau et donc de la charge : une hauteur de 6 mètres de colonne d'eau correspond à une pression de 0,6 bar. Mais, pour conserver une pression minimum de 0,5 bar au point haut, la pression P1 devra être égale à 0,6 bar + 0,5 bar = 1,1 bar.

2°) Le manomètre P2, situé 3 m en-dessous de P1 est soumis à une charge supplémentaire de 0,3 bar et P2 = P1 + 0,3 bar = 1,4 bar.

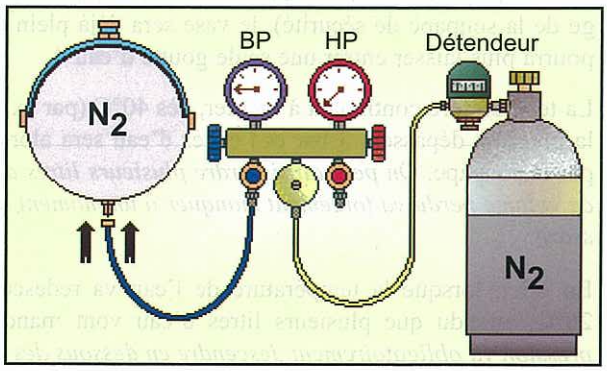
Les 0,5 bar au point haut représentent la marge de sécurité nécessaire pour maintenir tous les points de l'installation à une pression supérieure à la pression atmosphérique, afin d'éviter toute entrée d'air dans l'installation.

La pression de remplissage d'un circuit fermé à l'arrêt est égale à la différence de niveau entre le manomètre et le point le plus haut de l'installation + une marge de sécurité de 5 mètres. En divisant cette hauteur totale par 10, on obtient la pression de remplissage en bar.

ET SI LE VASE D'EXPANSION N'EST PAS ASSEZ GONFLÉ ?

Imaginons que le vase d'expansion arrive d'usine gonflé à 0,3 bar.

A l'aide d'une bouteille d'azote ou d'air comprimé on peut régler la pression dans le vase à la valeur désirée.

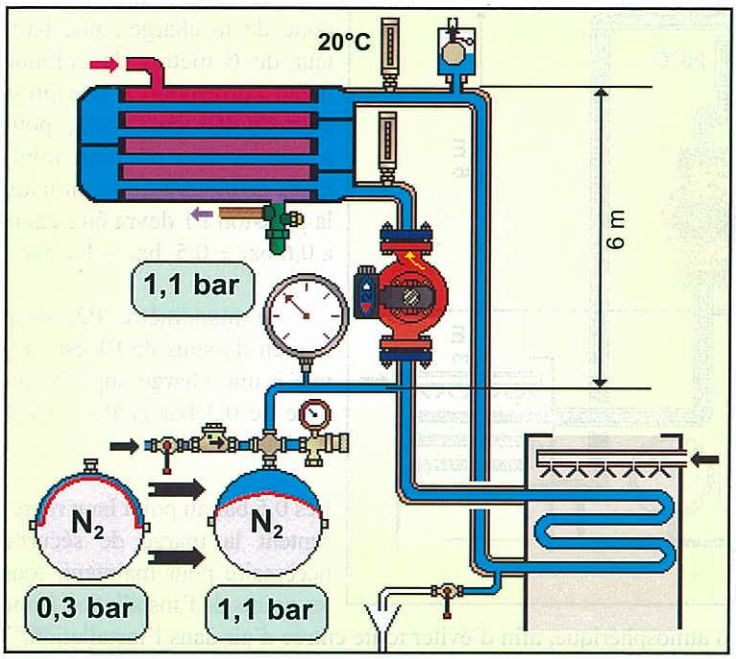


Côté azote on dispose d'une prise de pression identique à une valve de pneu. Si l'on n'a pas un manomètre de « garagiste » on peut très bien se débrouiller avec un jeu de manos de frigoriste.

On utilise un flexible muni d'un « embout schrader » et, en appuyant fermement l'embout du flexible sur la valve, on peut lire la pression de l'azote sur le manomètre BP. On peut alors gonfler ou dégonfler le vase...

Pour celui qui serait tenté de gagner du temps, il n'est pas recommandé d'utiliser du fluide frigorigène ou de l'oxygène pour gonfler un vase : on risquerait quelques problèmes et la membrane peut ne pas apprécier !

Mais, revenons à notre vase qui arrive d'usine gonflé à 0,3 bar. Quand on le sort du carton, le vase est vide et sa membrane est collée contre la paroi par la pression de l'azote. On installe alors le vase.



Plus tard, lorsque le technicien va remplir le circuit d'eau, la pression qu'il ajustera sera égale à la hauteur géométrique de l'eau au-dessus du manomètre + la marge de sécurité.

Dans notre exemple, la pression de l'eau à 20 °C devra être de 1,1 bar.

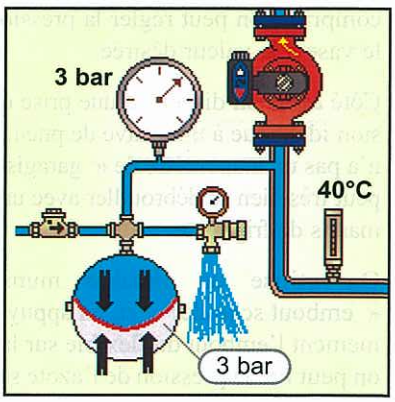
L'eau pénètre donc dans l'installation, mais comme la pression d'azote n'est que de 0,3 bar, elle entre aussi dans le vase et comprime l'azote.

La pression de l'azote va donc monter progressivement jusqu'à 1,1 bar, ce qui est absolument normal.

Mais, ce qui est moins normal, c'est que nous ne sommes qu'à 20°C et que le vase d'expansion est déjà rempli à la moitié de sa contenance.

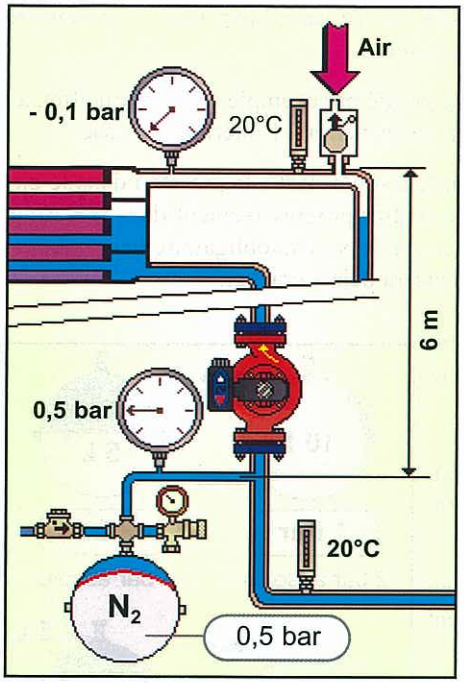
Lorsque l'installation sera en fonctionnement, la température va augmenter et l'eau va se dilater. L'eau en excès va alors pénétrer dans le vase. *S'il n'a pas été largement surdimensionné,* étant donné qu'il est déjà rempli à la moitié de sa contenance, le vase ne pourra pas absorber la quantité d'eau prévue lors de sa sélection.

A 35°C par exemple, alors que la pression s'approche dangereusement de 3 bar (pression de tarage de la soupape de sécurité), le vase sera déjà plein et il ne pourra plus laisser entrer une seule goutte d'eau !



La température continuant à monter, dès 40°C (par exemple), la pression dépassera 3 bar et l'excès d'eau sera alors libéré par la soupape. *On peut ainsi perdre plusieurs litres d'eau et ce volume perdu va forcément manquer à un moment ou à un autre.*

En effet, lorsque la température de l'eau va redescendre à 20°C, attendu que plusieurs litres d'eau vont manquer, *la pression va obligatoirement descendre en dessous des 1,1 bar réglés à l'origine...*



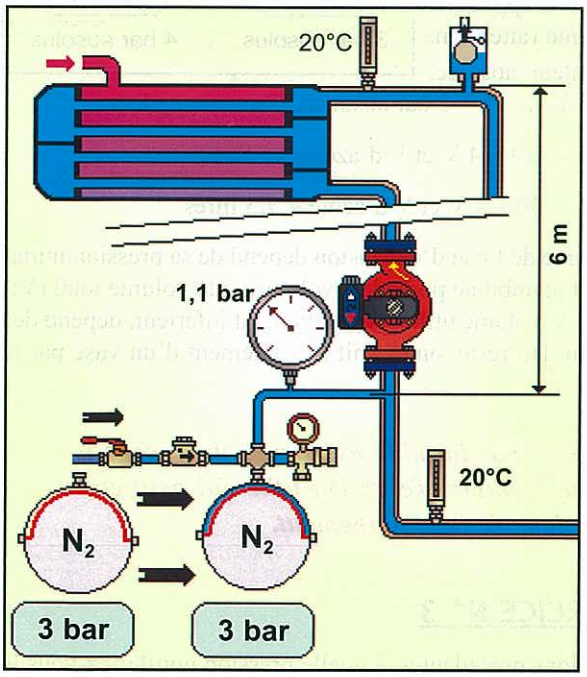
La pression au niveau du vase avec de l'eau à 20°C sera donc comprise entre 0,3 bar et 1,1 bar. Elle dépendra bien sûr du volume d'eau perdu mais dans tous les cas, elle sera insuffisante.

Dans notre exemple imaginons qu'elle soit de 0,5 bar (soit 5 mCE). Cela signifie que 6 m plus haut, la pression ne sera plus que de -1 mCE (soit -0,1 bar), c'est à dire inférieure à la pression atmosphérique.

Ainsi, l'eau qui a été expulsée par la soupape va maintenant manquer au point haut de l'installation dans lequel la pression va descendre en dessous de la pression atmosphérique, avec les risques d'entrée d'air que cela suppose.

Cette présence d'air va gêner l'irrigation normale du condenseur, provoquer un manque de débit et le compresseur risque à coup sûr de couper en sécurité Haute Pression.

ET SI LE VASE D'EXPANSION EST TROP GONFLÉ ?



Imaginons que le vase d'expansion arrive d'usine gonflé à 3 bar. Comme précédemment, le vase est vide d'eau et la membrane est collée contre la paroi par la pression d'azote. Lorsque le technicien va remplir d'eau le circuit hydraulique à 1,1 bar l'eau va entrer dans l'installation mais, comme la pression d'azote est de 3 bar, elle ne pourra pas du tout pénétrer à l'intérieur du vase.

A 20°C, l'installation est alors parfaitement remplie à 1,1 bar. Mais, le vase est vide d'eau !

Par la suite, lorsque la température va monter et que l'eau va se dilater, le volume d'eau en excès devrait entrer dans le vase.

Mais impossible d'y pénétrer tant que la pression de l'eau reste inférieure à la pression de l'azote, c'est à dire 3 bar !

L'eau étant incompressible et le volume de dilatation ne pouvant entrer dans le vase, la pression dans le circuit augmente très rapidement.

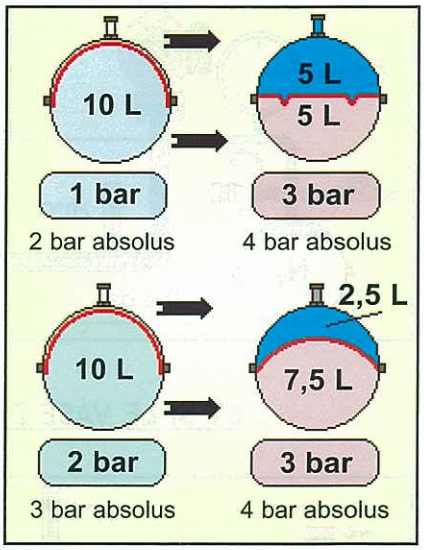
A 25°C par exemple, la pression monte donc brutalement à 3 bar et la soupape se met à cracher !

En fait, l'installation réagit exactement comme s'il n'existait pas de vase d'expansion : la moindre dilatation provoque aussitôt une forte augmentation de la pression !

Notez que le même phénomène se produirait avec un vase gonflé par exemple à 2 bar. En effet, au moment du remplissage à 1,1 bar, l'eau à 20°C ne pourra pas pénétrer à l'intérieur du vase.

Dès la première augmentation de température, par exemple jusqu'à 25°C, la pression dans le circuit va monter très rapidement à 2 bar. Ensuite, l'eau va rentrer progressivement dans le vase et comprimer l'azote. Mais le volume d'eau qui pourra pénétrer le vase sera obligatoirement réduit et par exemple, quand l'eau sera à 30°C, la soupape commencera déjà à cracher.

En effet, si l'on prend 2 vases de même capacité totale, par exemple 10 litres, regardons la quantité d'eau qui doit entrer dans le vase pour faire monter la pression à 3 bar.



- Si le vase est prégonflé à 1 bar, admettons qu'un volume de dilatation de 5 litres fasse monter la pression à 3 bar.
- Mais, si le vase est prégonflé à 2 bar, la quantité d'eau nécessaire pour atteindre 3 bar serait obligatoirement plus faible.

En fait, il rentrera 2 fois plus d'eau dans le vase prégonflé à 1 bar que dans celui prégonflé à 2 bar.

C'est une simple application de la loi de Mariotte appliquée à la pression d'azote : $P_1V_1 = P_2V_2$ = constante (attention, les pressions doivent être exprimées en valeur absolue, c'est à dire que 1 bar lu au mano correspond à : 1 + 1 = 2 bar absolus). On obtient alors :

Cas n°1 : (1+1) x 10 = (3 + 1) x V ⇒ 20 = 4 V et V d'azote = 5 litres

Cas n°2 : (2+1) x 10 = (3 + 1) x V ⇒ 30 = 4 V et V d'azote = 7,5 litres

Ainsi, la capacité d'un vase à contenir le volume de l'eau d'expansion dépend de sa pression initiale de gonflage. En fait, un vase d'expansion à membrane possède 2 volumes : le volume total (Vt) est gravé sur le vase par le fabricant alors que le volume utile (Vu), nettement inférieur, dépend des valeurs de la pression vase vide et vase plein. Du reste, on définit le rendement d'un vase par le rapport Vu / Vt.

Il ne faut pas se laisser piéger par la taille extérieure du vase. Un vase d'expansion donné a un volume réellement utile qui peut être bien différent selon les pressions de fonctionnement.

EXERCICE N° 3

A) Pour faire la synthèse de toutes les réflexions précédentes, à quelle pression gonfleriez-vous le vase sur notre fameuse installation de la page 564 ?

B) Comment effectueriez-vous le contrôle de la pression de gonflage d'un vase déjà installé ?

Réponse page suivante, mais vous avez le droit de réfléchir auparavant !

Correction de l'exercice n°3

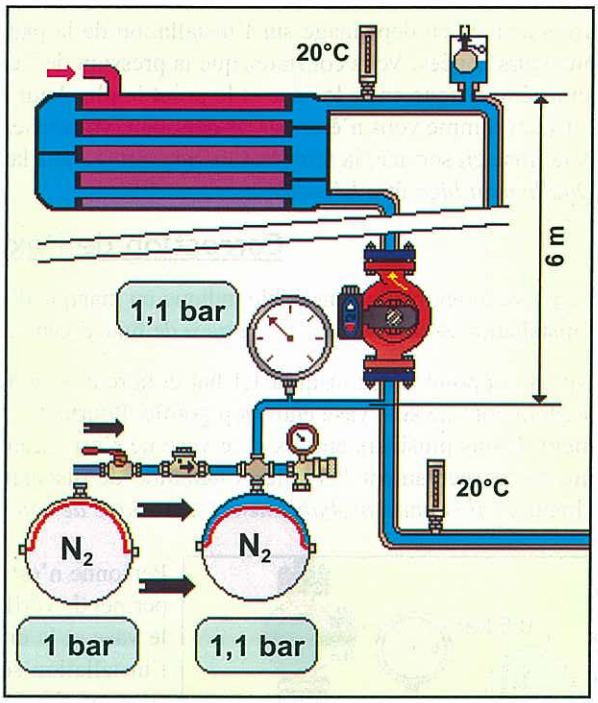
A) à quelle pression gonfleriez-vous le vase sur notre fameuse installation de la page 564 ?

Nous avons vu que si le vase n'est pas assez gonflé, la soupape crache quand la température augmente. S'il est trop gonflé, la soupape crache aussi. Alors, que faut-il faire ?

a) Pour que le vase puisse efficacement contenir l'eau de la dilatation, il faut qu'à 20°C, au remplissage de l'installation, l'eau pénètre très légèrement dans le vase (et que la pression au point haut reste supérieure à la pression atmosphérique).

b) Lorsque l'installation sera à sa température maximale de fonctionnement, il faut que toute l'eau de dilatation ait pénétré dans le vase avec une augmentation de pression inférieure à celle de tarage de la soupape.

c) Au retour à 20°C, toute l'eau du vase doit retourner librement dans l'installation et la pression dans le circuit doit reprendre sa valeur d'origine.



Pour remplir la condition b, il faut bien entendu que le volume utile du vase soit suffisamment grand.

Pour obéir aux conditions a et c, la bonne pression de gonflage du vase est *environ* la même que celle de remplissage du circuit, c'est à dire la hauteur géométrique qui sépare le vase du point le plus haut de l'installation + une marge de sécurité. Dans notre exemple, cette pression est de 1 bar afin qu'au moment du remplissage de l'installation à 1,1 bar une petite réserve d'eau pénètre dans le vase.

B) Comment effectueriez-vous le contrôle de la pression d'un vase déjà installé ?

Avant toute chose, le moment idéal pour régler la pression d'azote à la bonne valeur, c'est lorsque le vase est déconnecté ou que l'installation ne contient pas d'eau : il est en effet impossible de contrôler la pression d'azote d'un vase sur un circuit en fonctionnement !

Il est en effet évident que de chaque côté de la membrane du vase il y a exactement la même pression. Si on mesurait la pression coté azote sur un vase en service, on retrouverait exactement la même pression que celle indiquée par le manomètre placé sur l'eau. Comme cette pression varie en fonction de la température du circuit, il n'est pas possible de mesurer la pression de l'azote seul.

Sinon, il faut démonter le vase et donc vidanger partiellement l'installation jusqu'à ce que la pression de l'eau soit inférieure à celle de l'azote : le vase doit être vide d'eau avant tout contrôle. C'est une manipulation fastidieuse qui nécessite l'arrêt complet de l'installation, sa vidange partielle puis plus tard la remise en eau et les purges du circuit. C'est pourquoi on rencontre parfois une vanne d'isolement entre le vase et le circuit. Attention, si cette vanne existe, son volant doit impérativement être retiré en service normal pour éviter tout accident qui isolerait dangereusement le vase de l'installation.

Rappelez-vous qu'avant de mettre en eau n'importe quel circuit fermé, il est conseillé de vérifier auparavant la pression du vase. Vous gagnerez ainsi un temps très précieux. En effet, si vous devez par la suite vidanger l'installation (même partiellement), la remplir à nouveau et la purger pour contrôler le vase, vous vous en souviendrez !

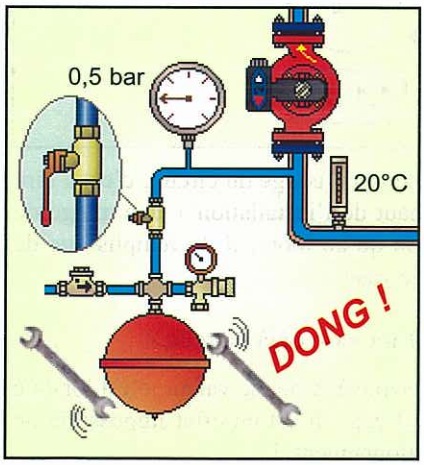
EXERCICE N°4.

Vous arrivez en dépannage sur l'installation de la page 564 qui fonctionnait correctement depuis plusieurs années. Vous constatez que la pression de l'eau au niveau du vase est de 0,5 bar. La hauteur géométrique entre le vase et le point le plus haut étant de 6 m, vous rajoutez de l'eau jusqu'à 1,1 bar (comme vous n'êtes pas un débutant, vous tenez compte de la marge de sécurité de 0,5 bar). A la mise en service, la température augmente mais la soupape crache très rapidement.
Quelle peut bien être la panne ?

Correction de l'exercice n°4

La pression anormalement faible indique un manque d'eau. Avant toute chose, vous faites le tour de l'installation et vous vérifiez toute trace de fuite d'eau : c'est une cause fréquente de ce type de panne.

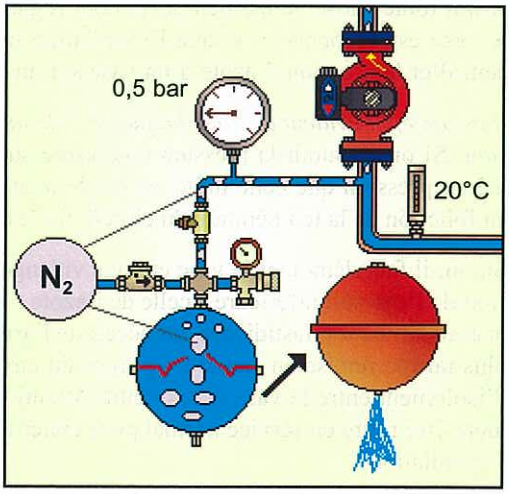
Après l'appoint d'eau jusqu'à 1,1 bar et la remise en fonctionnement, la pression monte très rapidement comme si le vase était trop gonflé. Pourtant, l'installation fonctionnait tout à fait normalement depuis plusieurs années et le vase ne s'est sûrement pas gonflé tout seul ! Quelqu'un est-il intervenu récemment ? Prenez l'habitude de discuter avec votre client dès votre arrivée sur le chantier : *il connaît probablement l'historique de son installation bien mieux que vous !*



Personne n'est venu récemment et un rapide contrôle vous permet de vérifier que l'éventuelle vanne d'isolement entre le vase et le circuit est bien ouverte. Vous laissez l'eau de l'installation se refroidir : ce ne sera pas long puisque la soupape s'était mise à cracher très rapidement.

En attendant, vous essayez de remuer le vase. Il vous semble très lourd, comme s'il était plein d'eau. *Vous le tapotez à l'aide d'une clé, et le bruit est anormal, très sourd (faites l'essai, en tapotant sur un vase vide, le son est beaucoup plus clair).*

Une dernière vérification s'impose. Vous appuyez sur la valve du vase, à ce moment, ce n'est pas de l'azote qui sort mais de l'eau : la membrane est percée ! L'azote est parti dans le circuit d'où il a été évacué par les purgeurs et le vase s'est complètement rempli d'eau.

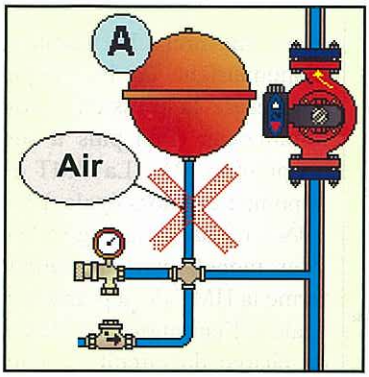


Une membrane percée ou déchirée est une panne peu fréquente, mais il faut savoir la reconnaître sans hésitation pour décider de remplacer le vase...

Attention, en dégonflant un vase, il se peut qu'un peu d'eau coule par la valve même si la membrane est en parfait état. En effet, si le vase a été gonflé à l'air comprimé non déshydraté, la vapeur d'eau contenue dans l'air peut tout à fait se condenser dans le vase. ***C'est pourquoi il est fortement recommandé de n'utiliser exclusivement que de l'azote pour gonfler les vases.***

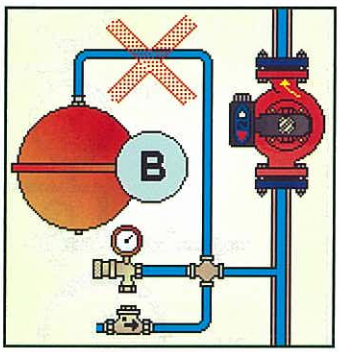
QUELQUES REMARQUES SUR LA POSITION DU VASE.

Le vase doit être monté verticalement avec son raccordement d'eau vers le haut comme nous l'avons dessiné sur tous les schémas précédents. Cela peut rendre plus difficile le contrôle de la pression car la valve est tournée vers le bas mais si la membrane est percée, comme nous venons de le voir, le diagnostic est plus facile.

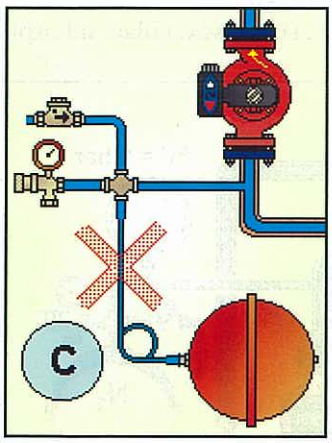


Quand le vase est monté valve en haut (**position A**, ci-contre) le tube de raccordement ne peut pas être purgé.

L'air piégé dans le vase peut alors occuper un volume non négligeable qui réduit d'autant le volume utile.



Même si le vase est bien monté valve en bas, (**position B**, ci-contre), la longueur du tube de raccordement doit être la plus courte possible et aucun siphon ou tracé de tube compliqué ne doit être susceptible de freiner la circulation de l'eau de dilatation.



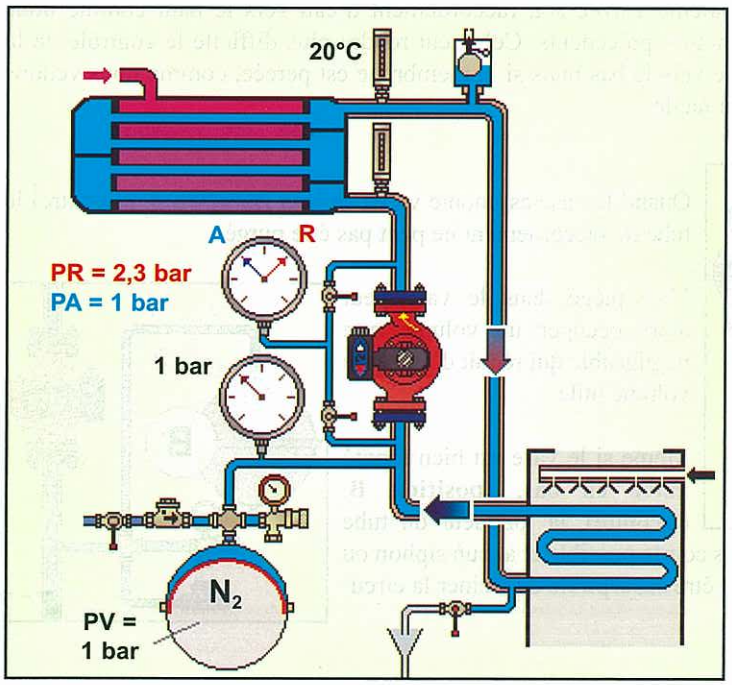
Il est possible de monter le vase horizontalement (**position C**, ci-contre) si la tuyauterie de raccordement est tournée vers le haut. Cependant, dans tous les cas de montage, le diamètre de ce tube doit être le même que le raccord du vase. Pour les mêmes raisons qu'en position B, il ne doit y avoir aucune réduction de diamètre sur la tuyauterie reliant le vase au circuit.

Toutes ces erreurs de montage peuvent provoquer des pertes de charge et des bouchons parasites susceptibles de gêner la circulation de l'eau vers le vase (quand l'eau du circuit se réchauffe) ou du vase vers le circuit (quand l'eau du circuit se refroidit). Si le volume de dilatation circule difficilement, on risque des ouvertures inutiles de la soupape !

Remarque : A chaque fois qu'une soupape crache, les problèmes sont multipliés par 4 s'il s'agit d'eau glycolée (bien entendu il est interdit de rejeter du glycol à l'égout, c'est pourquoi on trouve parfois un ballon de récupération sous la soupape). Ensuite, remettre de l'eau glycolée dans le circuit n'est pas une mince affaire ! Il faut utiliser une pompe (électrique ou manuelle selon la quantité) puisque le circuit est sous pression...

Après une demi-heure de fonctionnement pour homogénéiser le mélange, il faut contrôler le taux de glycol pour s'assurer que la protection contre le gel sera réellement efficace. Tout ceci pouvant être évité si le vase fonctionne correctement, il est préférable d'être particulièrement vigilant avec les circuits d'eau glycolée !

LE VASE PEUT-IL ÊTRE PLACÉ AU REFOULEMENT DE LA POMPE ?



Reprenons notre circuit condenseur avec une tour indirecte. Mettons la pompe en fonctionnement et analysons les pressions obtenues à 20°C.

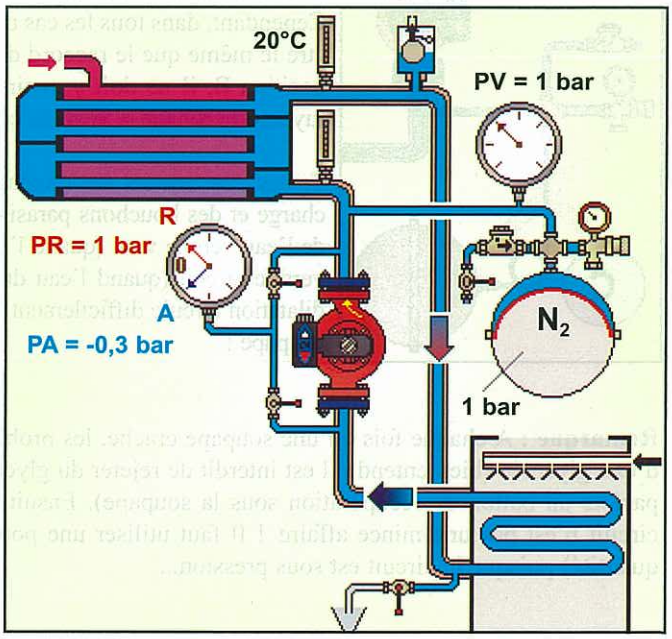
Pour mesurer la Hauteur Manométrique de la pompe, on mesure la pression à son refoulement (PR) puis à son l'aspiration (PA). La HMT de la pompe est alors égale à PR - PA = 1,3 bar (voir page 533). Pour rappel, dans un circuit fermé la HMT de la pompe est égale à l'ensemble des pertes de charge du circuit, *soit ici PdC du circuit = 1,3 bar.*

La différence de niveau entre le vase et le manomètre étant négligeable, la pression à l'aspiration de la pompe est égale à la pression du vase (PV), soit 1 bar : **si le vase est placé à l'aspiration de la pompe, la pression lue au manomètre d'aspiration est égale à la pression du vase d'expansion.**

A présent, plaçons le vase au refoulement de la pompe. PR indiquera la pression du vase, c'est à dire 1 bar. Mais, le circuit n'a pas changé et ses PdC sont toujours égales à 1,3 bar.

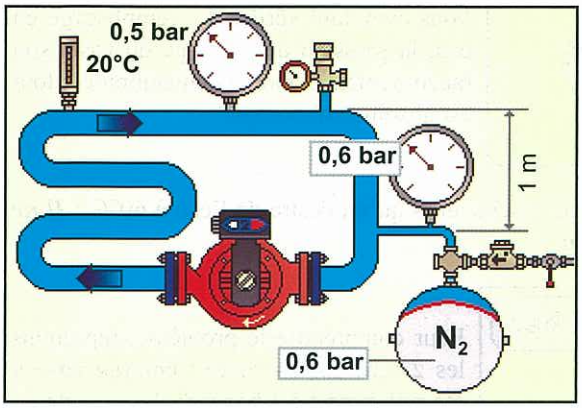
Comme cette valeur est également la HMT de la pompe, le manomètre d'aspiration PA indiquera alors 1 bar - 1,3 bar = *-0,3 bar !*

La pression à l'entrée de la pompe devient alors inférieure à la pression atmosphérique, ce qui est inacceptable (voir page 683).



Si le circuit est étanche à l'eau, il ne l'est pas forcément à l'air dont les molécules sont plus petites. On risque donc des entrées d'air parasites par les multiples joints (pompe, vannes...etc) avec tous les problèmes qui en résultent.

D'autre part, la pompe risque de caviter et cela d'autant plus que l'eau sera chaude (voir : *la cavitation des pompes, page* 542). En plus, si la pompe est un circulateur (ce qui est très probable sur un circuit fermé), le rotor est immergé et ses paliers sont « lubrifiés » par un film d'eau. Des bulles d'air en trop grand nombre risquent de s'immiscer dans le film d'eau et de provoquer un grippage.

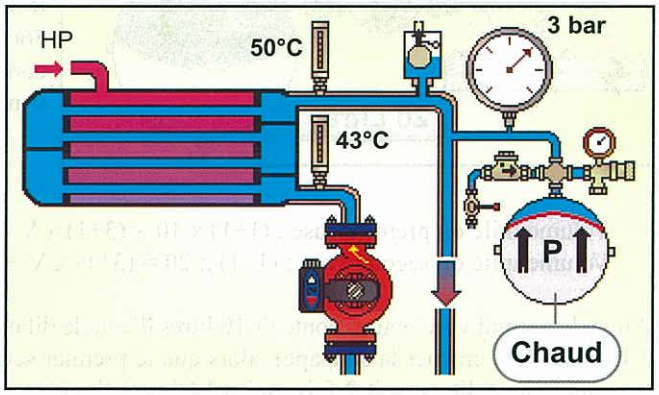


C'est pourquoi la plupart des constructeurs recommandent une pression minimale de 0,5 bar à l'aspiration de leurs circulateurs.

En conclusion, c'est le vase qui donne le point de pression neutre dans un circuit fermé. Il faut toujours le positionner à l'aspiration de la pompe. Ainsi, si le vase est gonflé par exemple à 0,6 bar, *la pression du circuit sera de 0,6 bar au point de raccordement du vase.* Toutes les autres pressions seront déduites de ce point neutre, par exemple un manomètre placé 1 m plus haut indiquera 0,5 bar.

LE VASE PEUT-IL ÊTRE PLACÉ A LA SORTIE DU CONDENSEUR ?

A la sortie du condenseur la température de l'eau peut dépasser 50°C, par exemple à cause d'un manque de débit.



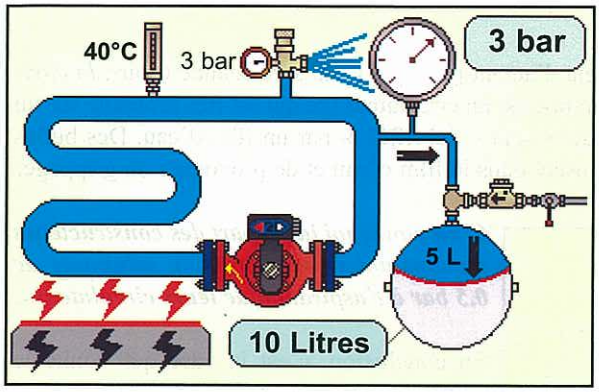
Si on place le vase à cet endroit, quand la température de l'eau augmentera, la dilatation fera pénétrer dans le vase *l'eau la plus chaude du* circuit.

Au travers de la membrane, l'eau chaude réchauffera l'azote qui se dilatera à son tour en provoquant une légère augmentation de la pression !

Ainsi, l'eau chaude qui entre dans le vase comprime l'azote, lequel se comprime encore davantage à cause de la température. La pression de l'azote risque alors d'augmenter jusqu'à atteindre la pression de tarage de la soupape : **on se trouve devant un cas similaire à un vase trop gonflé.**

C'est pourquoi le raccordement du vase se fait généralement à l'aspiration de la pompe et à l'endroit le plus froid du circuit. Il faut toujours essayer de concilier ces 2 obligations.

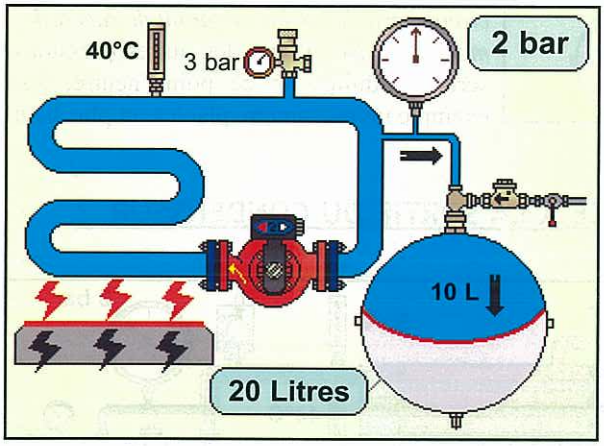
ET SI LE VASE EST TROP GRAND OU TROP PETIT ?



Sur l'installation ci-contre, il est prévu que l'eau puisse chauffer jusqu'à 60°C mais dès 40°C, la pression atteint 3 bar et la soupape crache.

Vous avez tout vérifié. Le remplissage en eau, la pression de gonflage du vase, son raccordement et même sa membrane : tout est absolument correct.

Quand la température monte à 40°C la soupape crache alors qu'on désire de l'eau à 60°C : ***Il ne reste plus que l'hypothèse d'un vase trop petit.***



Pour comprendre le problème, reprenons les 2 schémas ci-contre : **chaque vase a été pré-gonflé à 1 bar** mais la capacité du premier est de 10 litres alors que celle du second est de 20 litres (dans les 2 cas, la soupape de sécurité est tarée à 3 bar).

Refaisons le petit calcul déjà utilisé page 566 qui utilise la loi de Mariotte : PV = constante (pour rappel, les pressions doivent être exprimées en valeurs absolues).

Volume utile du premier vase : (1+1) x 10 = (3+1) x V ⇒ V d'azote = 20 / 4 = 5 litres.
Volume utile du second vase : (1+1) x 20 = (3+1) x V ⇒ V d'azote = 40 / 4 = 10 litres.

Ainsi, le second vase pourra contenir 10 litres d'eau de dilatation avant d'atteindre une pression de 3 bar (qui fera cracher la soupape), alors que le premier sera à 3 bar dès que le volume de dilatation atteindra 5 litres, soit 2 fois moins ! C'est à l'évidence le problème de notre installation. Le volume de dilatation atteint déjà 5 litres à 40°C, la pression monte à 3 bar et la soupape crache : le vase est bien trop petit !

On voit nettement que plus le vase est surdimensionné, plus sa capacité utile est grande et moins il y a de risques de rencontrer un problème quand l'eau monte en température.

En résumé, un vase d'expansion n'est jamais trop grand.

Comment éviter ce genre d'erreur ?

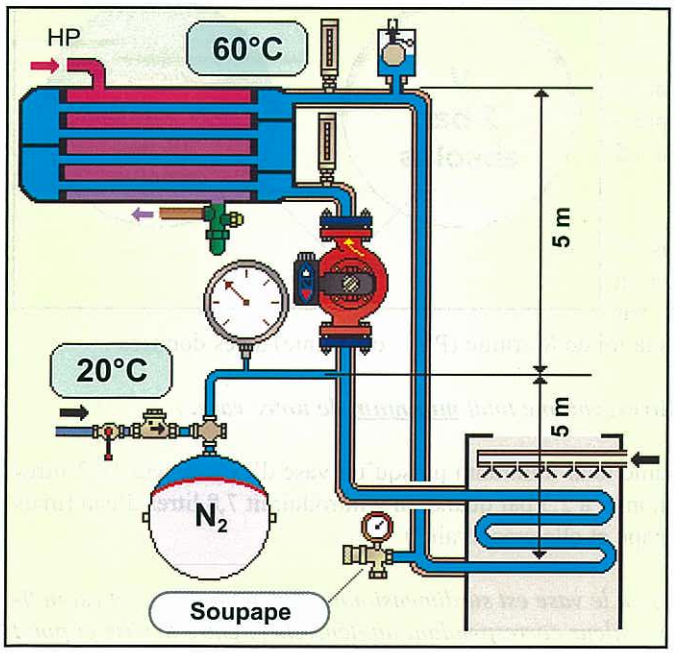
a) Si la contenance totale en eau du circuit a été sous estimée, le volume d'expansion calculé sera trop faible. Il faut comptabiliser absolument toutes les contenances : échangeurs, tubes, bouteilles, etc..., ce qui est long et fastidieux. *Notez qu'un très bon moyen de connaître la contenance en eau d'une installation est de relever le compteur d'eau de ville avant et après le remplissage.*

b) Si la température maximale de fonctionnement est sous estimée, le volume d'expansion sera calculé trop faible. Par exemple si l'on considère un échauffement maximum à 40°C pour le calcul du vase et que les conditions de fonctionnement nous amènent parfois jusqu'à 60°C, le vase installé sera beaucoup trop petit car la dilatation augmente très rapidement avec la température.

c) Si le circuit fonctionnait avec de l'eau pure et qu'ensuite, pour se protéger du gel, on rajoute du glycol. Le volume de dilatation du mélange se trouve augmenté d'environ 20%, selon la concentration en glycol, et le vase devient trop petit !

Bien connaître le fonctionnement du vase d'expansion (cet appareil si simple et à la fois si compliqué), comprendre les pannes qui s'y rattachent, c'est à coup sûr éviter beaucoup d'ennuis répétitifs sur les circuits hydrauliques : manque de débit, coupures HP, BP ou antigel des compresseurs, cavitation et destruction des pompes, corrosions diverses, entartrage, embouage, etc..

EXERCICE DE CALCUL D'UN VASE D'EXPANSION



Pour clore ce chapitre, calculons le vase d'expansion de notre installation à tour indirecte. Les conditions sont les suivantes :

Contenance en eau du condenseur = 40 litres.

Contenance de l'échangeur de la tour = 60 litres

Il y au total 40 m de tube de diamètre 80 / 90 mm.

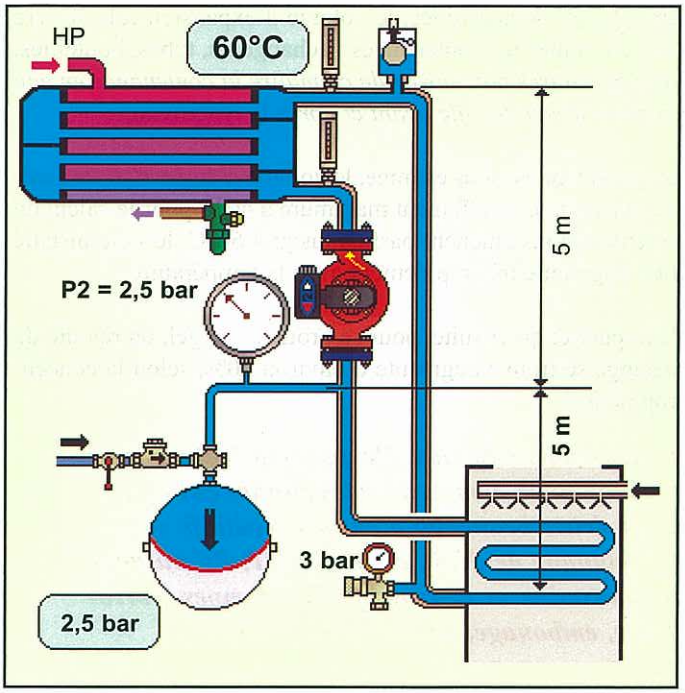
Température maximale de fonctionnement = 60°C.

L'eau étant glycolée à 30%, la dilatation entre 20°C et 60°C sera égale à 2,6% de la contenance totale.

La soupape est tarée à 3 bar mais elle est installée 5 m en-dessous du vase.

Calculons la contenance en eau de l'installation :

Volume d'eau glycolée dans les tubes = $40 \times \pi \times 0{,}08^2 / 4 = 0{,}2\ m^3 = 200$ litres
Volume total dans l'installation = 200 (tubes) + 40 (condenseur) + 60 (tour) = 300 litres
Volume utile de dilatation Vu = 300 x 2,6% = 7,8 litres



Pression de gonflage du vase = 5 m (cote entre le piquage du vase et le point le plus haut) + 5 m (marge de sécurité) = 10 mCE soit 1 bar.

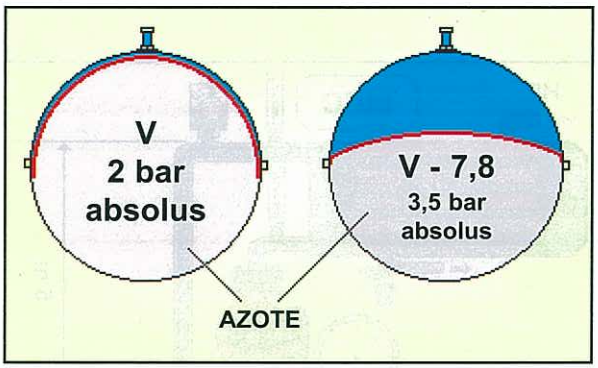
Pression maximale du vase à 60°C = 3 bar (tarage de la soupape) - 0,5 bar (dénivelé entre le vase et la soupape) = 2,5 bar.

Attention : lorsque la pression à la soupape sera de 3 bar, la pression du vase sera de 2,5 bar puisqu'il se trouve 5 m au-dessus.

Ainsi, quand notre vase pré-gonflé à 1 bar (2 bar absolus) contiendra les 7,8 litres d'eau de dilatation, sa pression ne devra pas atteindre 2,5 bar (3,5 bar absolus) sous peine de faire cracher la soupape.

Appelons V le volume total du vase, vide d'eau et pré-gonflé à 1 bar (soit 2 bar absolus).

Quand les 7,8 litres d'eau provenant de la dilatation pénétrerons dans le vase, la pression ne devra pas dépasser 2,5 bar (soit 3,5 bar absolus).



Le volume V d'azote à 2 bar absolus va être comprimé au volume V - 7,8 et sa pression ne devra pas dépasser 3,5 bar absolus. Appliquons une nouvelle fois la loi de Mariotte (PV = constante) à ces données :

2 x V = 3,5 x (V - 7,8) ⇒ **V = 18,2 litres,** ***volume total <u>minimum</u> de notre vase.***

Comprenez bien qu'il s'agit d'un volume total minimum puisqu'un vase d'exactement 18,2 litres pré-gonflé à 1 bar verrait sa pression monter à 2,5 bar quand on y introduirait 7,8 litres d'eau (mais à 2,5 bar au vase, il y a 3 bar à la soupape et elle cracherait !)

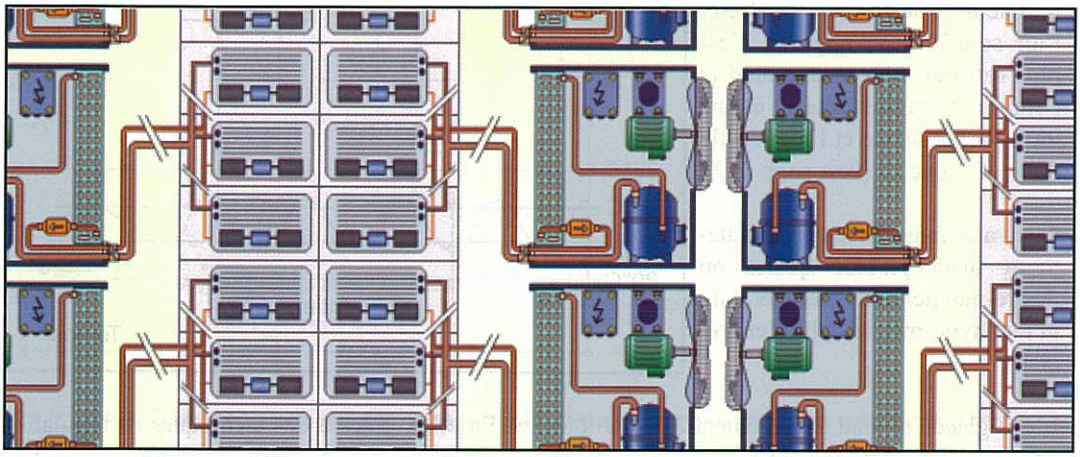
Remarque : *dans le cas (souhaitazble) où le vase est surdimensionné d'au moins 25%, il est judicieux de régler la pression d'azote à la valeur correspondant au dénivelé H entre le vase et point le plus haut. L'installation étant froide, on remplit alors le circuit en eau à une pression correspondant à H + 5 m.* Ainsi, la pression en haut du circuit sera bien égale à 0,5 bar et l'on dispose en plus d'une réserve d'eau dans le vase.

Pour les circuits d'eau glacée, voir page 650.

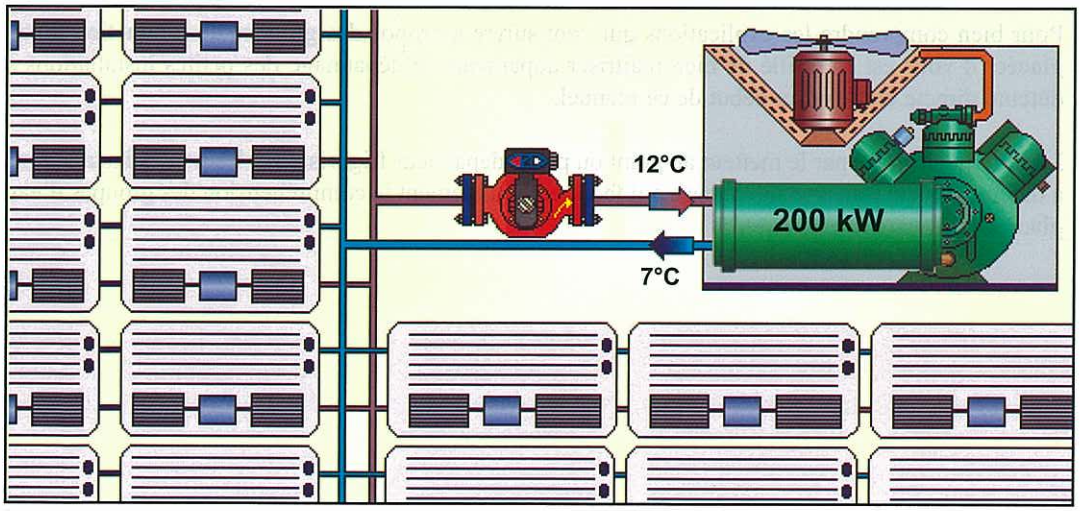
POURQUOI UTILISER DE L'EAU GLACÉE ?

Avant d'étudier les groupes de production d'eau glacée, il peut être utile de rappeler l'objectif de ces appareils. Supposons que l'on doive entièrement climatiser un immeuble de bureaux de 10 étages (voire plus), qui nécessite une puissance frigorifique Φo de 200 kW. Quelles solutions aurions-nous à notre disposition ?

1) Installer une multitude d'appareils à détente directe : installer plusieurs centaines de climatiseurs monoblocs de type " Windows" encastrés dans les murs extérieurs ou les fenêtres serait à l'évidence très laid et poserait de gros problèmes de maintenance. Par ailleurs, installer des " split-system " ou des " multi-splits " (en terrasse ou sur une pelouse), relier les unités intérieures et extérieures par des tuyauteries (liquide et d'aspiration) aussi longues que nombreuses, créatrices de perte de charge et de fuites de fluide frigorigène n'irait guère dans le sens de la réduction des émissions de réfrigérant dans l'atmosphère et pourrait soulever de nombreux autres problèmes.



2) Installer un réseau d'eau glacée



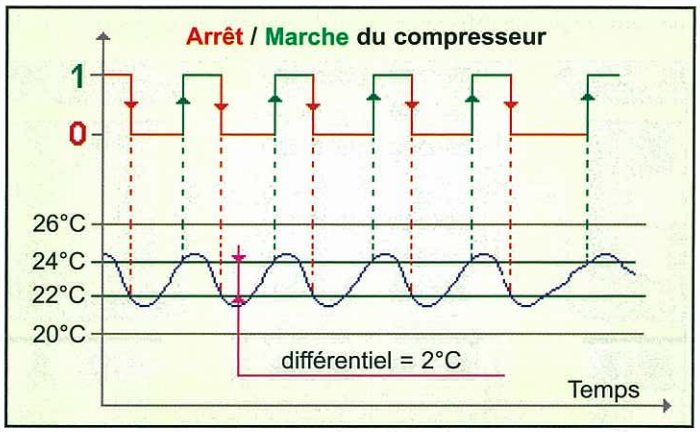
Le transport de l'énergie frigorifique par de l'eau glacée ne nécessite que 2 tuyauteries calorifugées d'une section sensiblement identique à la détente directe. L'eau est un fluide neutre, pas cher et non polluant. Les techniques de distribution et de régulation sont parfaitement maîtrisées. Du reste, de plus en plus d'installations de froid de type "supermarchés" utilisent la solution eau glycolée pour leurs chambres froides positives au lieu de la solution à détente directe.

Des exemples très concrets parmi des milliers d'autres justifient cette solution. Les milliers de bureaux et les grands magasins de grands centres urbains (comme La Défense à Paris ou La Part Dieu à Lyon) sont connectés sur un réseau d'eau glacée souterrain relié à une " usine de production centralisée ". La taille des compresseurs est alors beaucoup plus importante et ces machines peuvent être équipées de sécurités et de régulations très sophistiquées. Bien sûr, la maintenance de ces machines doit être effectuée par des spécialistes.

3) Problème de la régulation en détente directe.

Quand le compresseur d'un climatiseur traditionnel s'arrête, l'air soufflé par l'appareil n'est plus refroidi. Plus tard, quand le compresseur redémarre, il donne toute sa puissance et l'air soufflé devient " glacé " (voir page 219).

Ces variations deviennent totalement inacceptables quand on désire maintenir une température et une hygrométrie stables et précises.

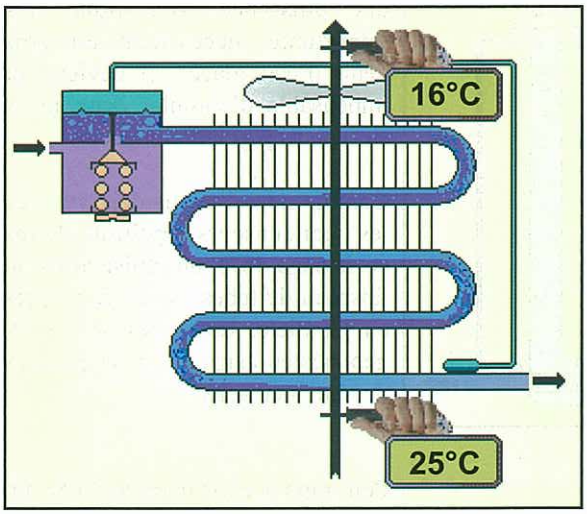


L'eau glacée répond parfaitement à ces problèmes. En effet, grâce à des techniques de régulation éprouvées et d'une très grande fiabilité, la quantité exactement nécessaire d'eau glacée (selon la demande de chaque local) peut être dirigée vers une multitude de batteries froides avec une souplesse de la régulation qui n'est pas envisageable en détente directe.

Pour bien comprendre les explications qui vont suivre à propos des groupes de production d'eau glacée, il vous est conseillé de bien maîtriser auparavant le dépannage des petites installations à détente directe étudiées au début de ce manuel.

La pratique acquise par le metteur au point ou par le dépanneur frigoriste sur les petites installations à détente directe sera une solide base qui facilitera grandement la compréhension des groupes d'eau glacée.

L'ÉVAPORATEUR A EAU GLACÉE

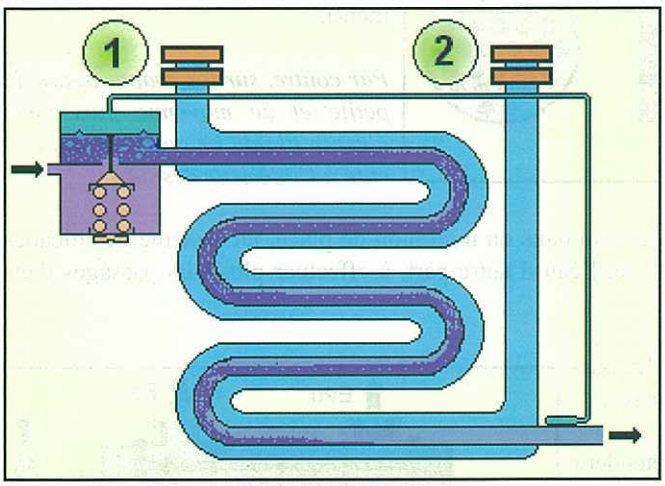


Imaginer « l'intérieur » d'un évaporateur permet de mieux comprendre son fonctionnement.

Sur un évaporateur refroidisseur d'air à détente directe, il est très important de respecter le sens de l'air pour obtenir simultanément une surchauffe stable et un bon remplissage en fluide frigorigène de l'évaporateur.

C'est pourquoi l'air chaud passe d'abord sur les ailettes du côté du tube d'aspiration afin d'optimiser la surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène qui sortent de l'évaporateur.

Notez également que l'air circule à « contre-courant » du fluide frigorigène pour optimiser l'échange de chaleur (*voir page 284*).



Sur le schéma ci-contre, nous avons représenté l'évaporateur à eau glacée le plus simple que l'on puisse rencontrer, constitué de deux tubes concentriques

Le fluide frigorigène circule à l'intérieur du tube central exactement comme il le ferait dans les tubes d'un évaporateur à air.

L'eau à refroidir circule dans l'espace annulaire entre les 2 tubes.

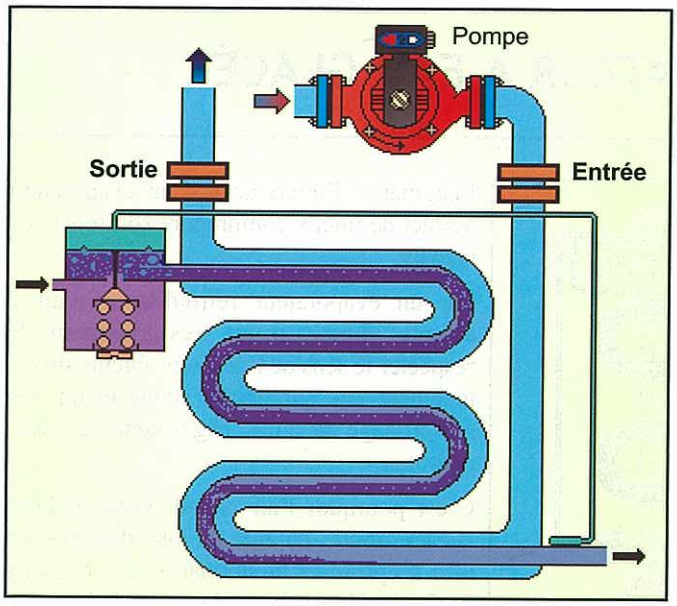
A propos, selon vous, l'eau entre dans l'évaporateur en 1 ou en 2 ?

Le fluide frigorigène s'évapore dans le tube central. Cependant, l'eau en circulation autour de ce tube ne passe pas dans n'importe quel sens.

En effet, les mêmes problèmes se posent qu'avec un évaporateur à air : il faut optimiser la zone de surchauffe et circuler à contre-courant.

C'est pourquoi l'eau la plus chaude pénétre du coté de la zone de surchauffe, c'est à dire en 2.

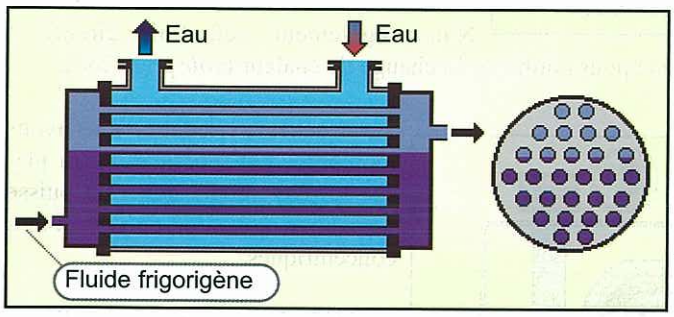
Notez qu'ainsi l'eau circule également à contre-courant du fluide frigorigène, ce qui permet à l'évaporateur de donner sa puissance optimum.



Le schéma ci-contre vous indique le sens de circulation de l'eau à respecter.

Cependant, lorsqu'il faut installer une puissance frigorifique très importante, nécessitant un gros débit d'eau glacée, il deviendrait impensable d'enrouler deux tubes sur une trop grande longueur.

Comme nous l'avons déjà vu avec les condenseurs multitubulaires (voir page 487), on utilise alors un faisceau de tubes en cuivre montés en parallèle. Les tubes sont dudgeonnés en usine sur « les plaques de tête » en acier.

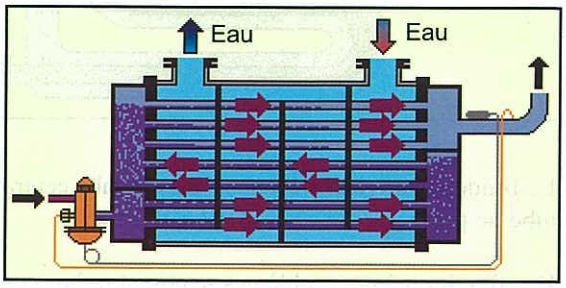


Pour rappel, c'est toujours l'eau qui circule à l'intérieur des tubes des condenseurs (entre autre, cela permet de les nettoyer plus facilement).

Par contre, sur les évaporateurs de petite et de moyenne puissance, c'est le Fluide Frigorigène qui circule à l'intérieur des tubes.

Pour que l'échange de chaleur soit optimum dans un minimum de place, un système de chicanes oblige le fluide frigorigène d'une part, et l'eau d'autre part, à effectuer plusieurs passages dans l'évaporateur.

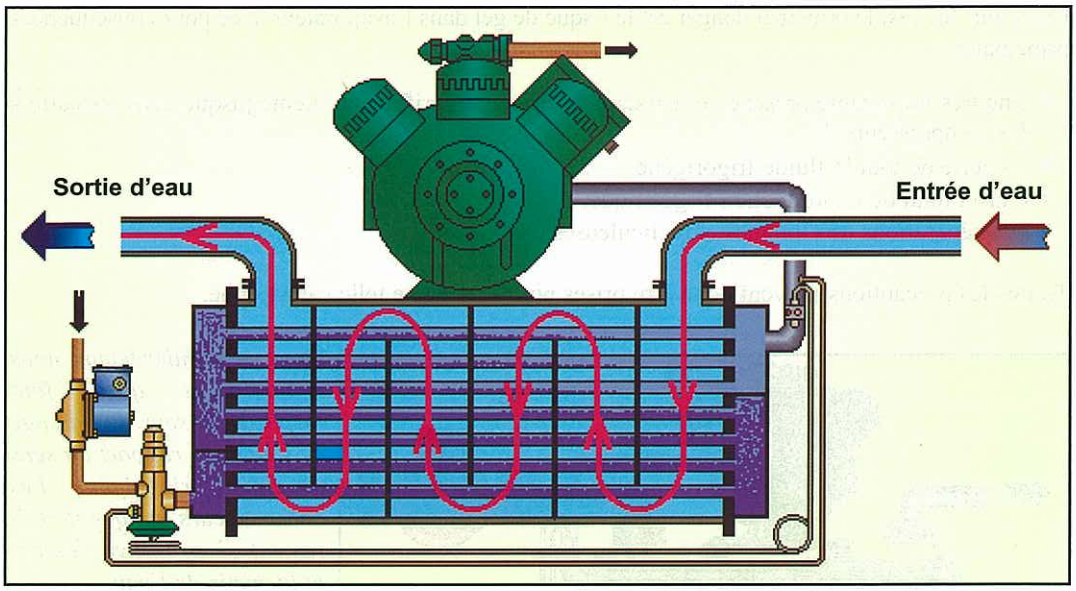
Les tubes sont regroupés par lot, appelés passes : L'évaporateur ci-contre fait 3 passes.



Le fluide frigorigène qui sort du détendeur pénètre dans les tubes de la première passe.

Au fur et à mesure de l'évaporation du liquide, il y a de plus en plus de vapeurs qui occupent un volume de plus en plus important (voir page 11).

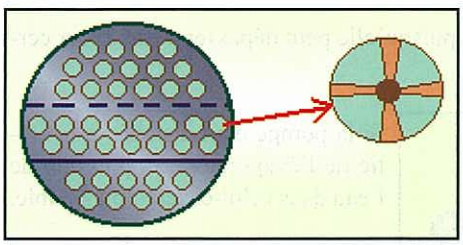
Pour éviter une trop grande vitesse des gaz dans les tubes (et donc une trop grande perte de charge), le nombre de tubes par passe augmente quand on s'approche du collecteur d'aspiration...



L'eau est dirigée par des chicanes qui soutiennent simultanément les tubes. Elle balaye les tubes perpendiculairement comme schématisé ci-dessus. Si vous ouvrez un jour un évaporateur multitubulaire (par exemple à la suite du gel d'un ou de plusieurs tubes), observez la densité des tubes et le faible passage réservé à l'eau. L'évaporateur peut contenir plus de 200 tubes très rapprochés. Cela permet de réduire son encombrement mais cela lui donne aussi toute sa fragilité au gel !

Respecter le bon débit d'eau glacée sur un évaporateur est primordial. Un débit d'eau trop faible crée des poches et des zones où l'eau circule mal : c'est dans ces zones mal irriguées que le gel est le plus à redouter.

On positionne le bulbe du détendeur à la sortie de l'évaporateur, sur la tuyauterie qui collecte les vapeurs surchauffées. Pour que la surchauffe soit bien réelle et que le détendeur fonctionne parfaitement, **il faut que l'eau la plus chaude rentre du coté où sortent les vapeurs de Fluide Frigorigène.** L'échange à « contre-courant » donnera toutes les conditions de bon fonctionnement de la machine frigorifique.



Remarque : Pour augmenter le coefficient d'échange entre l'eau et le fluide frigorigène, les tubes de l'évaporateur sont rainurés à l'intérieur ou possèdent des turbulateurs. En contre partie, cette technique ne facilite pas les retours d'huile si le compresseur est en réduction de puissance (l'arrêt par tirage au vide (*étudié page 206*) sera alors nécessaire).

OU DOIT-ON PLACER LA POMPE A EAU GLACÉE ?

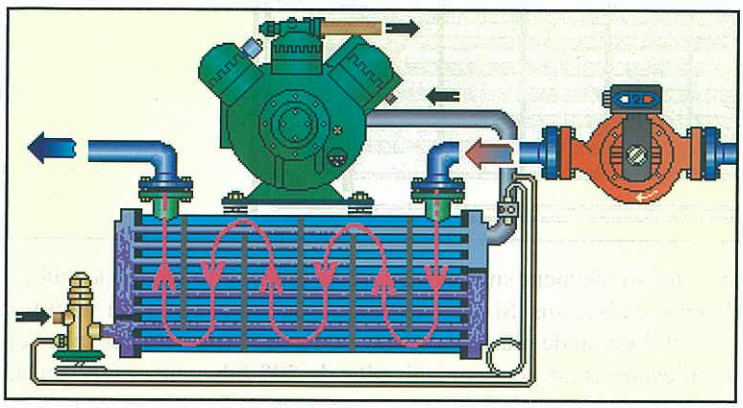
En préambule, il convient de rappeler certaines règles réglementaires de montage qui donneront l'assurance d'un bon fonctionnement, si elles sont respectées.

C'est pourquoi, à l'aide du schéma ci-après, nous allons maintenant rappeler ces règles essentielles d'implantation des composants hydrauliques...

Dans tous les cas, le principal danger est le risque de gel dans l'évaporateur avec pour conséquences principales :

- Une très importante présence d'eau dans le circuit frigorifique et même jusque dans les carters des compresseurs !
- La perte de tout le fluide frigorigène.
- L'arrêt total de la production frigorifique.
- Des réparations très longues et méticuleuses.

Toutes les précautions doivent donc être prises pour éviter une telle catastrophe.



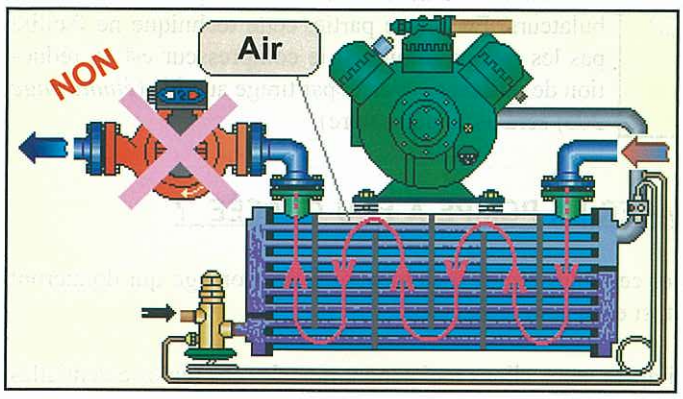
Dans un premier temps, nous rappellerons qu'il faut respecter le sens de passage de l'eau par rapport au sens du fluide frigorigène. Les constructeurs indiquent clairement où se trouve l'entrée et la sortie de l'eau.

La pompe doit être installée sur l'entrée d'eau dans l'évaporateur. On ne doit trouver aucune vanne de régulation ni aucune dérivation entre la pompe et l'entrée de l'évaporateur.

Premier impératif : Le débit d'eau doit être impérativement constant dans l'évaporateur.

Pour que le débit d'eau irrigue parfaitement tous les tubes, la pompe doit « pousser » dans l'évaporateur. Ainsi, l'eau sous pression qui balaye l'évaporateur de haut en bas puis de bas en haut facilite l'évacuation d'éventuelles poches d'air. Cela permet de limiter le danger de gel dans des poches stagnantes.

La perte de charge d'un évaporateur peut être importante puisqu'elle peut dépasser 4 mCE sur certains modèles.

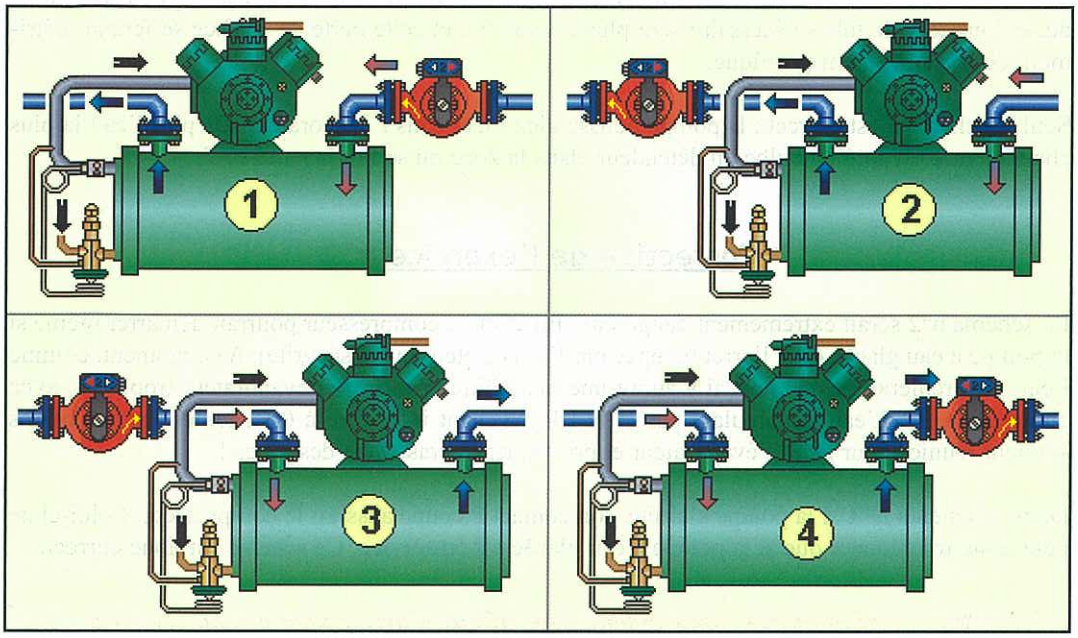


Si la pompe était installée à la sortie de l'évaporateur, la pression de l'eau dans celui-ci serait plus faible.

Cela favoriserait le dégazage des micro-bulles d'air dissoutes dans l'eau et accentuerait les risques de créer des poches d'air. Le débit d'eau pourrait chuter et dans certains cas critiques, la pompe pourrait même caviter.

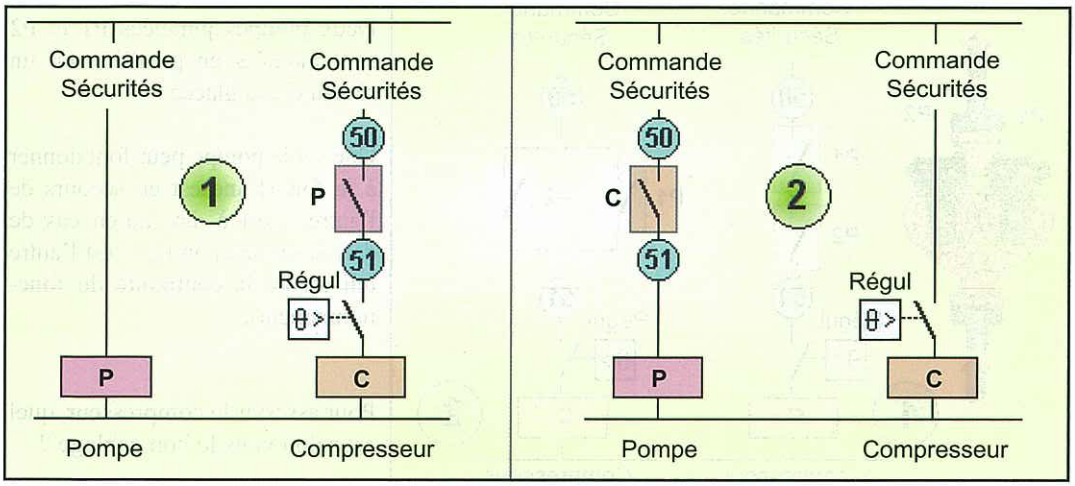
EXERCICE n°1

Sur certains évaporateurs, l'entrée et la sortie du fluide frigorigène se trouvent du même côté. Quel serait alors le meilleur schéma de raccordement ?



EXERCICE n°2

Les constructeurs prévoient dans la commande électrique du groupe frigorifique deux bornes reliées par un shunt qu'il faut retirer lors de la mise en service (par exemple les bornes 50 et 51). A la place du shunt, on raccorde un contact d'asservissement (ou plusieurs). A votre avis quel est le bon schéma de câblage ?



Correction pages suivantes...

Correction de l'exercice n°1

La pompe aspire l'eau dans l'évaporateur sur les schémas 2 et 4 : c'est inacceptable.
Dans le schéma 1, la pompe pousse bien l'eau dans l'évaporateur mais l'entrée d'eau tiède ne se trouve pas dans la zone de surchauffe des vapeurs. La surchauffe étant assurée par l'eau la plus froide, la longueur de tubes nécessaire sera plus importante et cette perte de surface se fera au détriment de la puissance frigorifique.

Seul le schéma 3 est correct : la pompe pousse bien l'eau dans l'évaporateur. De plus l'eau la plus chaude entre du coté du bulbe du détendeur, dans la zone où se fait la surchauffe.

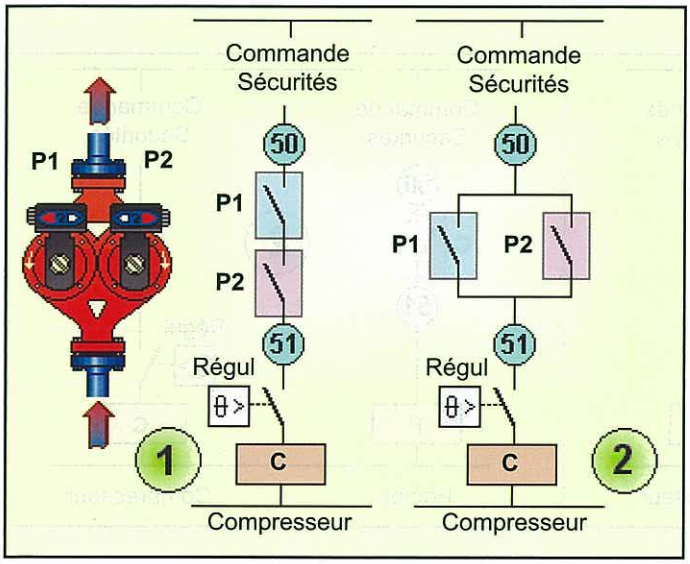
Correction de l'exercice n°2

Le schéma n°2 serait extrêmement dangereux. En effet, le compresseur pourrait démarrer même si la pompe à eau glacée est à l'arrêt (coupée par l'interrupteur ou en sécurité). A ce moment, comme l'eau ne circulerait pas du tout, il y aurait une magnifique panne de l'évaporateur trop petit, avec chute de la BP. L'eau ne circulant pas et la BP devenant inférieure à 0°C, toutes les conditions seraient réunies pour geler l'évaporateur et provoquer l'écrasement des tubes !

Dans le schéma N°1 si la pompe s'arrête, son contact P coupe aussitôt le compresseur. Celui-ci ne peut donc fonctionner que si la pompe à eau glacée est en service. Ce schéma est donc correct.

Vérifier que le compresseur frigorifique s'arrête bien dès qu'on arrête la pompe à eau glacée est un contrôle élémentaire à effectuer sur un groupe d'eau glacée.

EXERCICE n°3



Deux pompes jumelées P1 et P2 sont montées en parallèle sur un réseau d'eau glacée.

Une seule pompe peut fonctionner à la fois (l'une est en secours de l'autre, c'est à dire qu'en cas de défaut sur une pompe, c'est l'autre qui assure la continuité du fonctionnement).

Pour asservir le compresseur, quel est selon vous le bon câblage ?

Correction de l'exercice n°3

Une seule pompe fonctionnant à la fois, le compresseur doit pouvoir fonctionner si la pompe 1 **ou** si la pompe 2 est en service.

C'est donc nécessairement le schéma n°2, avec les contacts P1 et P2 en parallèle, qui est correct.

Avec le schéma n°1, les contacts P1 et P2 sont en série. Il faudrait donc que les 2 pompes fonctionnent en même temps pour permettre la mise en route du compresseur !

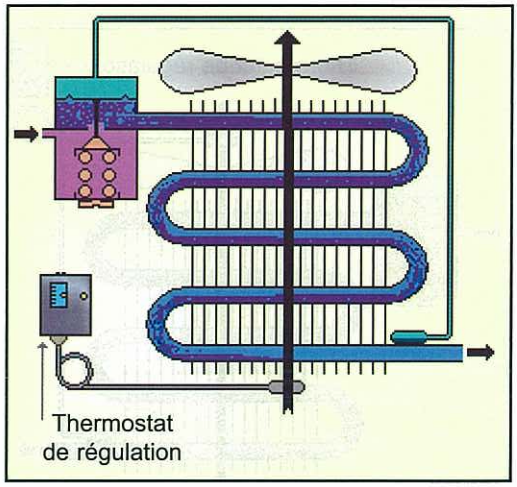
LA POMPE EAU GLACÉE DOIT-ELLE FONCTIONNER EN PERMANENCE ?

Revenons à un évaporateur refroidisseur d'air. Où place-t-on le thermostat de régulation qui commande le compresseur ?

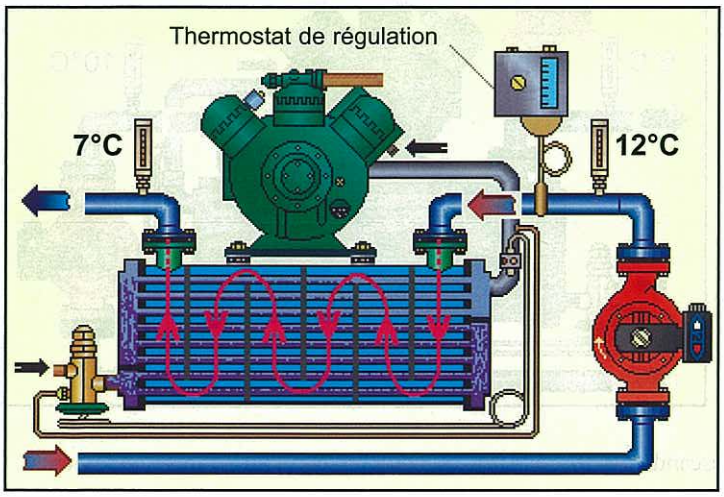
Puisque c'est la température ambiante du local que l'on désire contrôler, le thermostat peut se trouver soit en ambiance, soit sur l'entrée d'air de l'évaporateur.

Pour que le bulbe du thermostat mesure effectivement une température représentative de l'ambiance, il faut que l'air du local soit brassé en permanence, surtout quand il s'agit d'un grand volume.

C'est pourquoi, en climatisation, le ventilateur de l'évaporateur fonctionne en permanence pour assurer un bon brassage de l'air.



Dans un groupe de production d'eau glacée, il est important de bien comprendre que le bulbe du thermostat de régulation doit obligatoirement mesurer la température de l'eau glacée, puisque c'est de l'eau que l'on refroidit et pas de l'air !



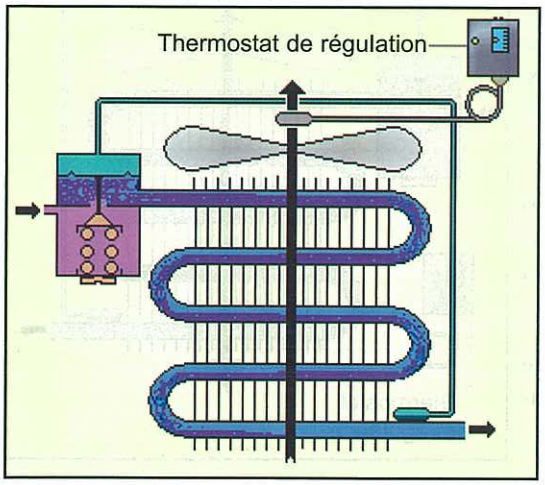
A présent, regardez le schéma de principe ci-contre et essayez d'imaginer ce qui se passerait si la pompe à eau glacée s'arrêtait en même temps que le compresseur.

Solution page suivante.

Le bulbe du thermostat mesure la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur. Si la pompe à eau glacée s'arrêtait en même temps que le compresseur, l'eau s'arrêterait aussitôt de circuler. Le bulbe mesurerait alors la température de l'eau qui stagne dans le tuyau où il se trouve. A la limite, si la tuyauterie était parfaitement calorifugée, la température du bulbe ne remonterait jamais et le thermostat ne réenclencherait jamais ! Alors qu'on attend que la température du bulbe remonte afin de réenclencher le compresseur, il n'y aurait plus du tout de distribution d'eau glacée dans les locaux (puisque la pompe est à l'arrêt) et il n'y aurait donc plus de climatisation !

La pompe à eau glacée doit continuellement fonctionner pour que le bulbe du thermostat soit irrigué en permanence.

PEUT-ON PLACER LE THERMOSTAT SUR LA SORTIE D'EAU GLACÉE ?



Reprenons l'exemple ci-contre. Si vous placez le bulbe du thermostat dans l'air soufflé à la sortie de l'évaporateur, on peut prévoir de gros ennuis.

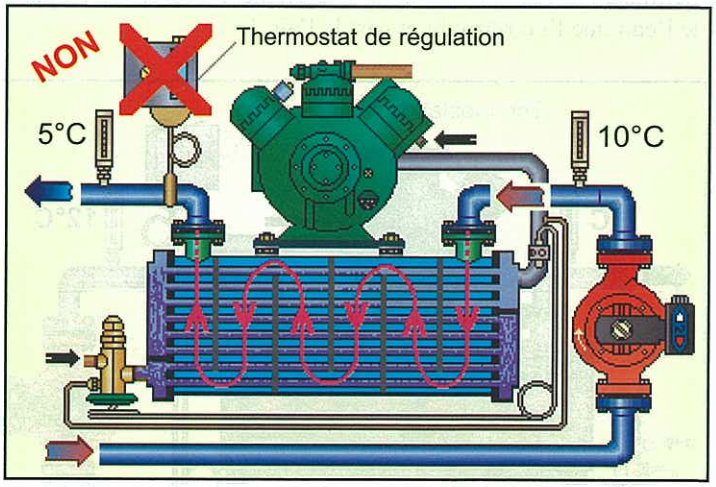
En effet, l'air sortant très froid de l'évaporateur, le thermostat coupe le compresseur.

Très rapidement, l'air qui sort n'étant plus refroidi, le compresseur redémarre. Très vite, l'air ressort glacé et le compresseur s'arrête de nouveau : le compresseur va court cycler en permanence !

Maintenant, sur un groupe de production d'eau glacée, plaçons le thermostat sur la sortie d'eau et réglons-le par exemple pour enclencher à 7°C et couper à 5°C.

Le compresseur est à l'arrêt et la température d'entrée et de sortie d'eau sont par exemple de 10°C.

Le thermostat enclenche donc le compresseur qui refroidit rapidement l'eau avec un $\Delta\theta$ tout à fait normal d'environ 5°C.



La température de sortie d'eau descandant à 10 - 5 = 5°C, le compresseur s'arrête très rapidement...

Mais la température d'entrée d'eau n'ayant pas changé, c'est de l'eau à 10°C qui continue à traverser l'évaporateur et qui arrive très rapidement sur le bulbe du thermostat : le compresseur redémarre donc aussitôt, et ainsi de suite !

Là encore, ce serait à coup sûr provoquer des courts cycles du compresseur. Si la machine est protégée par un dispositif anti courts-cycles (voir : *problème des courts cycles, page 211*) elle ne peut plus du tout produire de froid puisqu'elle passe le plus clair de son temps à l'arrêt.

A noter : La plupart des groupes d'eau glacée modernes sont équipés d'automates qui gèrent entièrement le fonctionnement de la machine. Sur de nombreux modèles actuels, la sonde de régulation se trouve sur la sortie d'eau de l'évaporateur, mais il s'agit alors d'une régulation numérique très sophistiquée programmée par le constructeur de sorte à éviter les phénomènes de pompage.

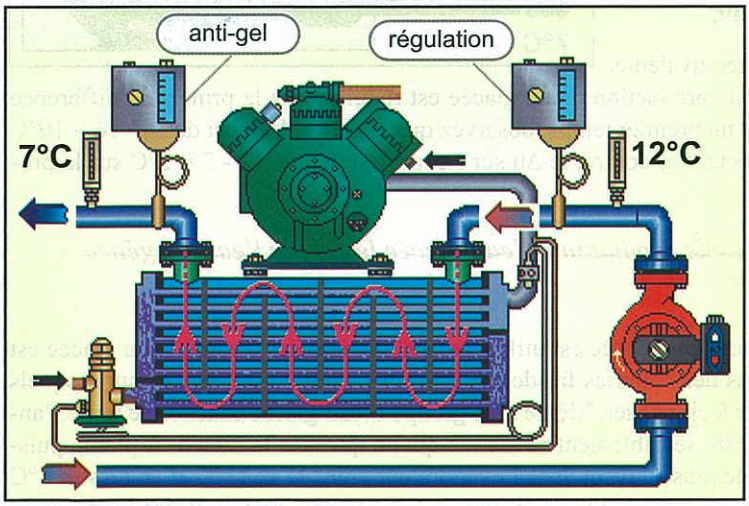
OÙ FAUT-IL PLACER LE THERMOSTAT ANTIGEL ?

Lorsqu'un incident quelconque (par exemple un manque de débit d'eau) provoque une diminution de la température de sortie d'eau, le thermostat antigel est le dernier rempart contre la pire des catastrophes : le gel de l'évaporateur !

Il est installé, généralement par le constructeur, sur la sortie d'eau (donc la plus froide), le plus près possible de l'évaporateur, souvent entre la bride de raccordement et l'enveloppe de l'évaporateur.

Le thermostat antigel est une sécurité essentielle qu'il ne faut jamais dérégler.

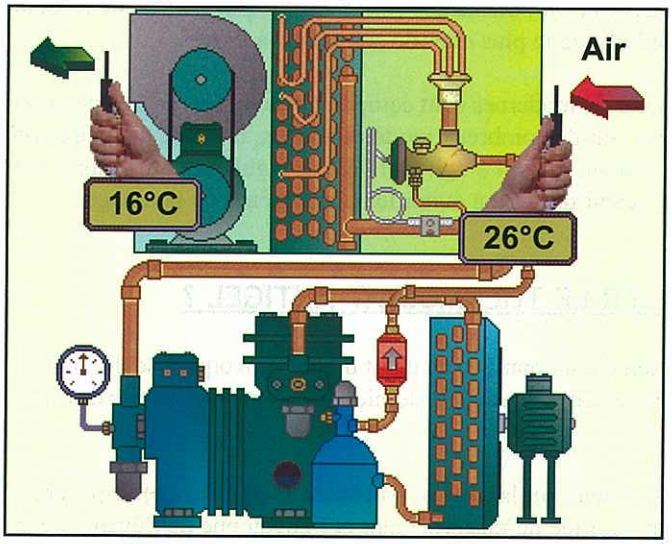
Pour éviter des courts cycles en antigel qui seraient catastrophiques, ces thermostats sont à réarmement manuel et en cas de coupure, l'intervention d'un technicien qualifié est obligatoire.



En effet, il ne suffit pas d'appuyer sur le bouton de réarmement, encore faut-il être capable de diagnostiquer l'origine du défaut (c'est souvent un problème hydraulique) et être ensuite assez compétent pour le corriger.

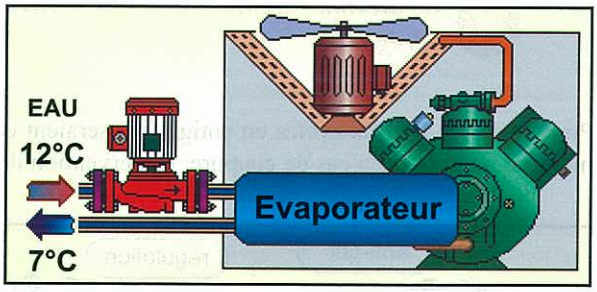
« Bidouiller » un thermostat antigel, c'est l'assurance de créer de gros problèmes très rapidement.

CONDITIONS NORMALES DE FONCTIONNEMENT DES REFROIDISSEURS DE LIQUIDE



Grâce à ce manuel et aux logiciels Frigodep et Frigodiag (si vous avez la chance de les utiliser), vous devriez posséder une bonne maîtrise du fonctionnement d'une petite centrale de climatisation à détente directe telle que celle représentée ci-contre.

Nous allons maintenant comparer les paramètres de fonctionnement de cette installation avec ceux d'un petit groupe de production d'eau glacée à condensation par air, tel que celui symbolisé ci-dessous.



Il y a des différences sensibles sur les températures de fonctionnement qui découlent de la conception des échangeurs.

En effet, la qualité de l'échange thermique entre un fluide frigorigène et l'eau peut être jusqu'à 10 fois supérieure à celle de l'échange entre ce fluide et l' air.

Ainsi, à puissance frigorifique équivalente, l'encombrement d'un groupe de production d'eau glacée est réduit. Mais la principale différence provient des $\Delta\theta$ obtenus : dans un premier temps, observez que le $\Delta\theta$ sur l'air est de 26 - 16 = 10°C sur l'installation à détente directe. Par contre, le $\Delta\theta$ sur l'eau n'est que de 12 - 7 = 5°C sur la production d'eau glacée.

Sur les centrales de production d'eau glacée le $\Delta\theta$ sur l'eau est généralement de 5°C.

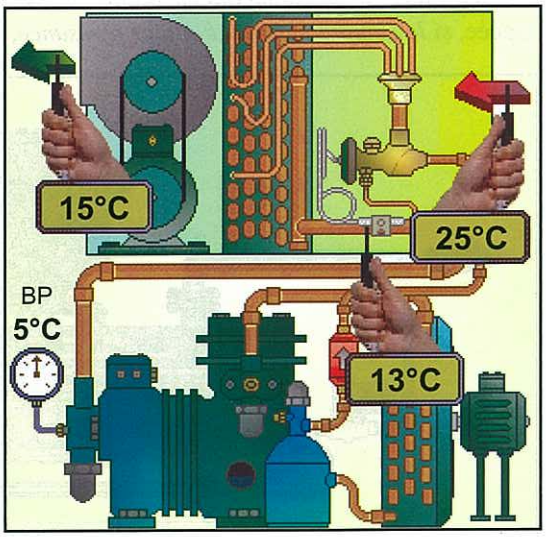
Bien entendu, quand un groupe d'eau glacée est utilisé pour climatiser des locaux, l'eau glacée est distribuée par des pompes dans des batteries froides ou dans des ventilo-convecteurs sur lesquels un ventilateur fait circuler l'air à climatiser. Même si le groupe d'eau glacée fonctionne toute l'année, la température de l'eau reste sensiblement constante quelle que soit la saison. A pleine puissance frigorifique, l'eau entre le plus souvent dans l'évaporateur entre 11 et 13°C et en ressort 5°C plus fraîche (c'est à dire entre 6 et 8°C). La température de l'eau variant peu, la Basse Pression du circuit frigorifique reste relativement stable.

Par contre, dans le cas d'un évaporateur à détente directe, certains paramètres (débit d'air, température, humidité) peuvent varier suffisamment au cours de l'année pour influencer fortement la BP.

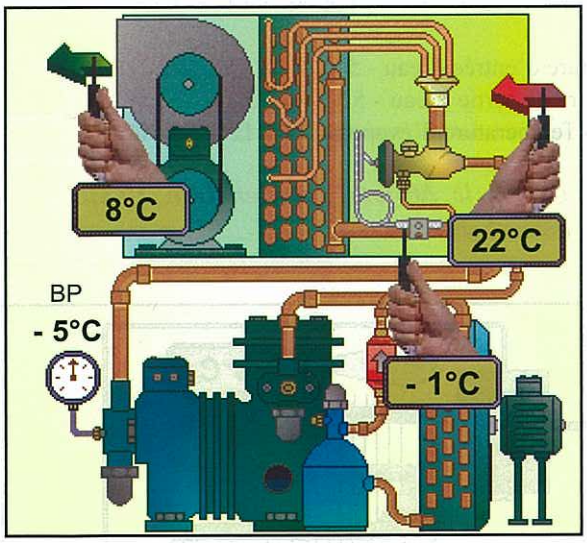
PRINCIPALES DIFFÉRENCES AVEC UN CLIMATISEUR AIR / AIR

Sur un évaporateur à détente directe utilisé en climatisation, un moyen simple de se rappeler les conditions nominales de fonctionnement est d'appliquer " l'ordre de grandeur des 10°C " :

- le Δθ sur l'air est d'environ 10°C (dans l'exemple, 25 -15 = 10°C).
- le Δθ entre la température de sortie d'air et la température d'évaporation est également de 10°C (ici, 15 - 5 = 10°C).
- Le Δ θ total (température d'entrée d'air - température d'évaporation) est donc d'envi ron 20°C (ici, 25 - 5 =20°C).



On se rappelle l'importance du Δθ total : sur un évaporateur à détente directe, un Δθ total supérieur à 20°C est un indice très sérieux de panne BP : détendeur trop petit, manque de charge en fluide frigorigène, pré-détente sur la ligne liquide ou évaporateur trop petit (ces pannes sont détaillées des pages 53 à 128).



EXERCICE DE RAPPEL

Sur la petite climatisation ci-contre, la BP est de - 5°C.

L'air arrive à 22°C sur l'évaporateur et en sort à 8°C. Enfin, on mesure -1°C au bulbe du détendeur.

Quel serait votre diagnostic ?

Correction de l'exercice.

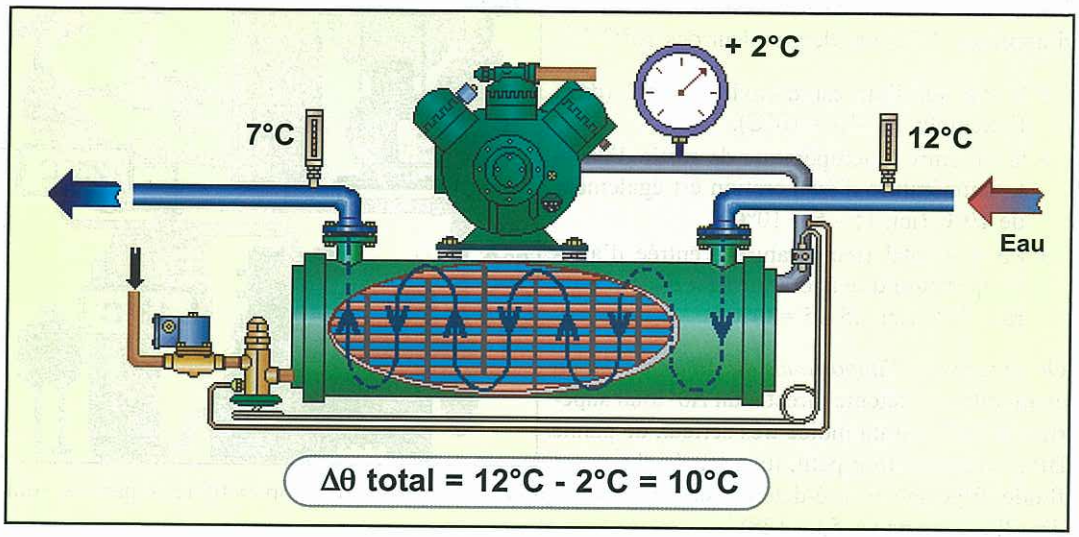
Avec une température d'entrée d'air à l'évaporateur de 22°C, la BP est de -5°C, soit un Δθ total de 22 - (-5) = 27°C (très supérieur à 20°C) : il s'agit à l'évidence d'une panne BP. La surchauffe a pour valeur -1 -(-5) = 4°C ce qui est plutôt faible.

Une BP faible avec une surchauffe normale à faible : il s'agit à l'évidence d'un évaporateur trop petit.

Comme le Δθ sur l'air est plutôt élevé (22°C - 8°C = 14°C), il s'agit à coup sûr d'un manque de débit d'air à l'évaporateur. Notez que la plupart des pannes de ce type sont provoquées soit par un encrassement du filtre à air, soit par un problème de courroie au niveau du ventilo-évaporateur.

A présent, regardons les paramètres d'un évaporateur à eau glacée.

Contrairement à la détente directe où l'on utilise la « règle des 10°C », avec un évaporateur à eau glacée, *si le compresseur est à pleine puissance*, on peut appliquer la « règle des 5°C ».



Imaginons que l'on veuille refroidir de l'eau de 12°C à 7°C. En appliquant la « règle des 5°C » on obtient:

- Température de sortie d'eau = Température d'entrée d'eau - 5°C = 12 - 5 = 7°C.
- Température d'évaporation = Température de sortie d'eau - 5°C = 7 - 5 = 2°C.
- Δθ total = Température d'entrée d'eau - Température d'évaporation = 12 - 2 = 10°C.

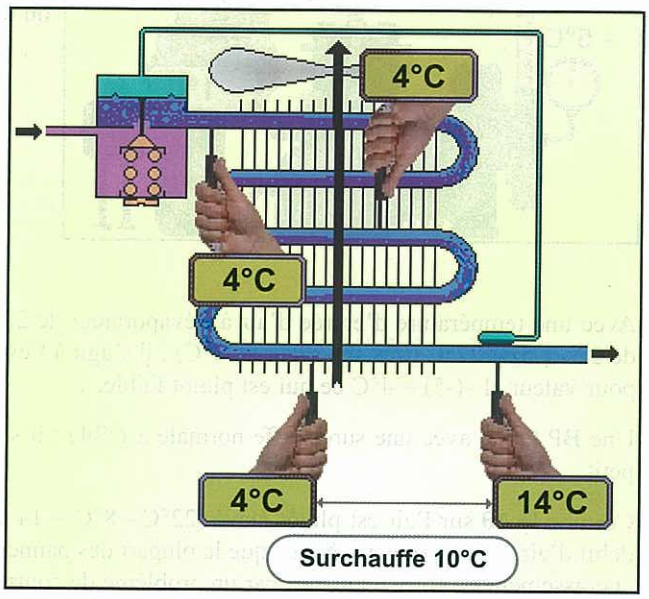
Sur un refroidisseur d'eau glacée, le Δθ total est d'environ 10°C, soit la moitié du Δθ total en détente directe.

Et qu'en est-il de la surchauffe ?

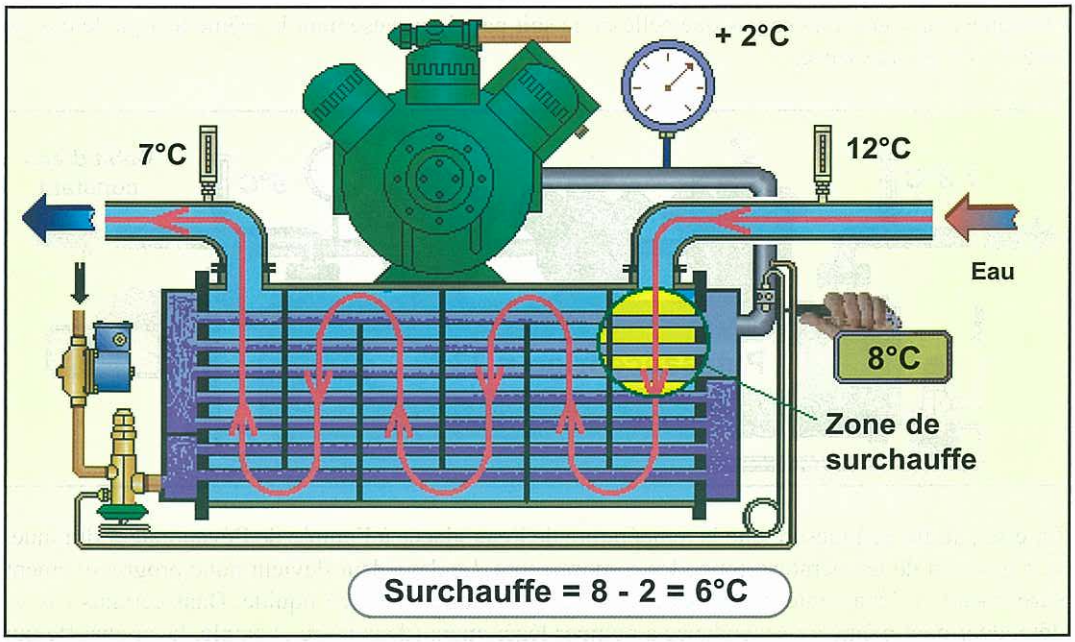
La température mesurée au bulbe du détendeur permet de connaître la surchauffe par comparaison avec la température d'évaporation.

La surchauffe doit être la plus faible possible compatible avec un fonctionnement sans pompage du détendeur *(voir méthode de réglage page 36)*.

Aussi bien en détente directe qu'avec une production d'eau glacée, le contrôle de la surchauffe détermine le bon remplissage de l'évaporateur (ni trop, ni pas assez), et sa mesure est une valeur déterminante dans le diagnostic des pannes...

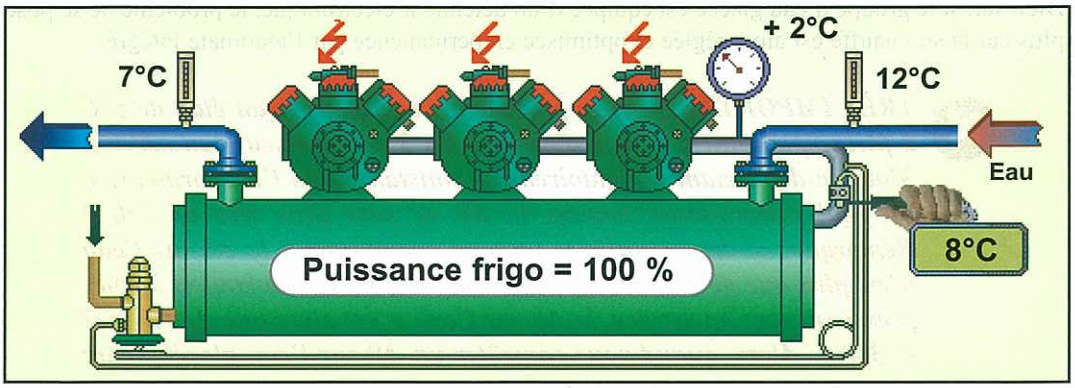


Ne perdez jamais de vue qu'en réduisant la surchauffe à l'extrême, pour soit disant remplir totalement l'évaporateur, vous prenez le risque de le faire déborder et d'occasionner des coups de liquide meurtriers ! Bien sûr, ce risque est absolument identique pour les refroidisseurs d'eau.



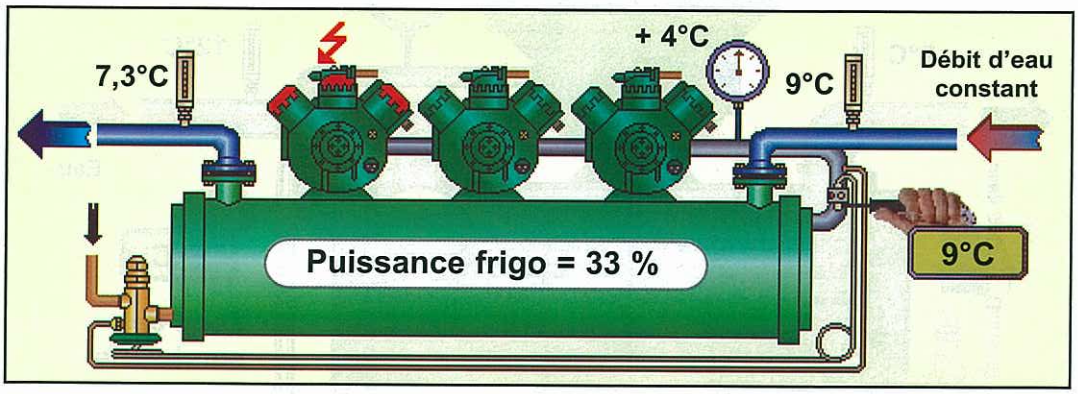
Pour les refroidisseurs d'eau glacée, la surchauffe peut varier de 4°C à 8°C (au maximum). Comme il s'agit d'appareils monoblocs montés et testés en usine, il n'est pas conseillé de modifier le réglage du constructeur.

Pour des puissances frigorifiques plus importantes, le compresseur peut être équipé de réductions de puissance ou alors plusieurs compresseurs sont montés en parallèle sur le même circuit frigorifique. Par exemple, si 3 compresseurs sont montés sur le même circuit frigorifique comme ci-dessous, le débit de fluide frigorigène passe de 100% (pour 3 compresseurs en service) à 66% pour (2 compresseurs), à 33% pour 1 seul compresseur et à 0% lorsque tous les compresseurs sont à l'arrêt.



Seulement, il n'y a qu'un seul détendeur pour alimenter l'évaporateur et sa puissance est naturellement déterminée pour 100% du débit de fluide...

Le débit du détendeur doit donc s'adapter au nombre de compresseurs en service. Il doit être capable de maintenir la surchauffe dans des limites raisonnables que la demande de froid soit de 100%, de 66% ou de 33%. Du fait de ces variations importantes, la surchauffe peut également varier selon le nombre de compresseurs en service. Aussi, si vous réglez la surchauffe alors qu'il y a 100% de puissance, ne vous étonnez pas que celle-ci ne soit pas rigoureusement la même lorsque le circuit sera à 33% de puissance.



En effet, au fur et à mesure que la température de l'eau glacée à l'entrée de l'évaporateur diminue, la régulation de température coupe les compresseurs. Le détendeur devient donc progressivement surpuissant et l'évaporateur a tendance à se remplir exagérément en liquide. Dans certains cas, le détendeur peut même avoir tendance à pomper légèrement (dans notre exemple, la surchauffe qui était de 6°C à 100% de puissance diminue à 9 - 4 = 5°C avec un seul compresseur en service).

A ce moment, si vous essayez de régler à nouveau la surchauffe à 6°C, elle aura encore changé à pleine puissance ! Alors, ne faites le « yo-yo » inutilement et *ne touchez pas aux réglages du constructeur surtout si vous maîtrisez pas parfaitement ce que vous faites.*

En conclusion, s'il faut régler la surchauffe sur une centrale à eau glacée, le circuit concerné doit être à 100% de puissance avec une température d'entrée d'eau glacée aux alentours de 12°C. Ne réglez pas une surchauffe trop faible car en réduction de puissance elle risque de diminuer : **il faut toujours vérifier si la surchauffe reste suffisante en réduction de puissance.**

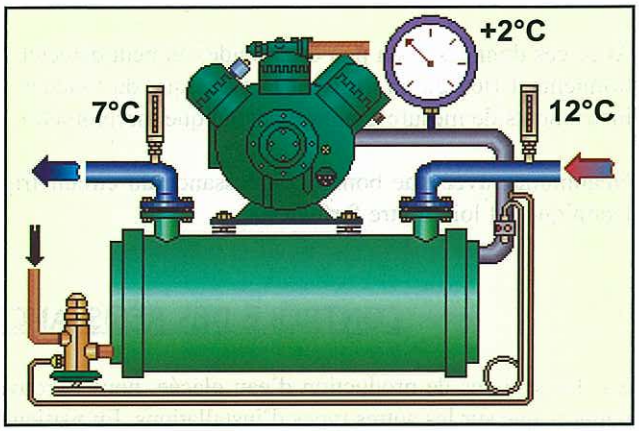
Bien sûr, si le groupe d'eau glacée est équipée d'un détendeur électronique, le problème ne se pose plus car la surchauffe est alors réglée et optimisée en permanence par l'automate intégré.

TRÈS IMPORTANT : page précédente, le Δθ sur l'eau était de 5°C à pleine puissance, c'est à dire avec les 3 compresseurs en service. Mais, le débit étant obligatoirement constant dans l'évaporateur, si un seul compresseur tourne, le Δθ ne peut plus être de 5°C ! Remarquez ci-dessus qu'avec un seul compresseur, le Δθ sur l'eau n'est plus que de 5 / 3 = 1,7°C. De même, quand seulement 2 compresseurs sont en service, le Δθ sur l'eau n'est alors que de 1,7 x 2 = 3,4°C. Alors, quand vous contrôler un Δθ sur l'eau glacée, tenez compte du nombre de compresseurs en service.

Voir réglage des thermostats d'eau glacée en fonction du nombre d'étages de puissance du compresseur des pages 721 à 723.

Qu'est-ce que le pincement ?

Pour apprécier la qualité des échanges thermiques et le bon fonctionnement des groupes de production d'eau glacée, on utilise parfois la notion de « pincement ». Si un échangeur à eau glacée *avait une surface infinie*, s'il était *parfaitement propre* et *bien irrigué*, *la température de sortie d'eau* glacée serait égale à *la température d'évaporation* : le Pincement aurait alors pour valeur 0°C. Bien sûr, un tel échangeur n'existe pas et ces conditions ne sont que théoriques.

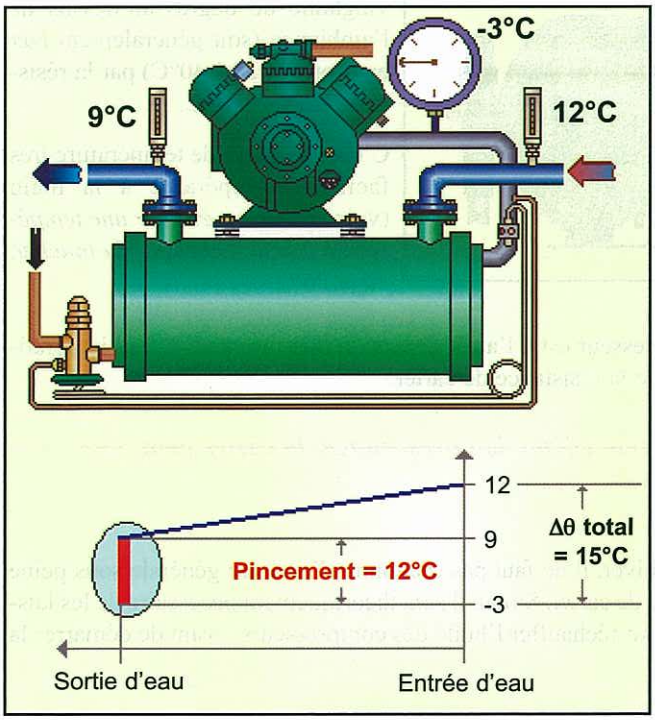


Dans la réalité, un échangeur a une surface bien réelle, définie par le constructeur pour concilier un fonctionnement optimum avec un coût de fabrication minimum.

Dans les conditions réelles de fonctionnement, un évaporateur neuf, propre et bien irrigué a généralement un pincement de l'ordre de 5°C à 6°C.

Dans l'exemple ci-dessus, l'écart entre la température de sortie d'eau (7°C) et la température d'évaporation (+2°C) donne un pincement tout à fait normal de 5°C.

Mais, lorsque la température d'évaporation diminue, la puissance frigorifique diminue (de 3 à 5% par °C de diminution de la BP). Puisqu'il y a moins de puissance, la température de sortie d'eau glacée augmente. Si la BP diminue et que simultanément la sortie d'eau glacée augmente, le pincement augmente également, ce qui indique que le rendement de la machine frigorifique est mauvais.



Dans l'exemple ci-contre, la température d'évaporation = -3°C et la température de sortie d'eau = 9°C.

Le pincement est donc égal à : 9 - (-3) =12°C.

Ce pincement anormalement élevé est le signe évident d'un grave dysfonctionnement du groupe d'eau glacée.

Notez que simultanément le Δθ total a pour valeur 15°C (au lieu d'environ 10°C en fonctionnement normal) ce qui indique une panne BP.

Ainsi, même si le Δθ total à l'évaporateur évolue dans le même sens que le pincement, il est parfois intéressant, au cours de certains dépannages délicats, de recouper les 2 informations.

CONTRÔLE DU FONCTIONNEMENT D'UN GROUPE D'EAU GLACÉE AU TOUCHER

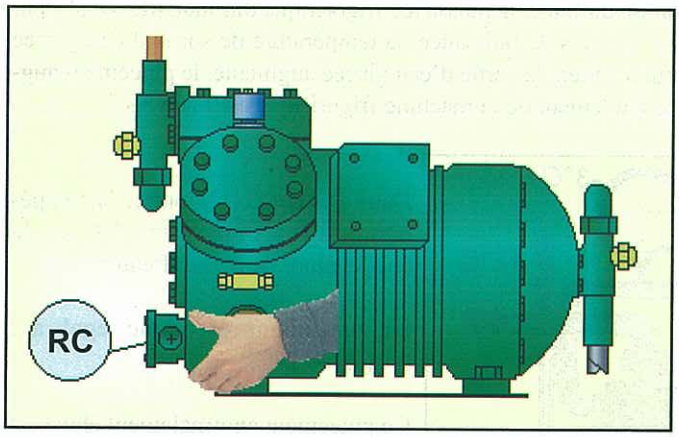
Normalement, tous les groupes d'eau glacée sont équipés de thermomètres permettant de connaître les températures d'entrée et sortie de l'eau à l'évaporateur et au condenseur.

Avec ces données et un peu d'habitude, on peut détecter rapidement certaines anomalies de fonctionnement rien qu'en utilisant la technique du toucher. Bien sûr, cela ne remplacera jamais les instruments de mesure traditionnels tel que thermomètre, pince ampèremétrique ou manomètres.

Néanmoins, avec une bonne connaissance du circuit frigorifique et une petite expérience, cette technique est loin d'être farfelue.

CONTRÔLE DES RÉSISTANCES DE CARTER

Sur les groupes de production d'eau glacée, nous retrouvons les mêmes problèmes et les mêmes dangers que sur les autres types d'installations. En particulier, les problèmes de migration de fluide frigorigène qui viendrait se condenser dans le carter des compresseurs à l'arrêt peuvent avoir des conséquences très graves (voir : *problème des migrations de fluide frigorigène, page 200*).



Que le compresseur soit en service ou à l'arrêt, le carter d'huile doit toujours rester chaud.

A l'arrêt, il est maintenu à une vingtaine de degrés au-dessus de l'ambiance (soit généralement aux environs de 30 à 40°C) par la résistance de carter **RC**.

C'est une plage de température très facilement repérable à la main (voir : *comment évaluer une température par la technique du toucher, page 269*).

Si le carter est froid alors que le compresseur est à l'arrêt depuis un bon moment, il faut impérativement contrôler le circuit électrique de la résistance de carter.

A noter : A proximité immédiate de la résistance, le carter peut être très chaud : ne vous brûlez pas !

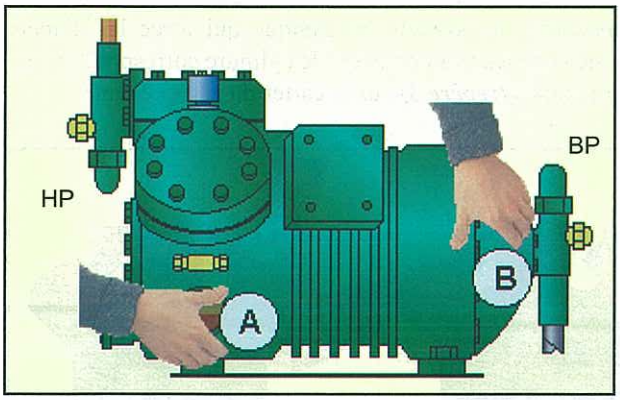
Si le groupe d'eau glacée est stoppé l'hiver, il ne faut pas sectionner l'armoire générale sous peine de couper l'alimentation des résistances de carter. Sinon, il sera théoriquement nécessaire de les laisser au moins 24 heures sous tension, pour réchauffer l'huile des compresseurs, avant de démarrer la machine.

Ne négligeons pas le rôle de ces résistances. La résistance de carter permet d'éviter la dissolution du fluide frigorigène dans l'huile, ce qui aurait pour conséquences principales :

- Une importante émulsion au démarrage provoquée par baisse de la BP.
- Un entraînement massif d'huile dans les cylindres avec de gros risques de " coups d'huile " destructeurs de clapets.
- Un risque important de désamorçage de la pompe à huile.
- Un lessivage des paliers au démarrage du compresseur et un fonctionnement prolongé " à sec ".
- Des coupures intempestives au pressostat différentiel d'huile (*voir pages 785 à 804*).

CONTRÔLE DE LA SURCHAUFFE

En fonctionnement, la résistance de carter n'est plus alimentée mais le carter d'huile devrait rester à une température de 30 à 50°C au point **A** (l'huile est alors chauffée par le travail de compression).



Si cette température s'approche trop d'une vingtaine de degrés, le toucher du carter est frais. C'est une anomalie caractéristique provoquée par du fluide frigorigène liquide qui vient s'évaporer dans le carter et refroidir l'huile.

C'est l'indice que la surchauffe du détendeur est beaucoup trop faible : il y a alors d'importants risques de coups de liquide !

En effet, ce n'est pas la puissance de la résistance de carter qui fera évaporer le liquide qui reviendrait en excès de l'évaporateur. Avec une puissance maximale de 75 à 250 W suivant la taille du compresseur, la puissance de la résistance serait environ de 100 fois trop faible : pour évaporer 1 kg de R22 en 10 secondes il faudrait une résistance d'environ 20 kW !

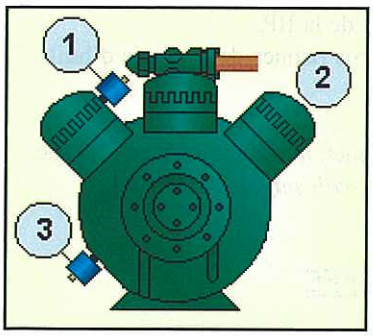
Il faut alors rapidement contrôler la surchauffe et déterminer pourquoi elle est trop faible : Par exemple, *est-ce un problème de détendeur ou de débit d'eau glacée trop faible ?*

Lorsque la température du carter en **A** est élevée (plus de 50°C), le problème peut venir d'une surchauffe trop importante au détendeur (il faudra en déterminer la cause). En effet, les gaz d'aspiration ont une fonction essentielle car ils refroidissent le moteur en le traversant. Comme le tube d'aspiration est généralement calorifugé, on peut contrôler l'ordre de grandeur de la surchauffe en posant la main en **B**, du côté de la vanne d'aspiration. La température doit être fraîche et en été on trouve souvent de la condensation sur le flasque du moteur.

Enfin, si la température en **A** est très élevée (supérieure à 60°C) alors qu'elle semble à peu près normale en **B**, il s'agit généralement d'une HP anormalement élevée.

Si la vanne d'aspiration est fraîche et si le carter est tiède à chaud, on a de bons indices d'un fonctionnement convenable. Dans le cas contraire, il faudra monter les manomètres pour affiner le diagnostic.

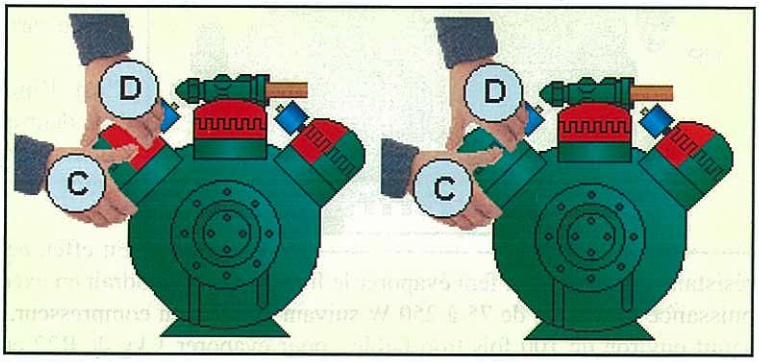
TOUCHER DES CULASSES



Les compresseurs de tailles moyennes sont souvent équipés d'un dispositif de réduction de puissance monté sur une tête de culasse, facilement reconnaissable par la présence d'une électrovanne ***(repère 1)***. Ce système utilise la HP pour manoeuvrer un dispositif mécanique qui élimine la culasse correspondante. On peut ainsi facilement réguler la puissance du compresseur à 100% (les 6 cylindres sont actifs) ou à 66% (2 cylindres sont éliminés).

On rencontre parfois une réduction de puissance sur chacune des 2 culasses extérieures ***(repère 1 et 2)***. Il y a alors une électrovanne par culasse (donc 2 au total) et la puissance du compresseur est alors réglable à 100%, 66% ou 33%.

Les compresseurs plus puissants possèdent un dispositif de réduction de puissance différent. On utilise alors la pression d'huile pour manoeuvrer un système mécanique qui force les clapets d'aspiration en ouverture permanente, comme si on les avait enlevés : le cylindre correspondant est alors éliminé. On trouve alors 3 ou 4 électrovannes ***(repère 3)*** sur le carter du compresseur.

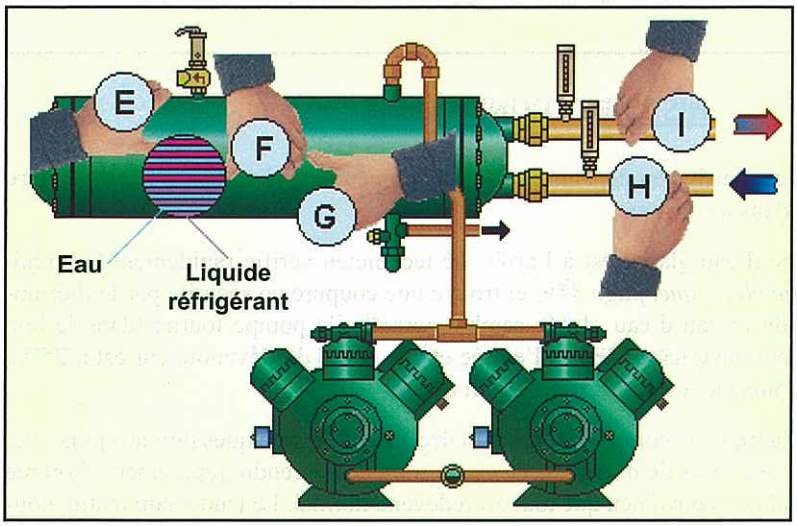


Sur la plupart des compresseurs équipés de régulation de puissance sur la culasse, on peut facilement déterminer *au toucher* les culasses qui sont en réduction de puissance et celles qui sont en fonctionnement. Lorsque la culasse est fraîche ou tiède au point **C** et qu'elle est chaude au point **D**, c'est qu'elle fonctionne tout à fait normalement. En effet, les gaz frais arrivent du carter en dessous de la culasse et ressortent chauds et comprimés à haute pression en haut de la culasse, d'où ils sont dirigés vers la culasse centrale qui sert de collecteur des gaz de refoulement.

Lorsque la culasse est sensiblement à la même température en **C** et en **D**, c'est qu'elle n'est pas active et qu'il n'y a pas de compression. Soit elle est en réduction de puissance, soit il y a un problème sur les clapets. Il faut alors faire tourner le compresseur quelques minutes à pleine puissance afin de rendre tous les cylindres actifs. *A ce moment, si une culasse reste anormalement chaude comparativement aux autres, le problème peut venir d'un clapet mais aussi d'un mauvais fonctionnement du dispositif de décharge du cylindre incriminé.*

Afin de détecter une anomalie sur un clapet ou sur un dispositif de réduction de puissance, on peut facilement effectuer un toucher comparatif de chaque culasse. MAIS ATTENTION OÙ VOUS POSEZ LES MAINS : La température peut être voisine de 100°C du coté du refoulement. Alors, allez-y très doucement !

TOUCHER SUR UN CONDENSEUR A EAU RECYCLÉE



Par un toucher sur l'enveloppe du condenseur, on peut sentir très distinctement les variations de température entre la zone de désurchauffe **E** (environ 60°C à 70°C), la zone centrale de condensation **F** (environ 45°C), et la zone de sous refroidissement **G** (environ 30 à 40°C).

L'eau la plus froide arrivant dans le bas du condenseur (afin d'optimiser le sous refroidissement), on peut même avec un peu d'habitude apprécier la hauteur du liquide à l'intérieur du condenseur.

En fonctionnement normal, la température du liquide devrait être légèrement supérieure à celle de l'entrée d'eau **H** et son niveau devrait se situer entre le quart et le tiers de la hauteur.

Si le niveau de liquide est trop élevé et sa température très proche de celle de **H**, le sous refroidissement est excellent mais cela peut être également le symptôme d'excès de charge : Il faudra vérifier la HP.

Si le niveau de liquide est trop bas et si on ne sent pas les différentes zones de température entre le haut et le bas du condenseur, c'est un symptôme de manque de charge.

Il est facile également de comparer au toucher les températures en **H** et **I**. Avec de l'eau recyclée, le $\Delta\theta$ sur l'eau devrait être environ de 5°C. S'il semble trop important, c'est l'indice d'un manque de débit d'eau.

Ainsi, par une série de touchers sur le carter, la calotte d'aspiration du compresseur, les culasses et le condenseur, nous pouvons suspecter très rapidement des anomalies et en déduire des hypothèses de pannes avant même d'avoir ouvert la caisse à outils : cela peut être une aide très précieuse dont il serait dommage de ne pas profiter !

DÉBIT D'EAU GLACÉE TROP FAIBLE

HISTOIRE D'UNE PANNE

Un matin d'été, un technicien arrive en dépannage dans un immeuble de bureaux : la température est anormalement élevée dans les locaux.

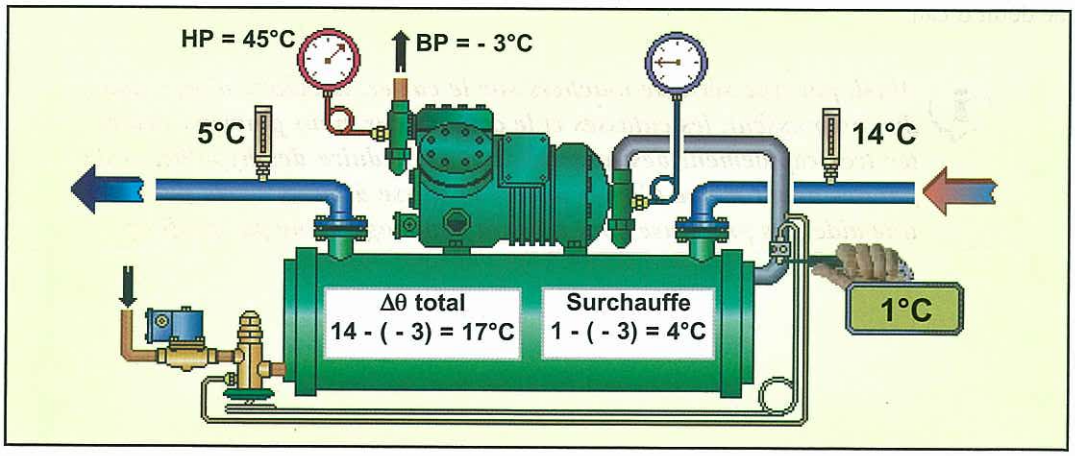
Le compresseur du groupe d'eau glacée est à l'arrêt. Le technicien vérifie rapidement le circuit électrique *(voir dépannage électrique, page 359)* et trouve une coupure en sécurité par le thermostat antigel. La pression du réseau d'eau glacée semble correcte, la pompe tourne (dans le bon sens), toutes les vannes sont ouvertes et l'eau à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur est à 25°C, ce qui n'est pas étonnant puisque le compresseur est en défaut.

Notre technicien réarme l'antigel, le compresseur redémarre aussitôt et quelques minutes plus tard, il constate que la température de sortie d'eau glacée est en train de descendre rapidement. Comme il est pressé, il quitte le chantier, convaincu que tout est redevenu normal. Le lendemain matin, nouvel appel du client, le groupe est encore en panne. Par ailleurs, le client signale qu'après le départ du technicien le compresseur a tourné toute la journée mais que dans l'après-midi, la température des locaux était anormalement élevée.

Remarquez la faute grave du technicien : il a réarmé un thermostat antigel sans connaître la raison de sa coupure et donc sans résoudre le problème : il n'est pas étonnant que le défaut se soit reproduit si vite !

Réfléchissons : Le groupe d'eau glacée fonctionne l'après-midi et pourtant la température des locaux augmente exagérément. Plus tard, le compresseur coupe en sécurité antigel, vraisemblablement la nuit. Lorsqu'on redémarre le compresseur le matin, la température de sortie d'eau glacée descend rapidement.

Un technicien avisé aurait pris le temps de mesurer les paramètres de fonctionnement. Il aurait vu que peu après le démarrage du compresseur, la température de l'eau glacée redescendait à 14°C à l'entrée de l'évaporateur mais qu'elle chutait à 5°C en sortie.



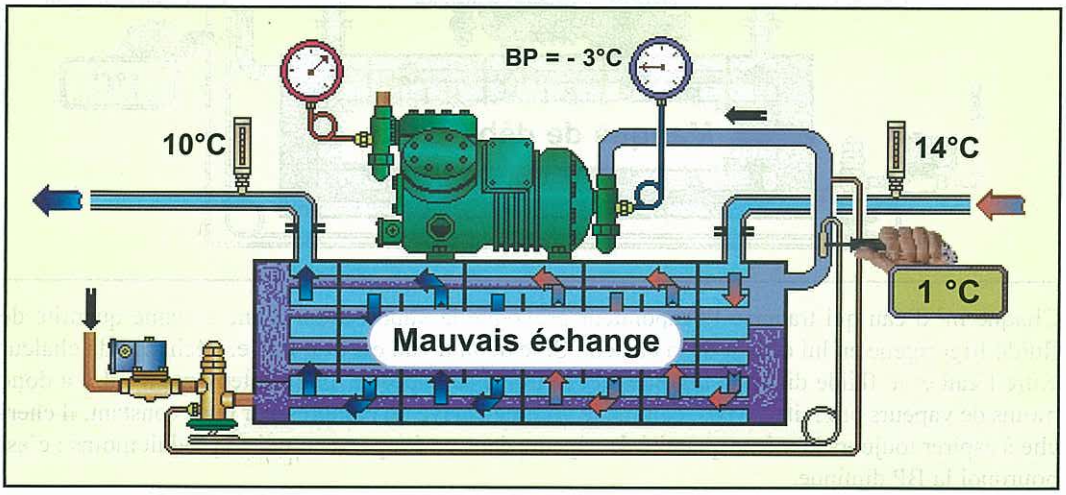
Consultez les paramètres ci-dessus avant de continuer...

Sur les manomètres, la HP n'est pas élevée mais la BP est très faible puisqu'on évapore à -3°C. L'eau entrant à 14°C, le Δθ total sur l'évaporateur est donc très élevé puisqu'il atteint 17°C.

Avec 4°C de surchauffe, on a la certitude d'un très bon remplissage en liquide de l'évaporateur. Une BP faible avec une surchauffe plutôt faible indiquent bien une panne d'évaporateur trop petit. A ce stade, le dépanneur a 2 hypothèses : manque de débit d'eau ou évaporateur sale.

L'évaporateur est-il encrassé ?

Si les tubes de l'évaporateur sont encrassés, l'échange de chaleur entre l'eau et le fluide frigorigène s'effectue mal. On aurait alors les paramètres ci-dessous :



Notez que tous les indices concordent sauf un : le Δθ sur l'eau serait plutôt faible (ici 14-10 = 4°C). Si les tubes de l'évaporateur étaient encrassés (par exemple par des boues), l'échange de chaleur s'effectuant difficilement, *le Δθ sur l'eau serait plus faible que d'habitude* mais la température de sortie d'eau ne serait pas très basse. Dans notre panne, le Δθ sur l'eau est au contraire important (9°C) : cela ne peut pas provenir d'un encrassement de l'évaporateur.

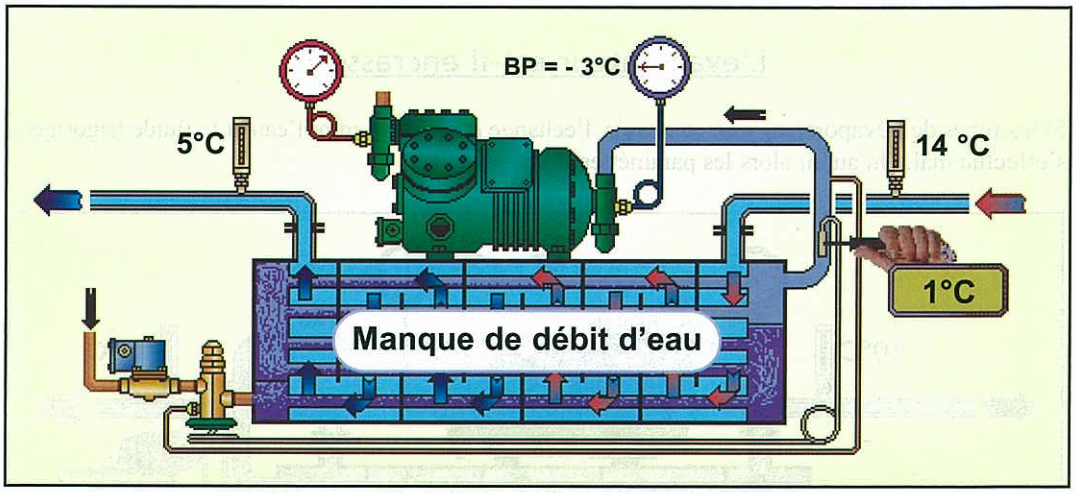
Remarque : La très grande majorité des circuits d'eau glacée sont des circuits fermés et étanches. L'eau n'est quasiment jamais renouvelée, sauf circonstance exceptionnelle (fuite, gros travaux...). Le circuit est donc à l'abri de la pollution par l'air extérieur (poussières, fumées, insectes, micro-organismes...). D'autre part, l'eau étant froide, les problèmes d'entartrage sont vraiment très rares.

Sur un évaporateur multitubulaire, il n'y a pas d'entartrage et peu de renouvellement de l'eau, donc pas de corrosion ni de boue (voir le cas particulier des évaporateurs à plaques brasées page 698).

S'il on trouve parfois un filtre sur l'eau, c'est surtout par mesure de précaution. En effet, à la suite de travaux neufs, de réfection ou d'extension on peut trouver toutes sortes de déchets dans les tubes : de la limaille, des grattons de soudure, des chiffons et même des pierres ! Le filtre est donc là pour protéger les pompes, les vannes et les échangeurs. Notez toutefois que ces déchets réduiraient le débit d'eau sans toutefois provoquer un encrassement des tubes !

Y-a-t-il un manque de débit d'eau ?

Si le débit d'eau est trop faible, la BP diminue mais la vitesse de l'eau dans l'évaporateur diminue également. Les molécules d'eau restant *plus longtemps* en contact avec des tubes *plus froids* que la normale, leur température diminue et le $\Delta\theta$ sur l'eau augmente fortement : 14°C - 5°C = 9°C dans l'exemple !



Chaque m³ d'eau qui traverse l'évaporateur provoque la vaporisation d'une certaine quantité de fluide frigorigène en lui cédant de la chaleur. Si le débit d'eau est trop faible, l'échange de chaleur entre l'eau et le fluide diminue fortement et le fluide se vaporise moins intensément : il y a donc moins de vapeurs produites. Mais, comme le volume balayé du compresseur reste constant, il cherche à aspirer toujours la même quantité de vapeurs dans un évaporateur qui en produit moins : c'est pourquoi la BP diminue.

La température d'évaporation passant en-dessous de 0°C, il y a un sérieux risque de gel de l'évaporateur !

S'il y a un manque de débit d'eau, la température de sortie de l'évaporateur diminue et c'est de l'eau plus froide qui arrive dans les batteries terminales ou dans les ventilo-convecteurs des locaux climatisés. Cependant, comme la vitesse de l'eau est faible, elle s'échauffe davantage et la température de retour à l'évaporateur reste élevée.

L'eau revient plus chaude à l'évaporateur et la BP est faible : le $\Delta\theta$ total est donc élevé. Simultanément, la puissance frigorifique produite diminue (pour rappel, une diminution de la température d'évaporation de 1°C entraîne une réduction de la puissance frigorifique de 3 à 5%). Ce manque de puissance explique la température trop élevée dans les locaux.

Par un simple " toucher ", on constate que la vanne d'aspiration du compresseur est glacée. Malgré une température d'eau élevée à l'entrée de l'évaporateur, la BP et la surchauffe sont faibles.

Une BP faible, une surchauffe plutôt faible et un $\Delta\theta$ sur l'eau élevé : nous pouvons affirmer qu'il y a bien un manque de débit d'eau à l'évaporateur

Pourquoi une coupure antigel la nuit et pas dans la journée ?

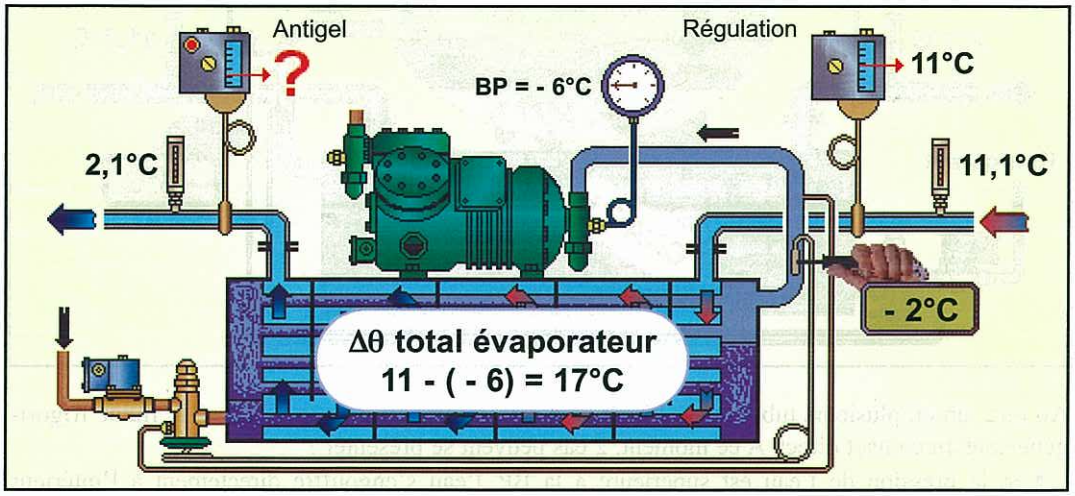
Nous sommes en plein été. Dans la journée, les besoins en eau glacée des locaux augmentent avec la température extérieure, l'ensoleillement, l'occupation intérieure...

Le débit d'eau étant faible, le groupe d'eau glacée ne fournit pas la puissance frigorifique suffisante et la demande de froid est plus importante que la production : c'est pourquoi la température des locaux augmente.

Dans la nuit, les charges thermiques diminuent fortement puisque l'occupation des locaux et l'ensoleillement deviennent nuls. Dès que la demande de froid dans les locaux devient inférieure à la production, la température de l'eau glacée commence lentement à diminuer.

Pour mieux comprendre, supposons que le thermostat de régulation du compresseur (placé sur le retour d'eau) soit réglé à 11°C. Notez que ce réglage est tout à fait classique puisqu'avec un $\Delta\theta$ sur l'eau de 5°C, la température à la sortie de l'évaporateur serait alors de 6°C.

A présent, imaginons que la température de retour d'eau soit de 11,1°C c'est à dire *juste avant* la coupure du compresseur en régulation.



Du fait du manque de débit d'eau, la BP serait particulièrement basse (-6°C) et la température de sortie d'eau serait de 2,1°C (au lieu de 6,1°C si le débit était normal).

Il faudrait souhaiter que le thermostat antigel soit bien réglé (aux environs de 4°C) et qu'il coupe le compresseur en sécurité avant d'obtenir des conditions de fonctionnement aussi catastrophiques !

Vous commencez à comprendre pourquoi le compresseur coupait en sécurité antigel la nuit ?

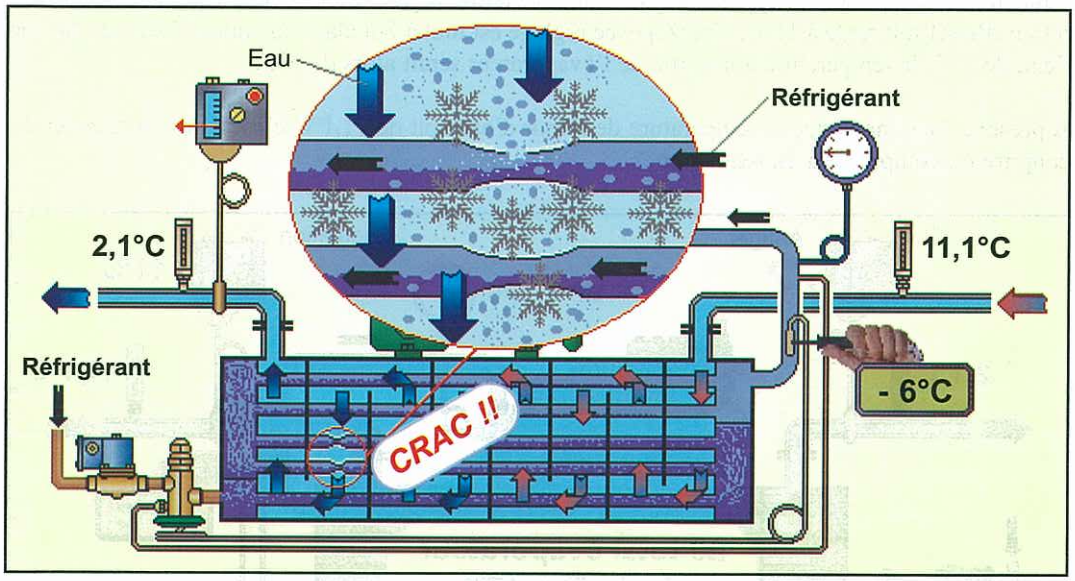
A présent, imaginons que le thermostat antigel soit mal réglé, par exemple à 2°C.

Avec les conditions de fonctionnement ci-dessus, le compresseur serait en train de fonctionner mais que risquerait-on exactement ?

Le compresseur fonctionnerait donc malgré une BP à -6°C. L'évaporateur serait parfaitement rempli en fluide frigorigène puisque la surchauffe est faible.

Comme le débit est faible, l'eau circule bien trop lentement entre les chicanes de l'évaporateur. A chaque changement de direction, il se crée des turbulences qui favorisent la création de zones dans lesquelles l'eau à tendance à stagner. Mais, si de l'eau à faible vitesse reste longtemps en contact avec des tubes à -6°C, un manchon de givre peut commencer à se former autour du tube : c'est le début de la prise en glace. Si le thermostat de sécurité antigel ne coupe pas le compresseur très rapidement, les risques sont énormes.

On peut alors entendre très distinctement des craquements sinistres venant de l'évaporateur : des tubes commencent à s'écraser ! Au mieux, la section de passage de ces tubes sera quelque peu réduite...



Au pire, un ou plusieurs tubes se déchirent et la catastrophe est arrivée : l'eau et le fluide frigorigène sont en contact direct. A ce moment, 2 cas peuvent se présenter :

- Si la pression de l'eau est supérieure à la BP, l'eau s'engouffre directement à l'intérieur des tubes crevés.
- Si la pression de l'eau est inférieure à la BP, c'est le fluide frigorigène qui s'échappe dans l'eau, d'où il sera évacué par les purgeurs. Lorsque l'installation sera presque vide de fluide, c'est ensuite l'eau qui pénétrera dans les tubes.

Dans les 2 cas, les pressions vont s'équilibrer, l'eau pénétrera dans le circuit en créant des dégâts considérables, puisqu'on peut même retrouver de l'eau dans les carters des compresseurs !

A noter : La BP et la pression de l'eau vont s'équilibrer. Si vous suspectez un échangeur crevé, vous pourrez peut-être avoir un indice en vérifiant les pressions respectives de ces 2 circuits.

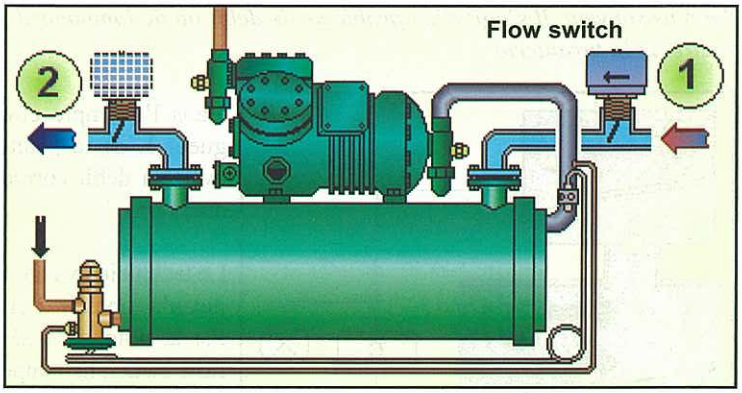
S'il y a des purgeurs manuels sur l'eau, vous pouvez purger " en faisant les fuites " sur l'air qui s'échappe : s'il y a du fluide dedans, d'où vient-il ? *Attention : la méthode de recherche de fuites dépend du fluide (CFC, HCFC ou HFC, voir page 67) et certaines eaux peuvent contenir du chlore.*

DÉBIT D'EAU GLACÉE TROP FAIBLE

UTILISATION D'UN CONTRÔLEUR DE DÉBIT D'EAU (FLOW SWITCH)

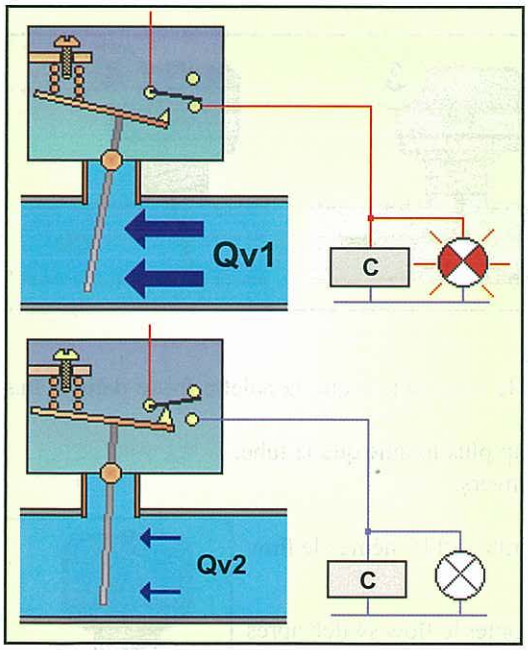
Les conséquences d'une prise en glace d'un évaporateur sont tellement catastrophiques qu'on trouve généralement sur les circuits d'eau glacée un contrôleur de débit d'eau, qu'on appelle aussi flow switch.

Le rôle du flow switch est de couper le compresseur si le débit d'eau parcourant l'évaporateur devient insuffisant.



On peut le trouver indifféremment sur l'entrée ***(repère 1)*** ou sur la sortie d'eau, ***(repère 2)*** le principal étant qu'il soit effectivement traversé par le même débit d'eau que l'évaporateur.

Notez cependant que l'eau étant plus froide à la sortie de l'évaporateur, les risques de condensation dans le boîtier sont alors plus importants. C'est pourquoi, dans le cadre de la maintenance, il serait souhaitable de graisser la partie mécanique pour éviter un grippage ou une perte de sensibilité de l'appareil.



Sur le schéma ci-contre, le débit Qv1 étant correct, l'eau exerce une force sur la palette en forme de " langue de chat ".

Cette force étant supérieure à celle du ressort de réglage, le contact est fermé et le compresseur peut fonctionner.

Sur le schéma du bas, le débit Qv2 étant insuffisant, la force exercée par l'eau sur la palette devient inférieure à celle du ressort de réglage.

Le contact s'ouvre alors en coupant le compresseur.

Voir différentes méthodes de câblage pages 769 à 783.

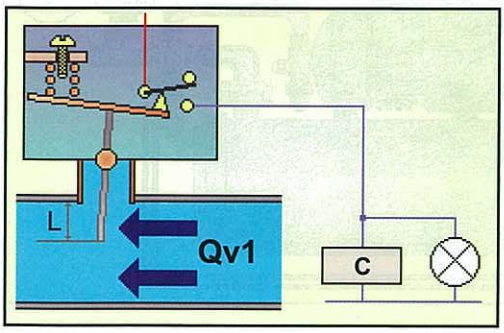
Prenons un exemple de réglage : sur un petit groupe d'eau glacée d'une puissance frigorifique de 60 kW, le débit d'eau prévu sur l'évaporateur est de 10 m^3/h (afin d'obtenir un $\Delta\theta$ sur l'eau de 5°C).

Avant d'envisager tout réglage sérieux, on s'assure que les paramètres de fonctionnement sont corrects, en particulier le débit d'eau.

Ensuite, une méthode de réglage intéressante consiste à brider très lentement une vanne sur le circuit d'eau glacée, *tout en surveillant attentivement la BP*. Dès qu'elle devient inférieure à -1°C, on règle l'appareil pour provoquer la coupure du compresseur...

Bien évidemment, quand on ouvre à nouveau la vanne, le débit augmente et le flow switch doit réenclencher. Malheureusement, cela ne se produit pas toujours. Il peut même arriver que la vanne étant bridée à fond, le flow switch ne coupe pas ! Dans d'autre cas, il coupe mais ne réenclenche pas quand on ouvre la vanne !

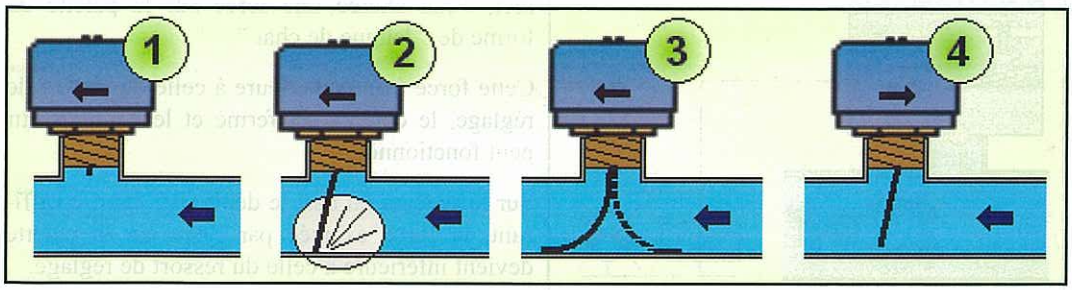
Le plus souvent, il s'agit d'un problème de débit ou de longueur de la palette par rapport au diamètre de la tuyauterie.



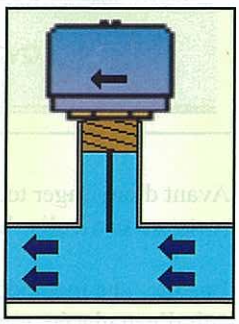
Dans l'exemple ci-contre, remarquez que la longueur **L** de la palette est bien trop courte. Même avec un débit correct, le flow switch ne s'enclenchera pas !

Le technicien va alors " bidouiller " la vis de réglage jusqu'à obtenir l'enclenchement du compresseur. Par la suite, si le débit d'eau devient trop faible, le flow switch ne coupera plus !

Pour permettre son montage sur différents diamètres de tuyauteries, le Flow switch est livré avec plusieurs palettes de longueurs différentes (notez que pour les gros diamètres, on doit commander spécialement la palette adaptée). Cela entraîne parfois quelques désagréments et nous vous en avons représenté quelques-uns ci-dessous :



Cas n°1 : le monteur a carrément oublié la palette.
Cas n°2 : le monteur a tellement forcé en vissant le flow switch que la palette frotte dans le bas du tube.
Cas n°3 : le monteur a installé une palette beaucoup plus longue que le tube.
Cas n°4 : le monteur a installé le flow switch à l'envers.



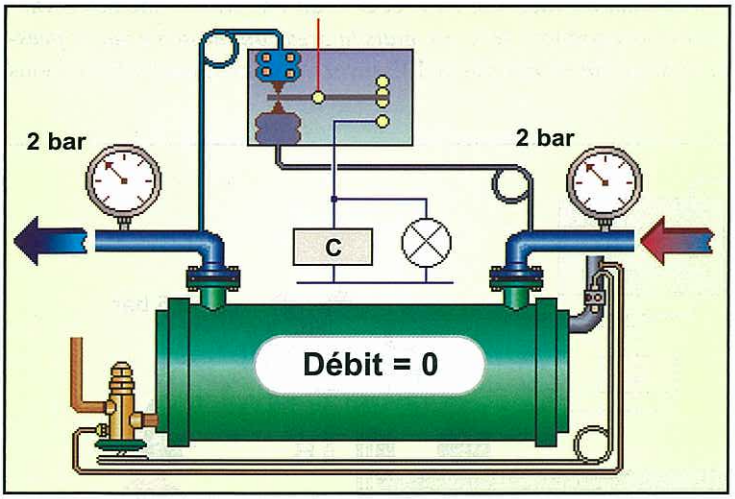
Bien d'autres cas existent, mais à chaque fois le résultat est le même : le flow switch ne fonctionne pas !

Dans les 3 premiers cas, la solution consiste à démonter le flow switch après vidange partielle de l'installation hydraulique (s'il y a des vannes d'isolement étanches, ce qui n'est pas toujours le cas) et à installer une palette adaptée au diamètre du tube.

Dans le dernier cas, il faudra visser ou dévisser le flow switch d'un demi-tour en espérant que ce sera possible et qu'il n'y aura pas de fuite d'eau !

Pour avoir un fonctionnement plus fiable, un autre système est très employé...

On rencontre en effet très souvent un contrôle de débit assuré par un pressostat différentiel (schéma de principe ci-dessous).



Lorsque le débit d'eau qui le traverse est nul, la perte de charge de l'évaporateur est égale à zéro (voir page 530). Si la pression de l'eau est par exemple de 2 bar à l'entrée, il y a également 2 bar à la sortie de l'évaporateur.

La pression étant identique sur chacun des 2 soufflets du pressostat différentiel, son contact est ouvert et le compresseur est à l'arrêt.

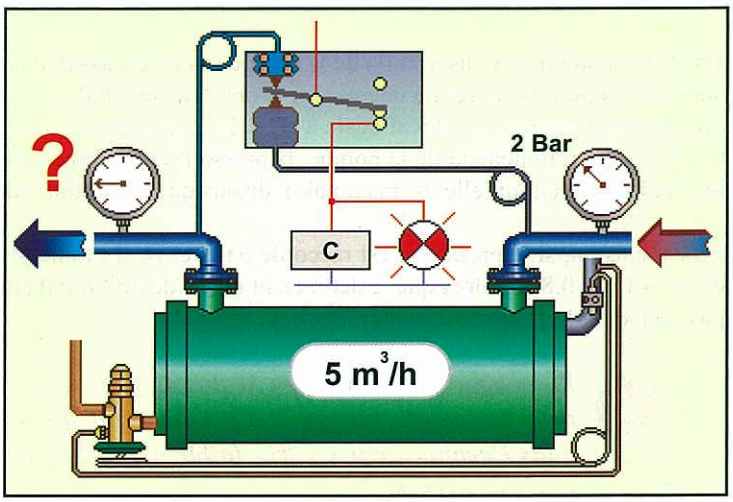
Lorsque l'on met en service la pompe à eau glacée, le débit augmente et la perte de charge de l'évaporateur atteint sa valeur nominale. La différence de pression entre les 2 soufflets provoque alors la fermeture du contact du pressostat et le compresseur peut fonctionner. Comme avec le flow switch, si le débit chute dangereusement le pressostat différentiel doit couper le compresseur.

Pour comparer l'efficacité du pressostat avec celle du flow switch, reprenons l'exemple de notre centrale à eau glacée de 60 kW nécessitant un débit d'eau glacée de 10 m³/h.

Au débit nominal de 10 m³/h, admettons que la perte de charge de l'évaporateur soit de 3 mCE.

Si le débit chute à 5 m³/h par exemple, quelle sera la nouvelle perte de charge de cet évaporateur ?

Dans l'étude des pertes de charge, nous avons vu que celles-ci ne sont pas proportionnelles au débit mais au carré du débit (voir page 530).

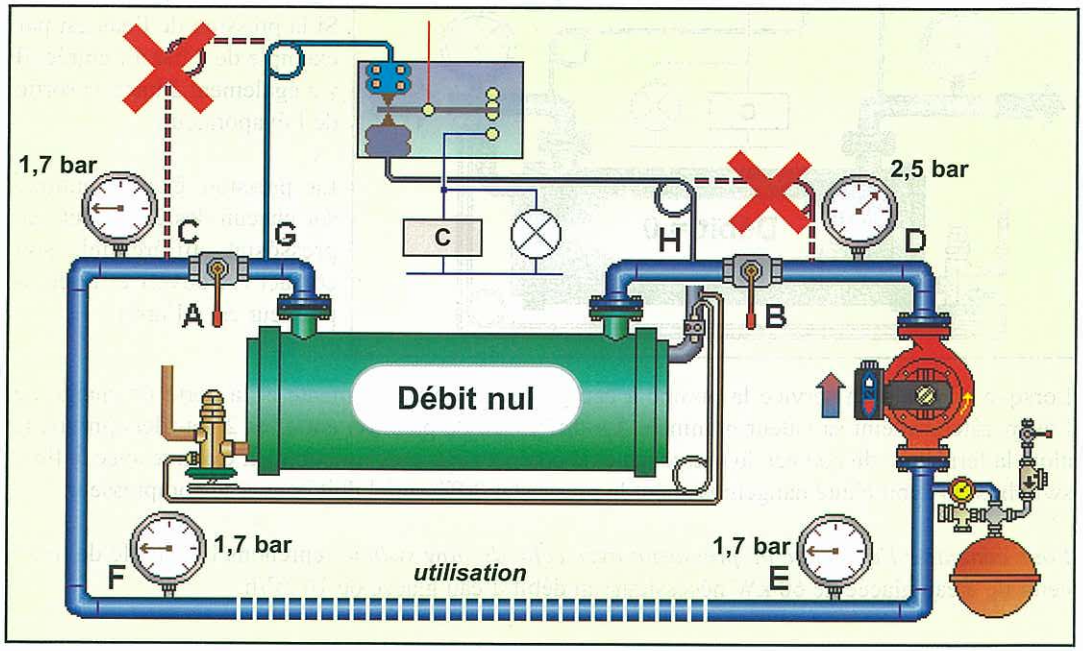


Si le débit passe de 10 m³/h à 5 m³/h, il est divisé par 2 et la perte de charge sera divisée par 4, c'est à dire quelle ne sera plus que de 3 / 4 = 0,75 mCE

La relation entre débit et perte de charge donne une grande sensibilité à l'appareil, ce qui facilite beaucoup son réglage. Cependant, comme tous les appareils, certaines règles sont à respecter au moment du montage...

La règle de base du montage consiste à ne jamais rien intercaler entre les piquages du pressostat et l'échangeur qu'on souhaite protéger.

Dans l'exemple ci-dessous, si le pressostat est raccordé en **C** et **D** et qu'on ferme l'une des 2 vannes d'isolement **A** ou **B**, le débit dans l'évaporateur sera nul, ***mais la pression mesurée par le pressostat sera maximale et il ne coupera pas le compresseur*** ! Essayez d'en comprendre les raisons avant de continuer...



En effet, la pression à l'aspiration de la pompe (en **E**) est assurée par le vase d'expansion (à 1,7 bar dans l'exemple). Si on ferme une vanne, le débit devient nul et la perte de charge dans l'utilisation (ventilo-convecteurs...) devient égale à zéro. La pression en **F** et en **C** sera donc également de 1,7 bar. Mais, au refoulement de la pompe, la pression **D** est forcément supérieure (nous verrons dans le chapitre suivant qu'elle est maximale), disons qu'elle a pour valeur dans l'exemple 2,5 bar.

En conclusion, si le pressostat est raccordé en **C** et **D**, il lit une importante différence de pression de 2,5 - 1,7 = 0,8 bar alors que le débit étant nul, il devrait lire 0 bar ! Le pressostat ne pourra donc pas couper et le compresseur tournera sans débit.

Pour aggraver les choses, le thermostat antigel placé en G ne se rendra pas compte, puisqu'il n'y a pas débit, que la température de l'eau dans l'évaporateur est très faible et qu'il est en train de geler : c'est la casse assurée !

Notez au passage que de nombreux constructeurs installent la sonde antigel à l'intérieur de l'enveloppe de l'évaporateur pour tenir compte de ce problème.

Pour conclure, toute réduction du débit se traduisant par une importante variation de la PdC de l'évaporateur, si le pressostat différentiel est raccordé entre **G** et **H**, il coupera aussitôt. C'est donc un appareil de sécurité très fiable s'il est installé et réglé convenablement.

COMMENT CONTRÔLER UN DÉBIT D'EAU ?

Un filtre colmaté, une pompe qui tourne à l'envers ou qui cavite, de l'air dans l'installation, et voilà le débit d'eau glacée qui peut être réduit de moitié. Lors de la mise en service d'un groupe d'eau glacée ou lors d'un dépannage, il est primordial de connaître le débit d'eau en circulation dans l'évaporateur et de l'ajuster à sa valeur nominale.

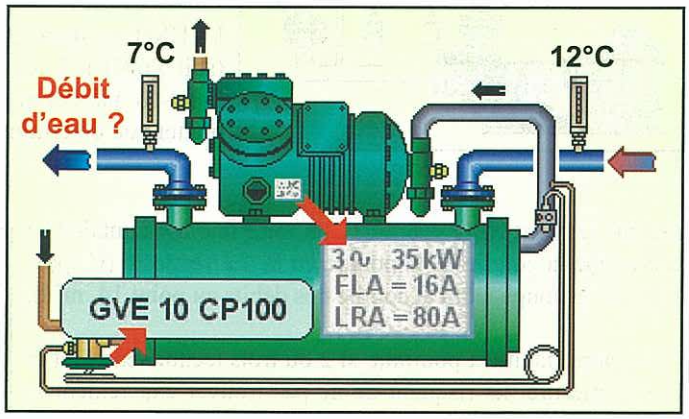
EVALUATION DU DÉBIT D'EAU GLACÉE SUR L'ÉVAPORATEUR

Il est rare que la puissance frigorifique soit gravée sur la plaque signalétique de la machine pour une raison simple : elle varie en fonction des températures d'entrée d'eau à l'évaporateur et au condenseur. En fait, ces températures déterminent la BP et la HP et l'on sait que la puissance frigorifique en dépend directement.

Dans tous les cas, rappelons-nous que les débits d'eau glacée (et d'eau de tour) sont calculés pour obtenir un $\Delta\theta$ voisin de 5°C.

Par exemple, si on sait que l'ordre de grandeur de la puissance frigorifique (Φo) est de 35 kW, en se rappelant des coefficients de chantier 1,16 et 1,25, on peut facilement évaluer :
Le débit d'eau à l'évaporateur $\approx \Phi o / \Delta\theta / 1{,}16 = 35 / 5 / 1{,}16 \approx 6$ m³/h
Le débit d'eau au condenseur ≈ débit évaporateur x 1,25 = 6 x 1,25 ≈ 7,5 m³/h
Bien sûr, ces valeurs ne sont pas exactes à la décimale près, ce ne sont que des évaluations, mais elles peuvent vous rendre de très gros services sur le chantier.

La référence du détendeur *(voir capacité d'un détendeur page 32)* peut également permettre *d'évaluer* le débit d'eau.



Le détendeur Sporlan ci-contre est de type **G** (détendeur à braser) **V** (R22) **E** (à égalisation externe) **10** (puissance frigorifique à +5°C / +38°C = 10 ton US de réfrigération, avec 1 Ton = 3,5 kW) **CP100** (Train thermostatique avec point MOP (voir page 295) à + 15°C).

Pour *évaluer* le débit, utilisons la formule précédente : 10 Ton = 35 kW et le débit à l'évaporateur ≈ $\Phi o / \Delta\theta / 1{,}16 = 35 / 5 / 1{,}16 \approx 6$ m³/h. Attention, ce n'est qu'un ordre de grandeur, le résultat risque parfois d'être très imprécis selon le diamètre de la buse installée dans le détendeur (voir page 33).

L'intensité nominale plaquée sur le compresseur peut aussi nous aider à évaluer le débit d'eau. En effet, il y a une relation entre la puissance du moteur et l'ordre de grandeur de la puissance frigorifique. Sur les moteurs Européens, on peut facilement lire l'intensité nominale absorbée. Sur les moteurs anglo-saxons, l'intensité à pleine charge est appelée FLA et elle est ici de 16 A...

L'intensité à pleine charge correspond à l'intensité maximum que peut supporter le moteur sans dommage. C'est pourquoi, si vous mesurez l'intensité réellement absorbée à la pince ampèremétrique, vous trouverez toujours une valeur inférieure à celle plaquée, sauf si la HP est très élevée.

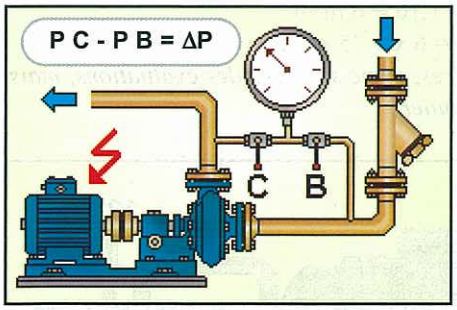
En approximation grossière, on peut évaluer qu'en triphasé 400 V, une intensité de 1 A correspond à une puissance frigorifique (Φo) sur l'eau glacée de 2 kW *(attention, ce n'est qu'une approximation puisque Φo dépend de la BP et de la HP. De plus, ne confondez pas la puissance électrique du moteur avec* Φo).

Dans l'exemple, avec FLA = 16 A, le compresseur aurait une Φo d'environ 16 x 2 = 32 kW. La formule empirique donnerait alors un débit d'eau à l'évaporateur ≈ Φo / Δθ / 1,16 = 32 / 5 / 1,16 ≈ 5,5 m³/h et au condenseur de 5,5 x 1,25 ≈ 7 m³/h.

Toutes ces évaluations permettent d'avoir une bonne idée *de l'ordre de grandeur* des débits d'eau sur l'évaporateur et sur le condenseur. Enfin, sachez que LRA = 80 A indique l'intensité de démarrage du moteur (*ces problèmes sont étudiés page 449*).

ÉVALUATION DU DÉBIT A L'AIDE DE LA POMPE.

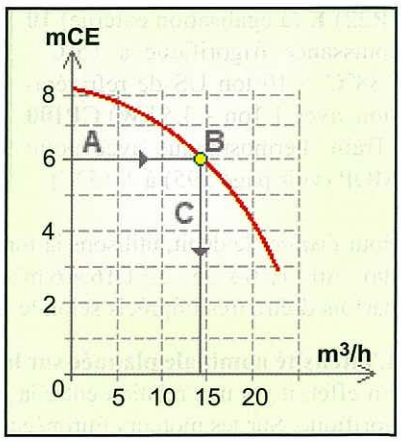
Nous avons déjà vu page 533 que l'on peut mesurer la Hauteur Manométrique Totale d'une pompe à l'aide d'un manomètre placé entre son refoulement et son aspiration. Pour rappel, *sur un circuit fermé*, cette HMT est égale à la perte de charge de tout le circuit hydraulique.



Par exemple, en ouvrant la vanne C (B étant fermée) on lit la pression de refoulement de la pompe PC = 1,8 bar. Ensuite, en refermant la vanne C et en ouvrant B, on lit la pression d'aspiration. Par exemple, PB = 1,2 bar

La HMT est donc égale à PC - PB = 1,8 - 1,2 = 0,6 bar (soit 6 mCE). A ce moment, les courbes du constructeur (qui sont parfois gravées sur la pompe elle-même) permettent de déterminer facilement le débit d'eau.

Depuis le point HMT = 6 mCE, on trace une horizontale (A) qui coupe la courbe de la pompe en B. La verticale (C) passant par B coupe alors la courbe des débits au point 14 m³/h.

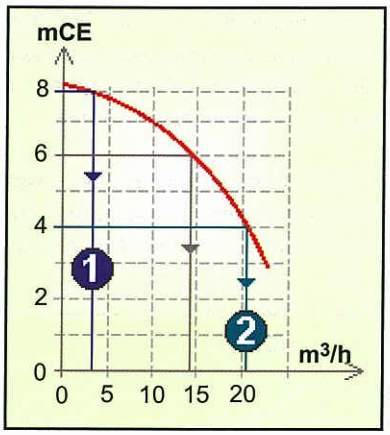


Cela paraît facile et pourtant, si 2 ou trois techniciens font la même mesure, ils risquent de ne pas trouver exactement la même valeur.

En effet, nos mesures sont-elles correctes ? Est-ce bien la bonne courbe ? Il faut toujours faire très attention à l'interprétation des résultats et en particulier :

Le manomètre est-il bien adapté aux pressions lues ? (Par exemple, lire 1,2 puis 1,8 bar sur un manomètre gradué de 0 à 10 bar est forcément très imprécis...

En effet, sur un manomètre de diamètre 40 mm gradué de 0 à 10 bar, un dixième de bar représente un déplacement de l'aiguille d'environ 1 mm : une lecture précise est donc complètement impossible.

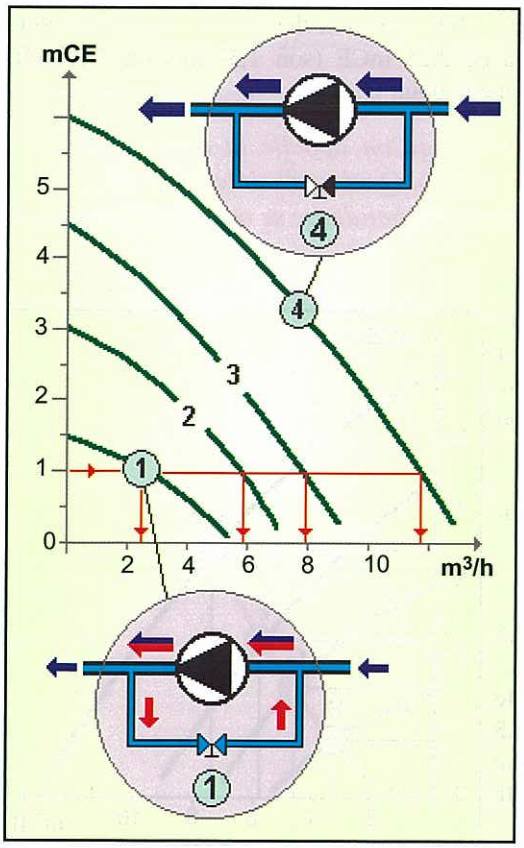


Imaginons une simple erreur de lecture de 0,2 bar en trop sur la pression PC : la HMT serait égale à 2 bar - 1,2 bar = 0,8 bar, ce qui correspondrait d'après la courbe à un débit d'environ 3 m³/h ! ***(repère 1).*** La même erreur de lecture de 0,2 bar sur la pression d'aspiration PB donnerait une HMT de 1,8 - 1,4 = 0,4 bar soit un débit de plus de 20 m³/h ***(repère 2)*** !

- La courbe utilisée correspond t-elle bien à la pompe installée sur le chantier ? Est-ce la même référence ? (Selon la vitesse du moteur et le diamètre de la roue, les courbes peuvent être très différentes).
- La pompe tourne t-elle bien dans le bon sens ? Pour rappel, comme avec toutes les machines centrifuges, *si la pompe tourne à l'envers l'eau va toujours dans le même sens, mais c'est le débit qui chute !*

Bien sûr, il est hors de question de démonter la pompe, de mesurer le diamètre de sa turbine et sa vitesse de rotation uniquement pour contrôler un débit !

POMPES A DÉBIT VARIABLE



Avant de continuer, il semble important de préciser qu'il existe de nombreuses pompes dont la courbe est réglable (un exemple des courbes d'une telle pompe est représenté ci-contre). L'objectif est bien sûr d'adapter la pompe au réseau hydraulique afin d'obtenir un débit en circulation le plus proche possible du débit souhaité.

Pour régler le débit, les constructeurs utilisent parfois un robinet placé *à l'intérieur de la pompe* entre le refoulement et l'aspiration. L'ouverture de ce robinet est réglable *de l'extérieur*. Si le robinet est fermé ***(position 4 ci-contre)***, tout le débit brassé par la pompe est envoyé dans l'installation. Si le robinet est entièrement ouvert ***(position 1)***, une partie du débit est réinjecté à l'aspiration de la pompe et le débit qui circule dans l'installation est beaucoup plus faible.

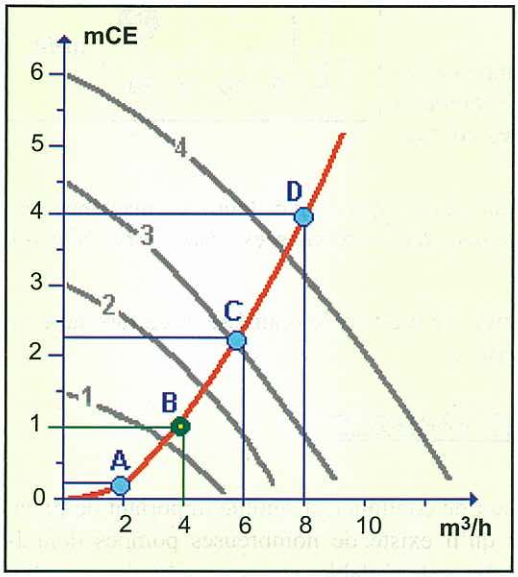
Ainsi, pour une HMT théorique constante à 1 mCE, le débit serait réglable entre 2,2 m³/h ***(position 1)*** et près de 12 m³/h ***(position 4).***

Notez que le robinet peut tout à fait être placé en position intermédiaire, par exemple entre 1 et 2 : la courbe de la pompe se situerait alors entre ces 2 positions...

Remarquez qu'en interne, la pompe brasse sensiblement le même débit quelle que soit la position du robinet. C'est dire que la puissance électrique qu'elle absorbe reste sensiblement identique, quel que soit le débit en circulation. Cette technique est donc plutôt réservée aux petites pompes avec une faible puissance absorbée.

De nos jours, la plupart des constructeurs préfèrent utiliser des pompes à vitesse de rotation réglable (la puissance absorbée diminue alors avec la vitesse), mais l'allure des courbes de fonctionnement reste sensiblement identique.

COURBE DE RÉSEAU



Nous avons vu dans notre étude des pertes de charge qu'elles varient comme le carré du débit, c'est à dire que si le débit double, la PdC est multipliée par 4 (page 530).

Imaginons que la PdC d'un circuit hydraulique fermé soit de **1 mCE** pour un débit de **4 m³/h** (point **B** ci-contre).

Nous pouvons en conclure que si le débit est de 2 m³/h (soit la moitié) la PdC sera de 0,25 m³/h (soit le quart), ce qui donne le point **A**. Si le débit est de 8 m³/h (soit le double) la PdC sera de 4 mCE (soit 4 fois plus), ce qui donne le point **D**.

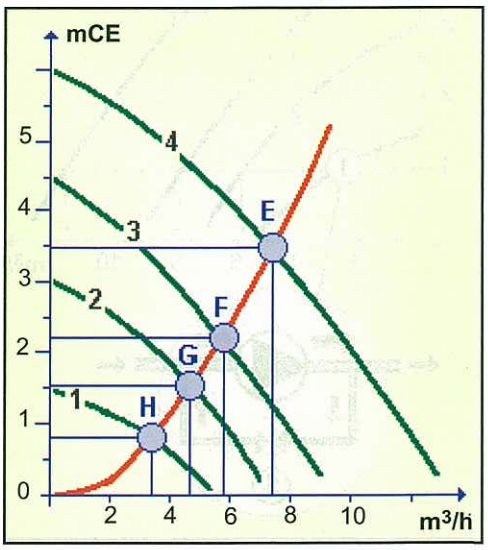
Si le débit est de 6 m³/h (soit 1,5 fois plus) la PdC sera de 2,25 mCE (soit $1{,}5^2$ fois plus), ce qui donne le point **C**.

En joignant ces points, on obtient ce qu'on appelle la courbe du réseau (voir calcul plus détaillé page 687). Quel que soit le débit dans cette installation, la perte de charge correspondante se trouve obligatoirement sur cette courbe.

En reprenant les courbes de notre pompe précédente et en y juxtaposant la courbe du réseau que l'on vient de déterminer, on peut connaître avec une très bonne précision le débit qu'on obtiendrait selon la position du réglage sur la pompe.

En position 4, la pompe donnerait sur notre circuit hydraulique un débit de 7,5 m³/h et la PdC de l'installation serait de 3,5 mCE.

En position 1, la pompe donnerait un débit de 3,5 m³/h et la PdC de l'installation serait de 0,75 mCE. **Avec cette pompe et ce réseau hydraulique, le débit serait donc effectivement réglable entre 3,5 et 7,5 m³/h : s'il faut un débit de 10 m³/h par exemple, il sera impossible de l'obtenir avec cette pompe !**



Si on installe une pompe sur un circuit hydraulique, le point de fonctionnement obtenu se trouve obligatoirement à l'intersection de la courbe de la pompe avec la courbe du réseau. Rappelez-vous en bien : cela vous permettra d'éviter bien des ennuis !

MESURE DE LA HMT A DÉBIT NUL

En observant les courbes de pompes, on constate que plus le débit diminue et plus la HMT augmente : c'est même à débit nul que la pression est la plus élevée.

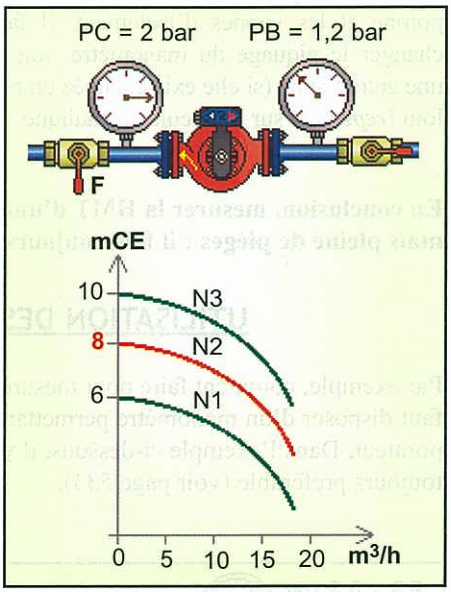
Il est essentiel de savoir que lorsqu'on ferme la vanne de refoulement d'une pompe, le débit devient nul mais la HMT devient maximale (sauf pour certaines pompes très particulières).

Il est souvent intéressant d'utiliser cette propriété pour contrôler une pompe, vérifier son sens de rotation ou son bon fonctionnement. Par exemple, sur les pompes à vitesse réglable, la HMT est différente selon la vitesse de rotation. Si la pompe tourne à l'envers, son débit devient très faible et elle ne peut pas fournir une pression importante.

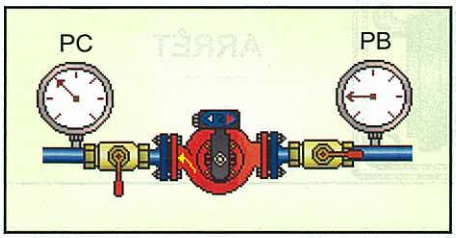
Il existe donc un moyen simple et très efficace de contrôler si une pompe tourne dans le bon sens et si sa courbe correspond à la bonne vitesse. Il suffit de fermer la vanne de refoulement et d'effectuer ce qu'on appelle une ***« mesure de la hauteur manométrique de la pompe à débit nul », appelée HMT0***.

Dans l'exemple ci-contre, après la fermeture de la vanne de refoulement on trouve une HMT0 = (PC - PB) = 2 - 1,2 = 0,8 bar (8 mCE). On peut en conclure que la pompe est en vitesse N2.

Notez que si cette pompe tournait à l'envers, la HMT0 serait beaucoup plus faible (par exemple voisine de 4 mCE) ce qui ne correspondrait à aucune courbe du diagramme.



EXERCICE



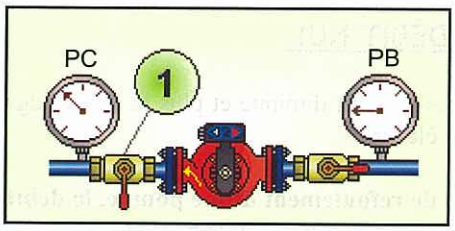
Un technicien effectue une mesure de la HMT sur la pompe ci-contre. Les manomètres sont de bonne qualité et il trouve PC = 1,3 bar et PB = 0,5 bar.

Il effectue ensuite une mesure de la HMT0 en fermant la vanne de refoulement. Il trouve PC = 1,3 bar et PB = 1,3 bar. Comment expliquez-vous ces résultats ?

Correction page suivante...

Correction de l'exercice

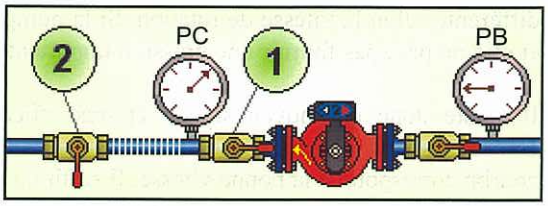
Réfléchissons un peu. Si la HMT = PC - PB = 1,3 - 0,5 = 0,8 bar, c'est le signe évident que la turbine de la pompe fournit déjà une énergie de pression non négligeable. D'autre part, le relevé de la HMT0 donne : PC - PB = 0 bar !



Il y a une erreur grossière. Il est en effet impossible que la HMT0 soit inférieure à la HMT, puisque plus le débit diminue et plus la HMT augmente !

En fait si non regardons bien le montage des manomètres, on s'aperçoit qu'ils sont mal placés. Lorsque le technicien effectue la mesure de la HMT0, il ferme la vanne de refoulement ***(repère 1)*** mais le manomètre C, placé **après** cette vanne, ne peut prendre en compte la montée de pression. De plus, puisqu'il n'y a plus de débit, il n'y a plus de PdC sur le réseau et la pression PC devient alors égale à la pression PB.

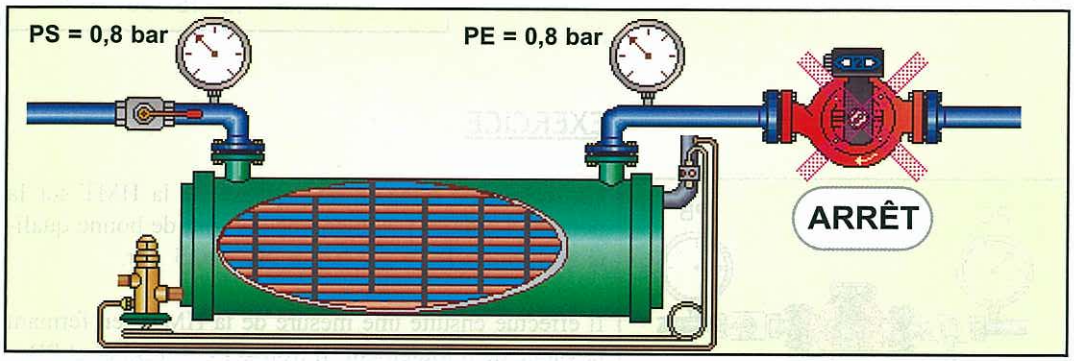
Les manomètres auraient dû être montés entre la pompe et les vannes d'isolement. Il faut soit changer le piquage du manomètre, soit fermer une autre vanne (si elle existe) située un peu plus loin ***(repère 2)*** sur le circuit hydraulique.



En conclusion, mesurer la HMT d'une pompe et en déduire le débit est une opération facile, mais pleine de pièges : il faut toujours recouper les résultats par une autre méthode.

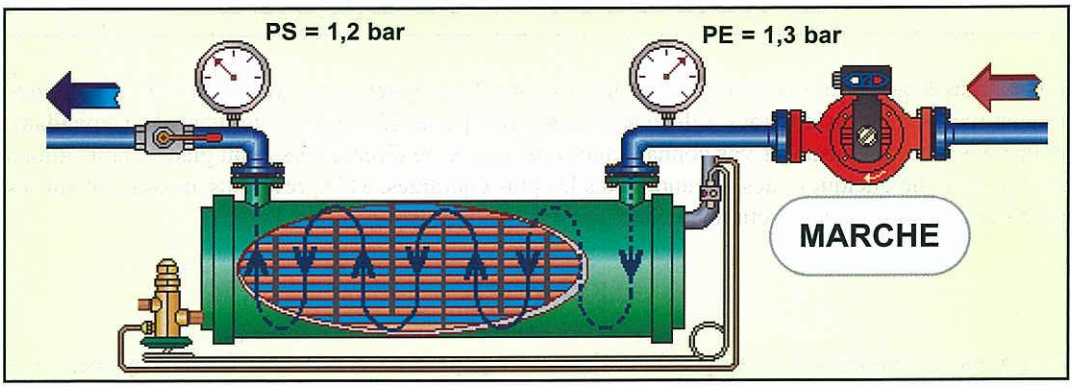
UTILISATION DES COURBES DE L'ÉCHANGEUR

Par exemple, comment faire pour mesurer le débit d'eau qui traverse l'évaporateur ? Avant tout, il faut disposer d'un manomètre permettant de mesurer la pression à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur. Dans l'exemple ci-dessous, il y a 2 manomètres mais un montage avec un seul mano est toujours préférable (voir page 533).



Le circuit de l'eau à travers l'évaporateur est un circuit étroit et sinueux qui oppose une importante série de résistances au passage de l'eau. Bien sûr, lorsque le débit d'eau est nul, la perte de charge est nulle. La différence de pression entre E et S est alors égale à zéro ($\Delta P = 0,8 - 0,8 = 0$ bar)...

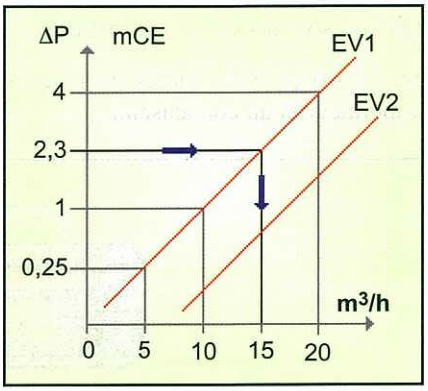
Lorsque le débit augmente, la perte de charge monte rapidement car les frottements de l'eau se transforment en chute de pression.



Admettons qu'avec un débit de 10 m³/h on mesure : PE = 1,3 bar et PS = 1,2 bar, soit une ΔP = 0,1 bar (1 mCE).

Nous avons rappelé page 608, en traçant une courbe de réseau, que lorsque le débit double, la perte de charge est multipliée par 4. C'est pourquoi, si le débit passe dans notre exemple à 20 m³/h, la PdC sera alors de 0,1 x 4 = 0,4 bar (4 mCE).

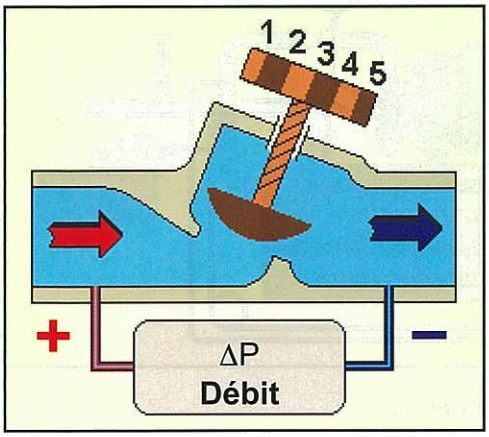
Or, les constructeurs mettent à notre disposition les courbes des pertes de charge de leurs échangeurs. Si on en dispose, il devient facile de connaître le débit d'eau dans l'évaporateur par une simple mesure de sa PdC.



Ces diagrammes sont le plus souvent établis pour plusieurs grandeurs d'évaporateurs.

Il suffit de relever soigneusement sur le groupe d'eau glacée le type d'évaporateur, par exemple EV1. A ce moment si on mesure par exemple PE = 13,5 mCE et PS = 11,2 mCE le ΔP ≈ 2,3 mCE.

On peut en conclure que le débit qui traverse notre évaporateur est ≈ de 15 m³/h.



Notez que pour régler les débits aux valeurs nominales, on dispose de plus en plus souvent de vannes d'équilibrages, avec repérage du degré d'ouverture.

Ces vannes précises sont équipées de prises de pression différentielles permettant, à l'aide d'un « calculateur », de mesurer le débit d'eau exact qui la traverse.

Quelle que soit la méthode utilisée, les mesures effectuées sur les réseaux hydrauliques peuvent parfois donner des résultats surprenants. Mais, c'est une autre histoire...

PANNES FRIGORIFIQUES DES REFROIDISSEURS DE LIQUIDE

Les pannes frigorifiques rencontrées sur les groupes d'eau glacée sont très similaires aux pannes rencontrées sur les installations à détente directe (voir pages 53 à 190 de ce manuel). Cependant, pour vous aider à transposer vos connaissances de la détente directe vers l'eau glacée, nous allons passer en revue quelques unes des anomalies les plus courantes. Mais, revenons auparavant sur les paramètres normaux de fonctionnement d'une installation, par exemple au R22.

EXERCICE

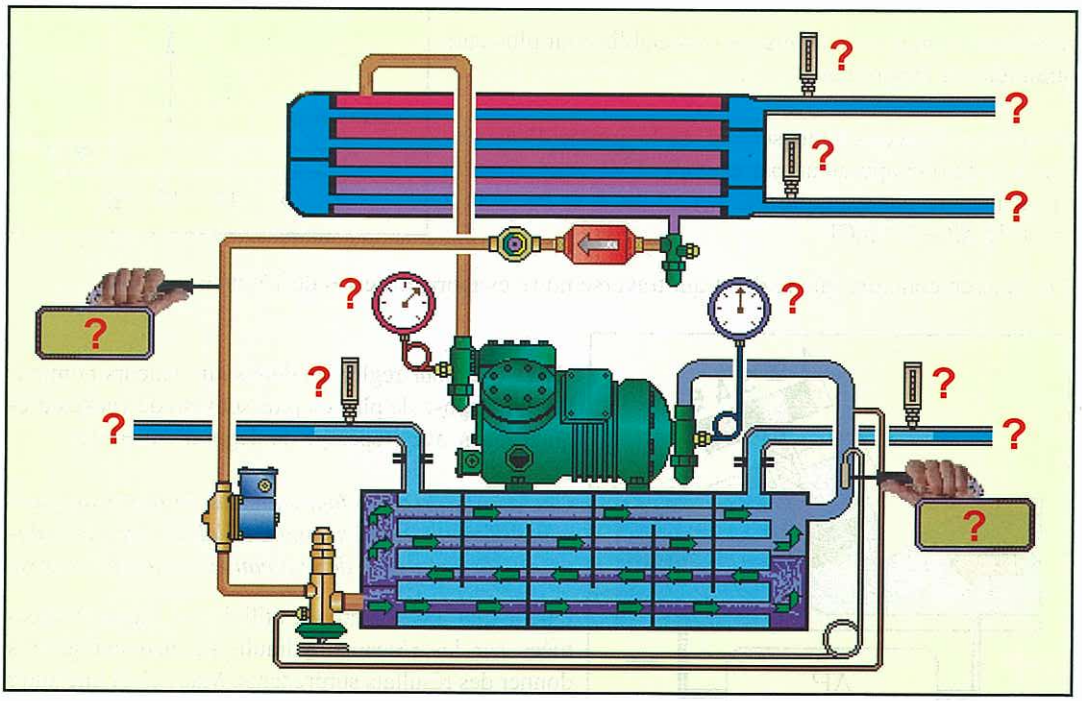
Le groupe de production d'eau glacée ci-dessous, équipé d'un condenseur à eau recyclée, vient d'être mis en service par le SAV du constructeur.

Vous connaissez les températures d'entrée d'eau aux échangeurs :
Twe = 27°C pour la température d'entrée d'eau au condenseur.
Twe = 12°C pour la température d'entrée d'eau glacée à l'évaporateur.

Sachant que tout fonctionne normalement, indiquez où se trouve l'entrée et la sortie de chaque échangeur. Complétez toutes les températures qui manquent.

Quelles sont les valeurs normales de la surchauffe et du sous refroidissement ?

Sur le groupe d'eau glacée est plaqué : R22 70 kW. Evaluez les débits d'eau en circulation à l'évaporateur et au condenseur.



Correction page suivante...

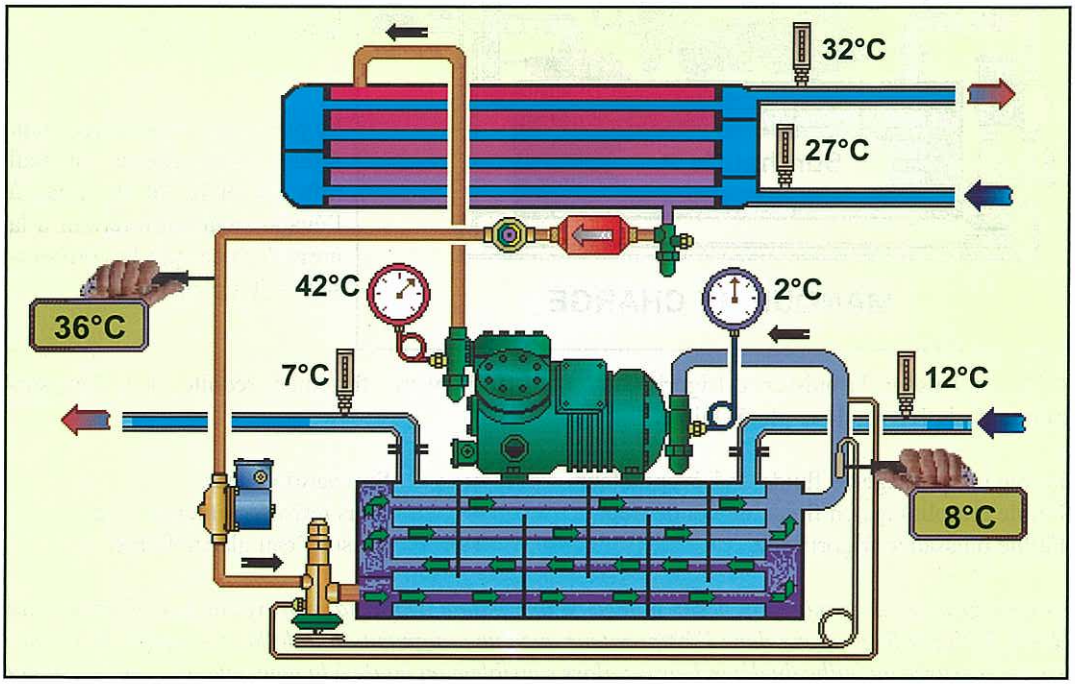
Correction de l'exercice

Les montages hydrauliques doivent être à contre courant, avec l'entrée d'eau du côté de la sortie du fluide frigorigène. Cela permet d'améliorer le sous refroidissement (coté condenseur) et d'optimiser la zone de surchauffe (coté évaporateur).

Sur l'évaporateur, *le compresseur étant à pleine puissance*, on applique la « règle des 5°C ». Puisque l'eau entre à 12°C, elle ressort à 7°C. La BP se situe aux environs de 7 - 5 = 2°C. La surchauffe, qui permet d'apprécier le remplissage en fluide frigorigène de l'évaporateur, varie généralement de 4°C à 7°C, disons qu'elle est ici de 6°C et que la température du bulbe = 8°C.

Sur le condenseur, le $\Delta\theta$ total est d'environ 15°C soit tk = 27 + 15 = 42°C. Le $\Delta\theta$ sur l'eau recyclée est de 5°C à 6°C. Puisque l'eau entre à 27°C, elle ressort à ≈ 32°C.
Le sous refroidissement, qui permet d'apprécier le remplissage en fluide frigorigène du condenseur, varie généralement de 4°C à 8°C. En admettant ici un sous refroidissement de 6°C, la température de la ligne liquide serait de ≈ 36°C.

Pour cette installation, on peut donc considérer un fonctionnement correct pour les conditions indiquées ci-dessous :



La puissance frigorifique (Φo) nominale de la machine est de 70 kW. En réutilisant notre formule empirique de la page 605 on obtient :

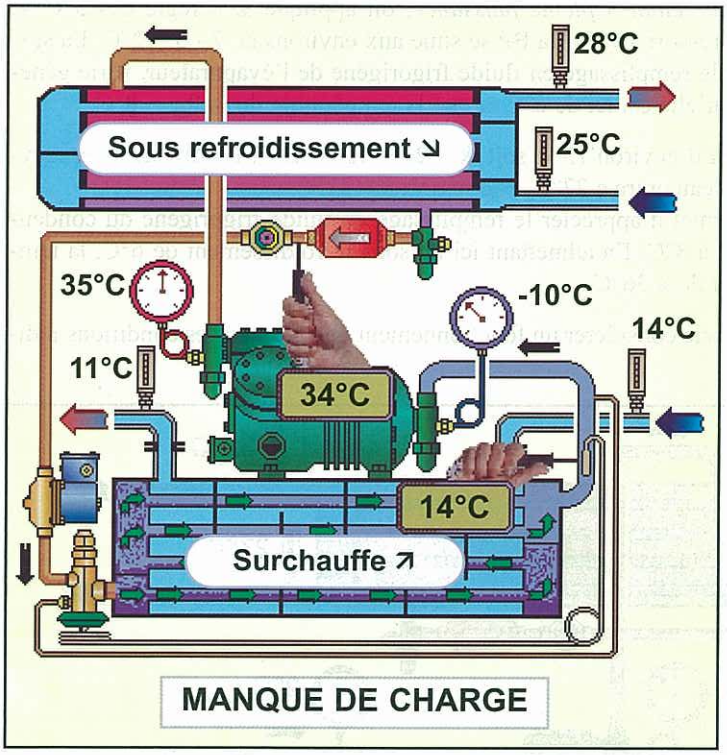
- Débit d'eau à l'évaporateur ≈ Φo / $\Delta\theta$ / 1,16 = 70 / 5 / 1,16 ≈ 12 m³/h
- Débit d'eau au condenseur ≈ débit évaporateur x 1,25 = 12 x 1,25 ≈ 15 m³/h.

En raisonnant en températures plutôt qu'en pressions, ces valeurs restent valables pour d'autres fluides frigorigènes tels que le R134a, le R404A, le R407C, le R410A, etc.

A présent, étudions quelques pannes...

PANNE DU MANQUE DE CHARGE EN FLUIDE FRIGORIGÈNE

Cette panne, déjà étudiée des pages 67 à 85 (en détente directe) se traduit par un manque de fluide frigorigène dans le condenseur et dans l'évaporateur. Les symptômes sont identiques à la détente directe et leur transposition sur un groupe d'eau glacée n'est qu'une question de bon sens.



Si l'évaporateur est faiblement rempli en fluide, la surchauffe est élevée et il y a peu de vapeurs produites.

Attendu que le volume balayé par le compresseur est constant, il tente d'aspirer toujours la même quantité de vapeurs dans un évaporateur qui en produit moins : c'est pourquoi la BP chute fortement.

La puissance frigorifique étant faible, l'eau glacée est mal refroidie et le $\Delta\theta$ sur l'eau à l'évaporateur est inférieur à la normale bien que le compresseur soit à pleine charge.

Côté condenseur, la puissance frigorifique à évacuer étant très fortement réduite, il devient surpuissant : la HP est donc plutôt faible.

Faible remplissage en fluide de l'évaporateur	⇔	Surchauffe élevée.
Faible remplissage en fluide du condenseur	⇔	Sous refroidissement faible.
Faible puissance frigorifique	⇔	$\Delta\theta$ sur l'eau glacée faible.

Sur les groupes de production d'eau glacée, si une panne frigorifique provoque une réduction du débit de fluide frigorigène dans l'évaporateur avec une augmentation de la surchauffe, la température mesurée au bulbe du détendeur est alors sensiblement égale à la température d'entrée d'eau glacée.

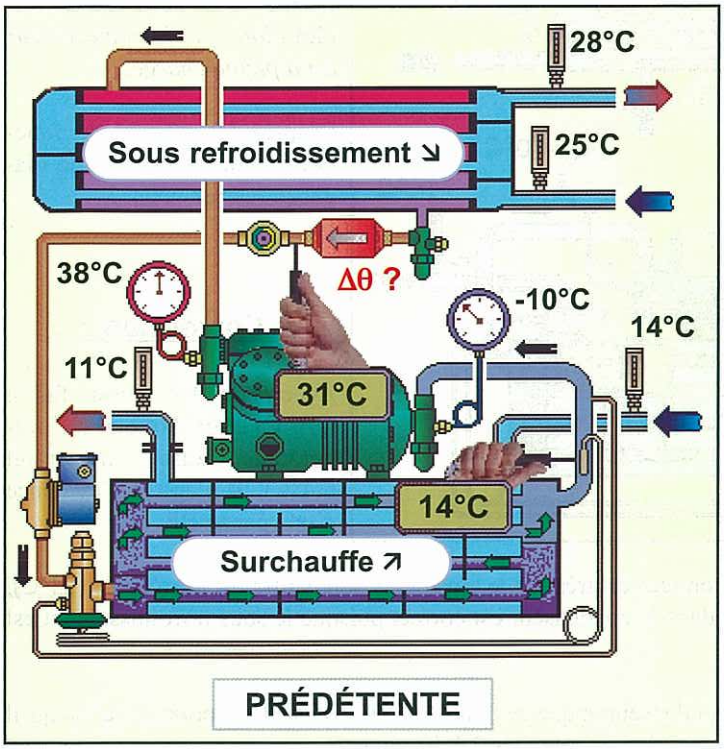
Résumé des symptômes :

1. Puissance frigorifique faible.
2. BP faible.
3. Grande surchauffe.
4. Faible sous refroidissement.

BP = - 10°C	**↘**
Surchauffe = 24°C	**↗**
HP = 35°C	**↘**
Sous refroidissement = 1°C	**< à 5°C ↘**
Température du carter	**Chaud**
Voyant liquide	**Bulle**
$\Delta\theta$ eau glacée = 3°C	**< à 5°C ↘**

PANNE DE LA PRÉDÉTENTE SUR LA LIGNE LIQUIDE.

Cette panne a déjà été étudiée des pages 87 à 105 (en détente directe). Prenons l'exemple d'une vanne départ liquide étranglée, d'un déshydrateur colmaté ou d'une électrovanne liquide partiellement bouchée : le liquide frigorigène reste bloqué dans le condenseur car il ne peut pas circuler normalement vers le détendeur. L'évaporateur sera donc mal alimenté en liquide et la surchauffe sera importante. La production frigorifique sera insuffisante et le Δθ sur l'eau glacée sera faible.



Si l'on compare cette panne avec celle du manque de charge, la différence fondamentale provient de l'important niveau de liquide qui, restant « bloqué » dans le bas du condenseur, permet d'obtenir un bon sous refroidissement.

Où qu'il se trouve, un bouchon sur la ligne liquide provoque toujours une prédétente et une vaporisation partielle du liquide avant le détendeur.

La recherche d'un Δθ anormal sur la conduite liquide permet donc de situer rapidement et à coup sûr l'emplacement du bouchon.

Faible remplissage en fluide de l'évaporateur ⇔ Surchauffe élevée.
Bon remplissage en fluide du condenseur ⇔ Sous refroidissement correct.
Faible puissance frigorifique ⇔ Δθ sur l'eau glacée faible.

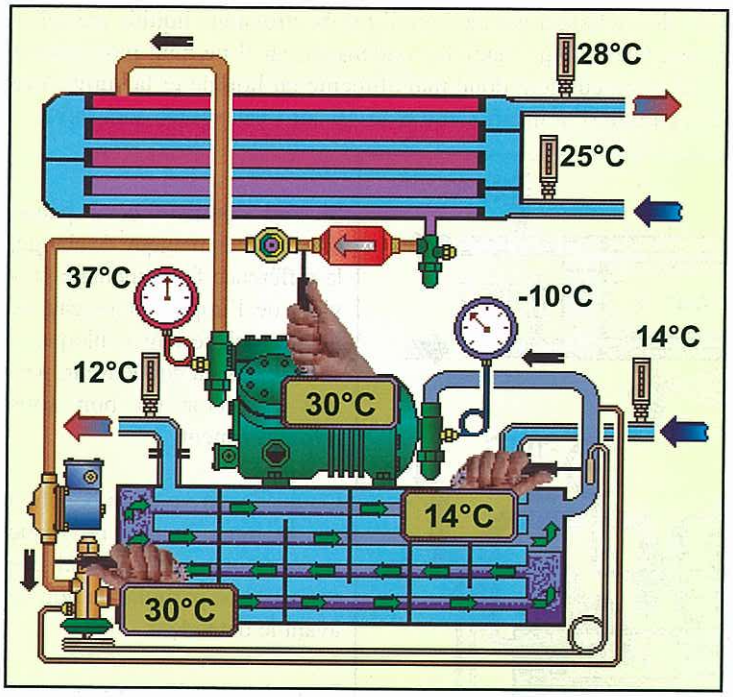
Résumé des symptômes :

1. Puissance frigorifique faible.
2. BP faible.
3. Grande surchauffe.
4. Sous refroidissement correct.
5. Δθ anormal sur la ligne liquide.

BP = - 10°C	**↘**
Surchauffe = 24°C	**↗**
HP = 38°C	**→**
Sous refroidissement = 7°C	**→**
Δθ sur ligne liquide ?	**OUI**
Température du carter	**Chaud**
Voyant liquide	*voir ci-dessous*
Δθ eau glacée = 3°C	**< à 5°C↘**

Si la prédétente provient de la vanne départ liquide ou du déshydrateur, le voyant liquide va « buller ». Par contre, si c'est l'électrovanne qui crée la prédétente, le voyant ne bullera absolument pas.

EXERCICE : PANNE INCONNUE n°1



Sur le groupe de production d'eau glacée ci-contre, la production frigorifique est insuffisante (le Δθ sur l'eau est faible) *alors que le compresseur est à pleine charge.*

D'après les relevés de fonctionnement, quelle panne diagnostiqueriez vous ?

Correction :

Avec une BP aussi faible (-10°C) et un Δθ total à l'évaporateur aussi important (24°C), il s'agit à l'évidence d'une panne BP.

Le niveau de liquide dans l'évaporateur est très faible puisque la surchauffe est très élevée (24°C). Cependant, le niveau de liquide dans le condenseur est correct puisque le sous refroidissement est excellent (7°C).

Puisqu'il y a du liquide dans le condenseur et que ce liquide n'arrive pas à l'évaporateur, c'est qu'il y a un « bouchon » qui gêne la circulation entre ces 2 échangeurs.

Mesurons la température du liquide à la sortie du condenseur et à l'entrée du détendeur : il n'y a pas de Δθ sur la ligne liquide ce qui implique qu'il n'existe pas de prédétente. Pourtant, le liquide n'arrive pas dans l'évaporateur. La seule possibilité reste donc un détendeur trop petit : le bouchon c'est lui ! Par exemple, le détendeur est mal réglé, sa buse est trop petite... (voir les possibilités de pannes page 60).

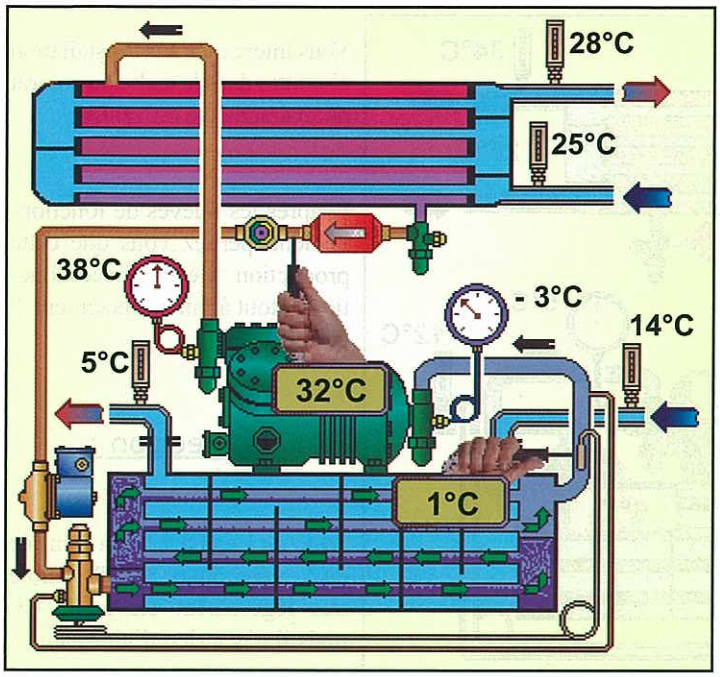
Résumé des symptômes :

1. Puissance frigorifique faible.
2. BP faible.
3. Grande surchauffe.
4. Sous refroidissement correct.
5. Pas de Δθ anormal sur la ligne liquide.

BP = - 10°C	**↘**
Surchauffe = 24°C	**↗**
HP = 37°C	**→**
Sous refroidissement = 7°C	**→**
Température du carter	**Chaud**
Δθ sur la ligne liquide ?	**NON**
Δθ eau glacée = 2°C	**< à 5°C↘**

C'est la panne du DÉTENDEUR TROP PETIT.

EXERCICE : PANNE INCONNUE n°2



Sur le groupe de production d'eau glacée ci-contre, la production frigorifique est très insuffisante bien que l'eau glacée sorte de l'évaporateur à 5°C.

D'après les relevés de fonctionnement, quelle panne diagnostiqueriez vous ?

Correction :

Avec une BP faible (-3°C) et un Δθ total à l'évaporateur aussi important (17°C), il s'agit à l'évidence d'une panne BP.

On remarque aussitôt que la surchauffe n'est pas élevée (4°C), l'évaporateur est donc très bien rempli en fluide frigorigène liquide, cependant la BP est basse. Mais, quelle est la seule panne qui présente à la fois une BP basse et une surchauffe normale à faible ? Bien sûr, il s'agit d'un évaporateur trop petit.

Regardons à présent ce qui se passe du côté de l'eau. Alors que toutes les pannes précédentes provoquent un Δθ sur l'eau glacée trop faible (< à 5°C), ici le Δθ sur l'eau est important (14 - 5 = 9°C) : il s'agit donc d'un manque de débit d'eau glacée sur l'évaporateur (*voir le problème du débit d'eau glacée trop faible page 596*).

Résumé des symptômes :

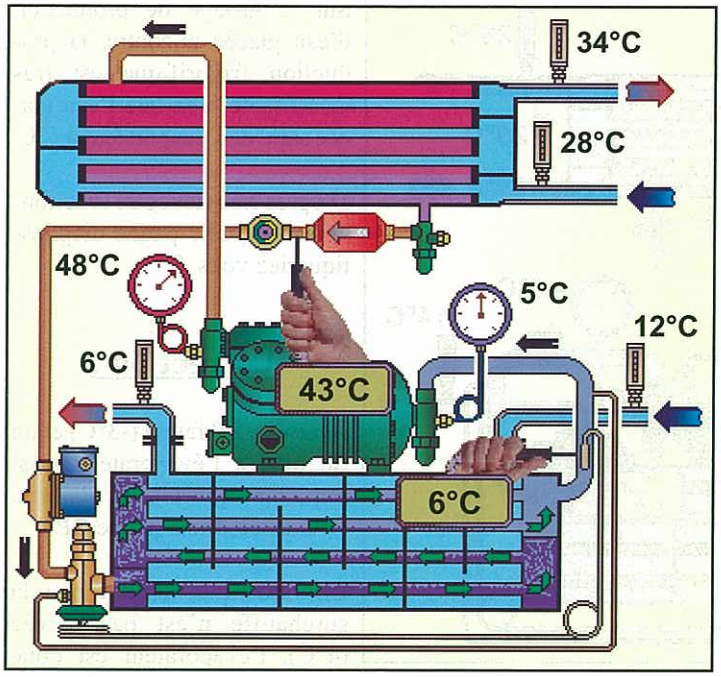
1. Puissance frigorifique faible.
2. BP faible.
3. Surchauffe normale à faible.

BP = - 3°C	**↘**
Surchauffe = 4°C	**↘**
HP = 38°C	**→**
Sous refroidissement = 6°C	**→**
Température du carter	**Frais**
Δθ eau glacée = 14°C - 5°C	**> à 5°C↗**

C'est la panne de L'ÉVAPORATEUR TROP PETIT.

Remarque : Toutes les pannes BP entraînent une insuffisance de la puissance frigorifique qui se traduit par une puissance calorifique rejetée au condenseur anormalement faible. En conséquence, on constate pour toutes ces pannes un faible Δθ (inférieur à 5°C) sur l'eau du condenseur.

EXERCICE : PANNE INCONNUE n°3



Vous intervenez sur l'installation ci-contre dans le cadre du contrat de maintenance préventive.

D'après les relevés de fonctionnement, pensez vous que cette production d'eau glacée fonctionne tout à fait correctement ?

Correction :

Avec de l'eau à 12°C à l'entrée de l'évaporateur, la BP semble très légèrement élevée (5°C), mais il n'y a rien d'alarmant.

Le sous refroidissement est correct (5°C), le remplissage du condenseur semble donc normal. Cependant, la HP paraît un peu élevée (48°C) avec de l'eau à 28°C (ce qui fait un $\Delta\theta$ total au condenseur de 20°C). Y-aurait-il un problème de HP ? Cela semble improbable puisque le $\Delta\theta$ sur l'eau glacée est de 6°C, ce qui démontre à priori une puissance frigorifique très satisfaisante.

Cependant, la surchauffe est vraiment très faible (1°C) et l'évaporateur est tout près de déborder : la vanne d'aspiration ainsi que le carter du compresseur sont glacés !

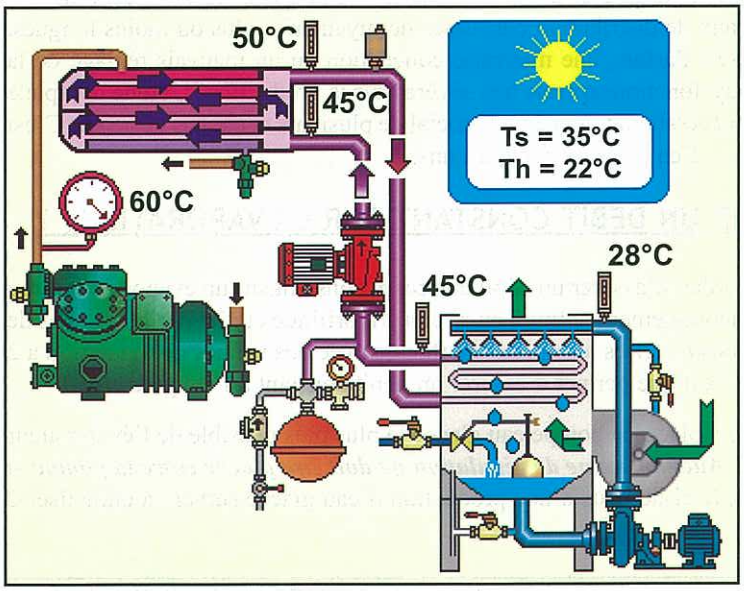
Serait-ce la panne de l'évaporateur trop petit ? Non, c'est impossible puisque la BP est plutôt élevée. Le pincement (voir page 590) = 6 - 5 = 1°C paraît exagérément faible, ce qui implique que l'évaporateur fournit une puissance anormalement importante.

La puissance frigorifique est bonne, les pressions sont correctes mais l'évaporateur « déborde » et les risques de coups de liquide sont très importants : à l'évidence, ***le détendeur est trop ouvert.***

Ne modifiez jamais le réglage d'un détendeur si vous ne maîtrisez pas à 100% ce que vous faites !

EXERCICE : PANNE INCONNUE n°4

Par une belle journée d'été, vous êtes appelé en dépannage sur l'installation ci-dessous. Le compresseur du groupe d'eau glacée est coupé en sécurité HP. Vous faites un tour rapide de l'installation, le circulateur et la pompe de la tour fermée fonctionnent, il y a de l'eau dans le circuit tour, il n'y a pas de vannes fermées...



Vous réarmez le compresseur et vous avez le temps de relever les températures ci-contre avant une nouvelle coupure en HP.

Quelles sont les pannes les plus probables ?

a) Manque de débit d'eau au condenseur.
b) Manque de débit d'eau dans la tour.
c) Condenseur entartré.
d) Echangeur tour entartré.
e) Manque de débit d'air à la tour.

Correction

Avant toute chose, il est indispensable de mesurer la température humide extérieure, soit 22°C. Tout le fonctionnement de l'installation en dépend.

On remarque que la température de l'eau du bac de la tour est de 28°C, soit 6°C au dessus de la température humide. Si le débit d'air soufflé par le ventilateur était trop faible (le ventilateur ne passe pas en grande vitesse, la courroie est cassée...), ou si le débit d'eau pulvérisé par la pompe tour était trop faible (crépine d'aspiration obstruée ou gicleurs bouchés...), l'eau du bac ne pourrait pas se refroidir aussi correctement et l'approche serait très supérieure à 6°C.

Il faut en effet un important débit d'air qui traverse une très forte pulvérisation d'eau pour obtenir une approche tout à fait correcte de 6°C : on peut donc complètement écarter les hypothèses (b) et (e).

Continuons notre réflexion : quelle serait l'action d'un manque de débit d'eau au condenseur ou d'un condenseur entartré ? La HP serait élevée comme ici, mais le $\Delta\theta$ total au condenseur (60 - 45 = 15°C) est absolument normal. D'autre part un condenseur peut-il s'entartrer avec un circuit fermé et de l'eau glycolée ? De plus, le $\Delta\theta$ sur l'eau (50 - 45 = 5°C) semble normal, ce qui confirme que ce n'est pas un manque de débit d'eau au condenseur : on peut donc également écarter les hypothèses (a) et (c).

Il ne reste plus qu'à contrôler l'hypothèse (d) : l'échangeur de la tour entartré. Révisez les conditions normales de fonctionnement d'une tour indirecte page 556. Avec l'eau du bac à 28°C, la température de l'eau glycolée à la sortie de l'échangeur devrait être d'environ 34°C, or elle est ici particulièrement chaude (45°C), comme si l'échangeur était isolé thermiquement de la tour. C'est en effet une panne fréquente : une pellicule de tartre s'est formée *à l'extérieur des tubes* de l'échangeur et il faudra les détartrer.

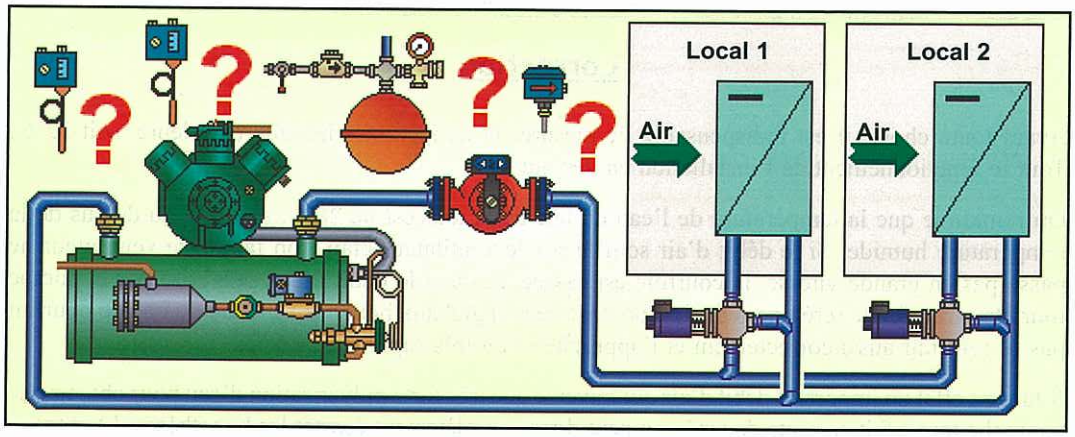
CIRCUITS DE DISTRIBUTION D'EAU GLACÉE

Comme son nom l'indique, un groupe de production d'eau glacée refroidit de l'eau. Bien sûr, l'eau glacée doit ensuite être acheminée jusqu'aux unités terminales (ventilo-convecteurs, centrales de traitement d'air...) par des réseaux de distribution constitués de tuyauteries plus ou moins longues, de pompes et de vannes diverses. Parfois, une mauvaise conception ou un mauvais réglage de la distribution peut entraîner des dysfonctionnements très sévères sur la production. L'étude complète de ces problèmes hydrauliques nécessiterait un manuel spécial de plusieurs centaines de pages. C'est pourquoi nous nous contenterons d'en évoquer quelques uns...

COMMENT MAINTENIR UN DÉBIT CONSTANT SUR L'ÉVAPORATEUR ?

Nous avons vu qu'il était primordial d'assurer un débit correct et constant sur un évaporateur à eau glacée afin de conserver un fonctionnement optimal du circuit frigorifique et d'éviter les risques de gel. Mais, quand la régulation des batteries terminales s'effectue avec des vannes de régulation à 2 ou à 3 voies, quel montage hydraulique permet d'assurer un débit constant à l'évaporateur ?

Le montage le plus sûr consiste à placer la pompe eau glacée le plus près possible de l'évaporateur et surtout à l'entrée de celui ci. ***Aucune vanne de régulation ne doit être placée entre la pompe et l'évaporateur.*** Prenons l'exemple ci-dessous d'une production d'eau glacée servant à climatiser 2 locaux distincts...



EXERCICE N°1

Le schéma hydraulique ci-dessus est incomplet :

1) Coté production : indiquez le sens de circulation de la pompe, placez le vase d'expansion et ses accessoires, le thermostat de régulation du compresseur, le thermostat antigel, le contrôleur de débit d'eau glacée. Comment tout cela fonctionne-t-il ?

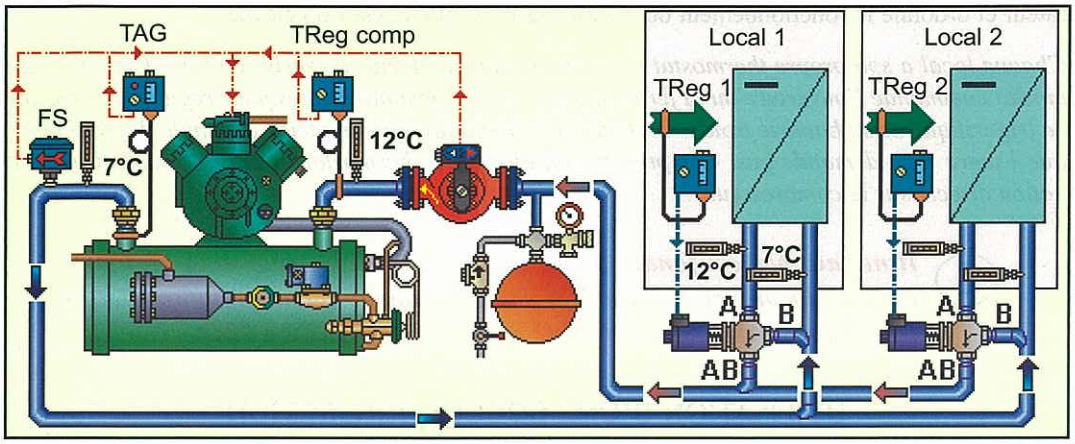
2) Coté utilisation : placez le thermostat de régulation de chaque local, réfléchissez au fonctionnement hydraulique des vannes à 3 voies.

Alors, à vous de jouer (correction pages suivantes)...

Correction de l'exercice :

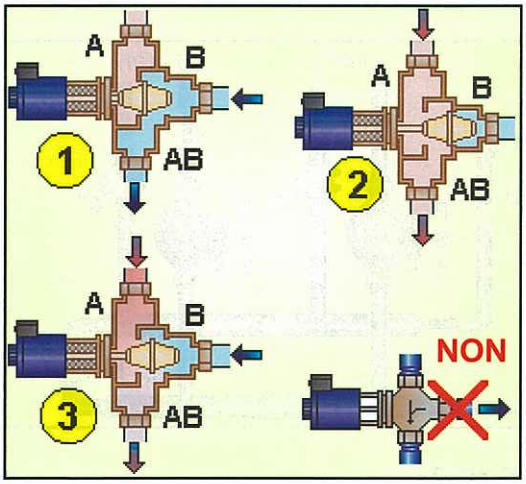
En suivant les préconisations énoncées précédemment, nous pouvons dire :

La pompe pousse vers l'évaporateur et l'entrée de l'eau se trouve du côté de la sortie du fluide frigorigène. Quelle que soit la position des 2 vannes 3 voies régulant le débit d'eau dans les 2 batteries froides, le débit doit rester constant dans l'évaporateur.



Remarquez que l'alimentation des batteries froides se fait également à contre courant. L'eau glacée entre du côté de la sortie de l'air. D'autre part, si le débit d'eau varie dans ces batteries, la température d'entrée d'eau est constante (par exemple 7°C). Ce montage à débit d'eau variable dans les batteries est idéal pour obtenir une déshumidification maximale même à faible demande de froid.

Les vannes 3 voies sont montées sur le retour des batteries vers l'évaporateur :



Repère 1 : il n'y a aucune demande de froid et la régulation a fermé la voie A. L'eau à 7°C qui arrive en B est renvoyée à l'évaporateur par la voie AB à la même température.

Repère 2 : La demande de froid est maximum et la régulation a fermé la voie B. L'eau à 7°C traverse la batterie, s'échauffe et arrive en A à 12°C. Elle est alors renvoyée à l'évaporateur par la voie AB à la même température.

Repère 3 : La demande de froid est intermédiaire et la régulation a positionné le clapet de la vanne entre A et B. Une partie de l'eau à 7°C traverse la batterie, s'échauffe et arrive en A. L'autre partie est réinjectée à 7°C par la voie B. Le débit est constant sur la voie AB (qui est la voie commune de la vanne), c'est pourquoi elle est raccordée coté pompe. La température de retour à l'évaporateur dépend de la position de la vanne.

Notez que le sens de passage de l'eau dans la vanne est très important. Les vannes à soupape (appelées aussi vannes à siège) imposent généralement que la voie B soit une entrée d'eau. Si l'eau sortait par B, un phénomène de cliquetis du clapet de la vanne risquerait de le détruire très rapidement et il n'y aurait plus aucune régulation *(voir : montage des vannes 3 voies, page 729).*

Le vase d'expansion est monté à l'aspiration de la pompe, le tube de raccordement tourné vers le haut. Le thermostat antigel est placé à la sortie de l'évaporateur. Le flow switch est monté dans le bon sens et il contrôle bien le débit dans l'évaporateur. ***Si la pompe s'arrête, si le thermostat antigel ou le flow switch ouvrent leur contact, le compresseur s'arrête instantanément.***

Régulation de l'ensemble : Le compresseur doit assurer la production de l'eau glacée. Son thermostat de régulation mesure donc la température de retour d'eau glacée à l'entrée de l'évaporateur et ordonne le fonctionnement du compresseur si celle ci est trop élevée.

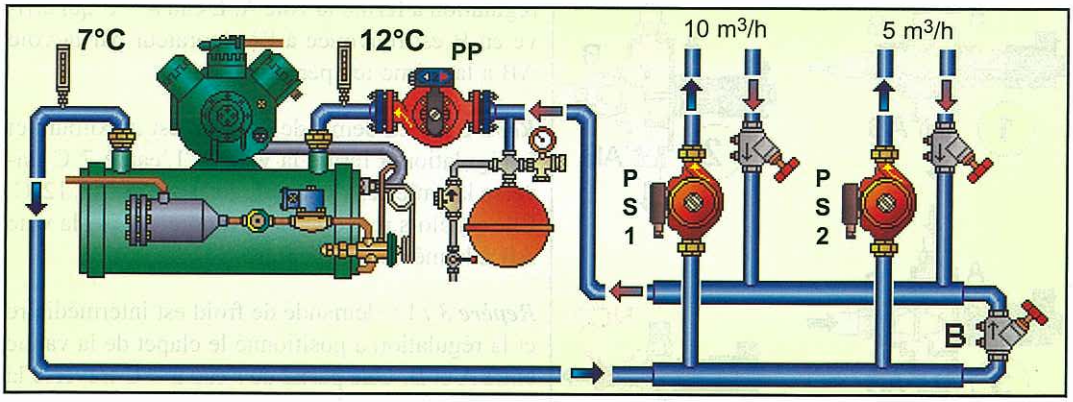
Chaque local a son propre thermostat placé en ambiance ou sur la reprise de l'air. Chaque thermostat commande l'ouverture ou la fermeture de sa propre vanne 3 voies pour réguler la puissance frigorifique de sa batterie froide. Un local peut tout à fait être en pleine demande de froid alors que l'autre n'en demande pas. Comprenez bien que ces 2 thermostats n'ont absolument aucune action directe sur le compresseur !

Il ne faut pas confondre la régulation du compresseur et la régulation des locaux climatisés. Il n'y a absolument aucune relation électrique entre les 2 systèmes (voir aussi des pages 721 à 724).

UTILISATION D'UNE BOUCLE D'INJECTION

Lorsqu'il y a de nombreux points de distribution, le circuit d'eau glacée se complique et on coupe alors le circuit hydraulique en 2 circuits distincts : un circuit primaire du coté de la production d'eau glacée et plusieurs circuits secondaires chargés d'assurer la distribution de l'eau glacée aux batteries froides.

L'exemple ci-dessous nous montre un tel réseau d'eau glacée sur lequel on trouve plusieurs pompes ou circulateurs. La pompe primaire PP et les 2 pompes secondaires PS1 et PS2.



EXERCICE N°2

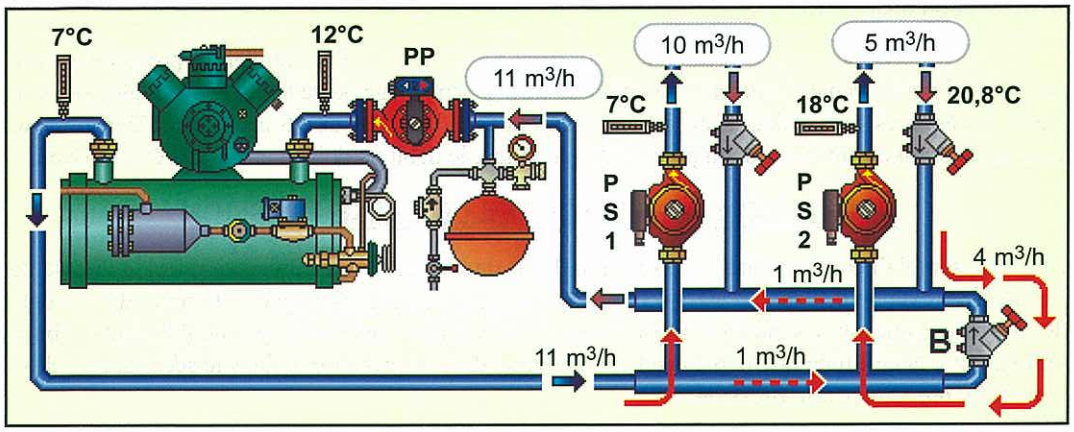
Le circuit ci-dessus s'appelle *une boucle d'injection*. Si le débit de la pompe PS1 = 10 m³/h et si celui de PS2 = 5 m³/h, quel doit être le débit de la pompe primaire PP qui assure l'irrigation de l'évaporateur ? Sur la droite, se trouve une vanne d'équilibrage (voir page 611) repérée B, qu'on appelle " la vanne de boucle ": Comment la régleriez-vous ? Est-elle bien placée ?

Réponse pages suivantes...

Correction de l'exercice n°2 :

La principe de base à respecter est que le débit en circulation dans l'évaporateur doit être constant quoiqu'il puisse se passer sur les circuits secondaires.

Quel est le débit de la PP ? Les 2 pompes secondaires PS1 et PS2 étant en service, elles vont puiser 10 + 5 = 15 m³/h à elles deux. Imaginons que le débit de la pompe primaire PP soit plus faible, par exemple 11 m³/h. Si la PP ne fournit que 11 m³/h, il va manquer 4 m³/h. Alors, comment vont se répartir les débits ?

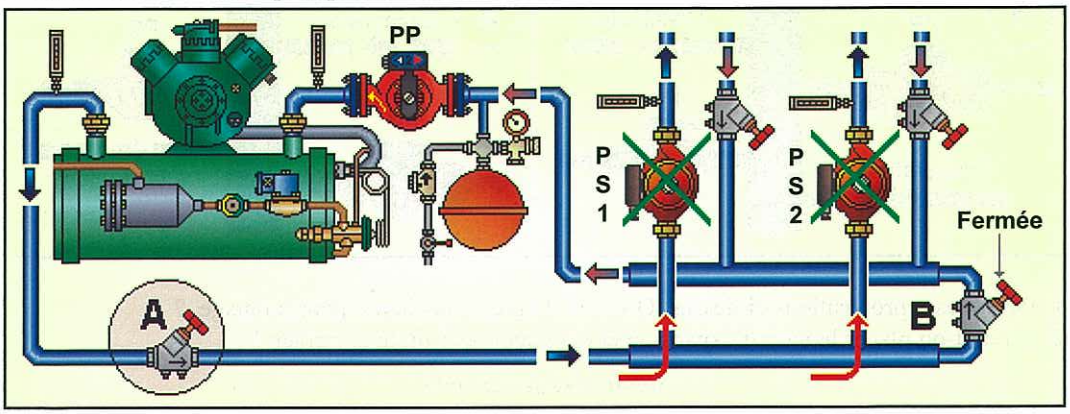


Le schéma parle de lui-même : il va se créer une circulation inversée de 4 m³/h dans la vanne B. Dans l'exemple, le départ du circuit n°2 sera alors alimenté avec un mélange de 1 m³/h d'eau à 7°C et de 4 m³/h d'eau à 20,8°C. Les locaux desservis par ce circuit seront alors alimentés *avec de l'eau à 18°C au lieu de 7°C* et ils ne seront plus du tout climatisés. Si vous êtes appelé en dépannage, il s'agit d'un problème purement hydraulique ! Il est donc très important de contrôler tous les départs afin de vérifier s'ils sont bien alimentés en eau glacée à la bonne température.

Loi de base : Pour alimenter correctement toute la distribution, il faut impérativement que le débit du circuit primaire soit supérieur de 5 à 10% à la somme des débits secondaires.

Dans notre exercice, le débit de la pompe primaire doit donc être d'environ 16 m³/h.

Réglage de la vanne B : imaginons que la vanne B soit fermée et que les pompes secondaires PS1 et PS2 soient à l'arrêt. La pompe primaire PP pousse l'eau à travers l'évaporateur mais, la vanne B étant fermée, l'eau ne peut plus la traverser...



L'eau ne pouvant pas passer par la vanne B, elle va traverser les pompes PS1 et PS2 qui sont à l'arrêt (une pompe laisse toujours passer l'eau à travers sa turbine) et elle va tenter de circuler dans les circuits secondaires.

Mais, si les circuits secondaires ont une pompe individuelle c'est aussi parce que leur perte de charge est importante. La pompe primaire PP doit donc non seulement vaincre les pertes de charge du circuit primaire (elle a été prévue uniquement pour cela), *MAIS EN PLUS*, elle doit vaincre les PdC du circuit secondaire et la résistance des pompes à l'arrêt : La PdC totale étant énorme, le débit devient très faible, et il peut même parfois devenir quasiment nul. Imaginez les conséquences sur le groupe de production d'eau glacée !

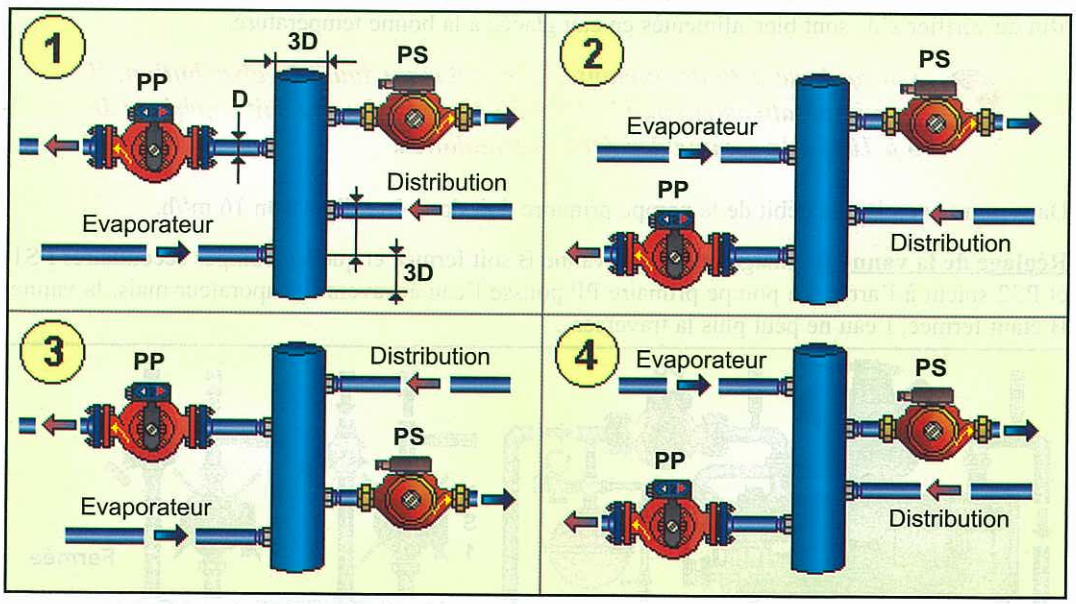
C'est pourquoi la vanne de boucle B ne doit jamais être fermée. Pour limiter les problèmes, cette vanne doit impérativement être placée au point A (voir schéma page précédente). On la règle pour que toutes les pompes secondaires étant à l'arrêt, on obtienne un débit de 16 m³/h dans l'évaporateur, comme déterminé dans la question précédente (attention, le débit ne doit en aucun cas être inférieur).

UTILISATION D'UNE BOUTEILLE CASSE PRESSION

C'est vraisemblablement la meilleure solution. Dans une bouteille bien dimensionnée, la vitesse de l'eau est voisine de 0,1 m/s, c'est à dire presque nulle (mais il faut respecter la règle dite " règle des 3 D ", comme sur le schéma n°1 ci-dessous). Ainsi, il n'y a quasiment pas de PdC dans la bouteille et on a la certitude que la pression est identique dans le primaire et dans le secondaire : d'où le nom de *bouteille casse pression.*

EXERCICE N°3

Pour que les températures se répartissent correctement dans la bouteille et dans l'installation, les différents piquages doivent être judicieusement placés.



1. Parmi les 4 propositions ci-dessus, Quel est d'après vous le meilleur montage ?
2. Où doit-on placer le vase d'expansion et comment peut-on le contrôler ?

Solution page suivante...

Correction de l'exercice n°3 :

Pour obtenir un fonctionnement correct il faut tout d'abord se rappeler que l'eau chaude à toujours tendance à monter et l'eau froide à descendre. La vitesse étant presque nulle, c'est exactement ce qui se passe dans la bouteille.

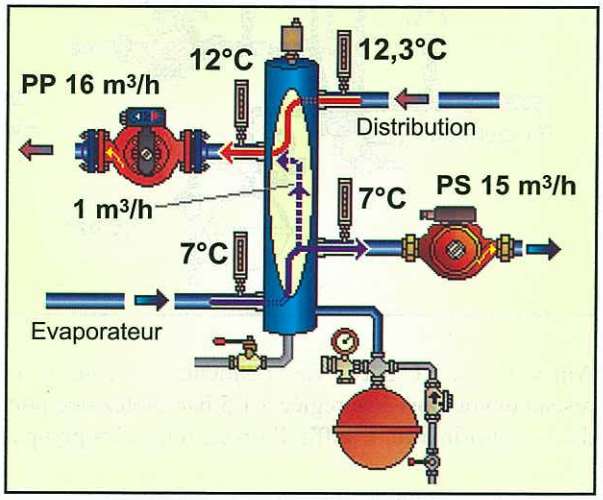
La pompe secondaire devant distribuer de l'eau la plus froide possible, elle doit aspirer dans le bas de la bouteille : les schémas 1 et 2 et 4 sont donc mauvais.

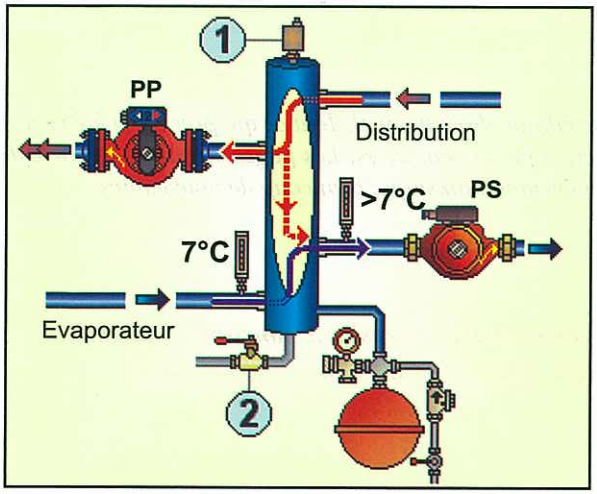
Notez que si les pompes étaient face à face comme dans le schéma 1, il y aurait mélange entre le primaire et le secondaire ce qui serait inacceptable (ce ne serait plus une bouteille casse-pression mais une bouteille de mélange).

De plus, la pompe primaire devant aspirer l'eau la plus chaude dans le haut de la bouteille afin de l'envoyer vers l'évaporateur, seul le schéma 3 est parfaitement correct.

Dans l'exemple ci-contre vous pouvez apercevoir le passage de l'eau dans la bouteille pour un fonctionnement correct.

Comme dans le cas d'une boucle d'injection, le débit primaire doit toujours être supérieur au débit secondaire.





Si le débit du secondaire PS était supérieur au débit du primaire PP, une partie de l'eau de retour de la distribution serait réinjectée dans le départ.

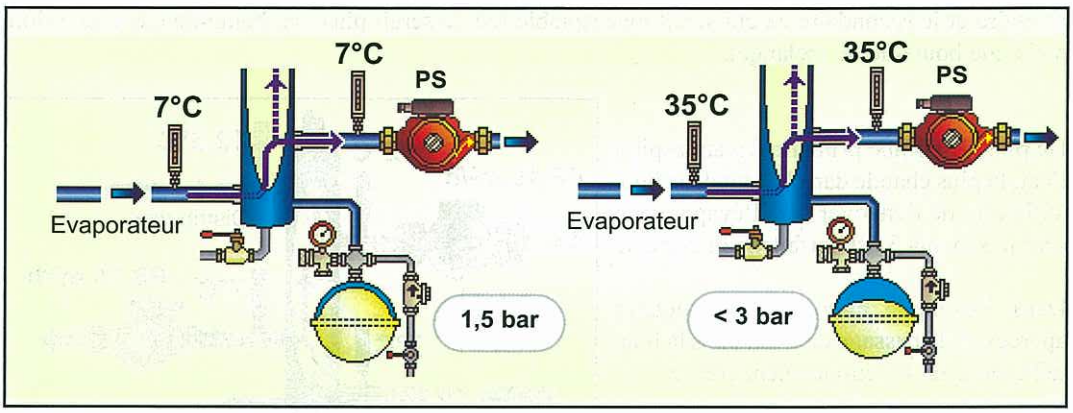
La température de l'eau distribuée augmenterait et on ne pourrait donc plus assurer les conditions requises dans les locaux climatisés. Soyez donc particulièrement vigilant sur les installations équipées de pompes à débit variable.

La vitesse étant quasiment nulle dans la bouteille, l'air aura tendance à remonter et à se piéger dans la partie haute d'où il sera évacué par le purgeur ***(repère 1)*** : elle constitue donc un magnifique pot de purge. De plus, la vanne ***(repère 2)*** permettra d'évacuer d'éventuels dépôts : la bouteille fait également office de pot de décantation.

Pression de gonflage du vase d'expansion : entre autres avantages, la bouteille casse pression détermine le point neutre de l'installation et c'est sur elle que le vase d'expansion doit être raccordé...

Admettons par exemple une hauteur géométrique entre le vase et le point le plus haut de l'installation de 10 m et disons que la soupape placée à côté du vase est tarée à 3 bar. Comme la hauteur géométrique de l'installation est de 10 m, le vase sera gonflé à une pression d'azote de 1 + (0,3 à 0,5 de marge de sécurité = 1,3 à 1,5 bar *(au besoin, revoir : les vases d'expansion, page 558)*.

Attention, ce n'est pas un circuit de chauffage : c'est à 7°C (la plus faible température de l'eau) que la pression du réseau sera la plus faible. Inversement, c'est lorsque l'eau sera à sa température maximale (disons 30 / 35°C à la suite d'un long arrêt du compresseur en plein été), que la pression du réseau ne devra pas atteindre celle d'ouverture de la soupape (c'est à dire 3 bar).



Ainsi, c'est à 7°C que le vase contiendra un volume minimum d'eau de dilatation et la pression du réseau devra alors être réglée à 1,5 bar. Notez que pour faire descendre rapidement la température du circuit primaire, il suffit d'arrêter toutes les pompes du circuit secondaire.

Pour le réglage et le fonctionnement du vase d'expansion avec de l'eau glacée, voir page 647 à 651.

C'est ici que s'achevait la 3ème édition de ce manuel. Tout ce qui précède a été réactualisé et tous les dessins ont été refaits et colorisés. Les pages suivantes apportent de nombreux compléments d'information ainsi que beaucoup de nouveautés.

Quand vous cherchez une information, pensez à consulter l'index alphabétique en fin d'ouvrage (pages 813 à 845).

BOUTEILLES CASSE PRESSION : COMPLÉMENTS D'INFORMATION

A) Rappel : Pourquoi une bouteille casse-pression ?

Certains réseaux hydrauliques peuvent sembler relativement complexes. Un non initié pourrait se demander pourquoi se compliquer la vie et ne pas installer une seule pompe sur un seul réseau, avec en série, l'évaporateur, les batteries froides, les vannes 3 voies et les tubes ?

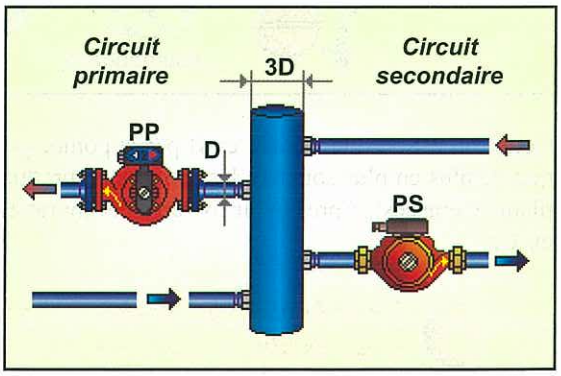
Cela pourrait être envisageable lorsqu'il n'y a qu'un seul groupe d'eau glacée et une seule batterie froide. Mais, lorsqu'il y a plusieurs groupes de production d'eau glacée devant alimenter plusieurs circuits de distribution (et donc de multiples batteries froides), comment faire pour que chaque élément de l'installation fonctionne correctement et indépendamment des autres, quelle que soit la demande de froid ? N'utiliser qu'une seule pompe pour alimenter l'ensemble s'avérerait très rapidement impossible.

En fait, lorsqu'il y a plusieurs réseaux de production et/ou de distribution, la bouteille casse-pression est une solution souvent très intéressante.

Néanmoins, pour qu'une bouteille casse-pression " fonctionne correctement ", encore faudrait-il respecter certaines règles essentielles.

Nous avons déjà évoqué pages 625 les débits et les cotes recommandés.

L'objet de ce chapitre est de vous apporter quelques compléments d'information, ainsi que nous l'ont demandé de nombreux lecteurs.



B) Peut-il y avoir des pannes sur une bouteille casse-pression ?

Il est difficile d'imaginer qu'une simple bouteille puisse provoquer des pannes, et pourtant !

Lorsque les températures désirées dans les locaux ne sont pas atteintes alors que les compresseurs sont arrêtés en régulation, allez examiner la bouteille.

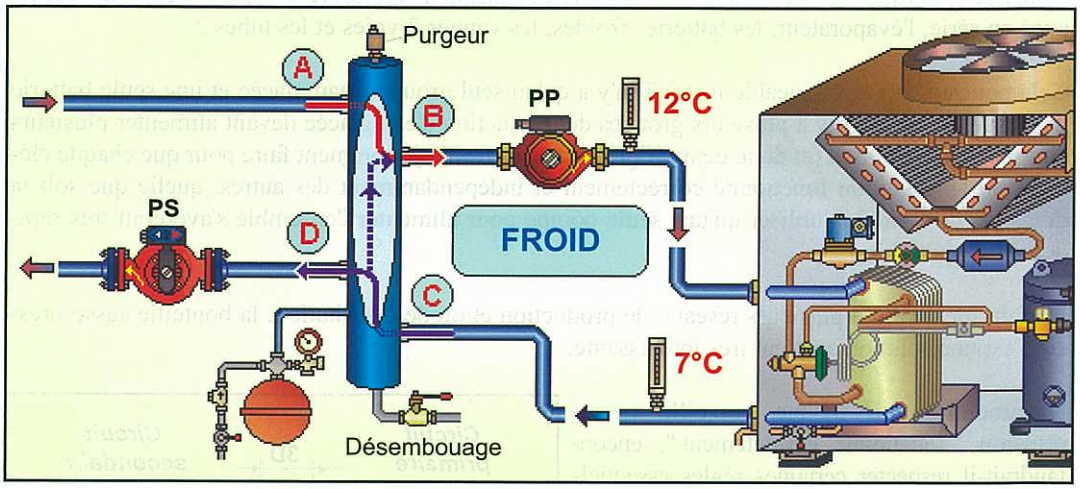
Par exemple, si le groupe de production (circuit primaire) fourni de l'eau glacée à 7°C mais que cette eau arrive à plus de 10°C à l'entrée des batteries froides (circuit secondaire) que peut-il bien se passer ? Pourquoi la puissance produite par les compresseurs n'est-elle pas transmise à l'installation ?

Le plus souvent, ce type d'anomalie a pour origine une mauvaise conception du réseau hydraulique. S'il y a une bouteille casse pression, on doit alors se demander : la bouteille est-elle conforme ? Les cotes, les piquages, les débits sont-ils corrects ?

C) Rappel du fonctionnement correct en froid.

Pour un circuit d'eau glacée, le retour des batteries froides, donc l'eau la plus chaude, doit s'effectuer en haut de la bouteille **(repère A)**.

Rappelez-vous que la vitesse de l'eau dans la bouteille est très faible (de l'ordre de quelques cm/s). C'est pourquoi le changement de direction entre **A** et **B** se fait à faible vitesse en " cassant la pression " et en facilitant le dégazage d'éventuelles bulles d'air.



Cette eau est ensuite aspirée en **B** par la pompe primaire **PP** et envoyée dans l'évaporateur (notez que de plus en plus souvent, les groupes de production d'eau glacée sont équipés d'évaporateurs à plaques brasées). Après avoir traversé l'évaporateur, l'eau glacée pénètre ensuite dans la bouteille en **C.**

L'eau la plus chaude doit être raccordée en haut de la bouteille.
L'eau la plus froide doit être raccordée en bas.

La pompe secondaire aspire cette eau glacée en **D** pour l'envoyer vers les batteries froides.

Le changement de direction entre **C** et **D** se fait à faible vitesse, ce qui permet de " casser la pression " et favorise la décantation des éventuels dépôts (boues, etc.) dans le fond de la bouteille.

Pour rappel, le débit dans le primaire doit toujours être supérieur de 5 à 10% au débit dans le secondaire.

Ce léger surdébit qui s'élève lentement dans la bouteille de **C** vers **B** représente l'assurance que la température en **D** (vers les batteries froides) sera égale à la température en **C**.

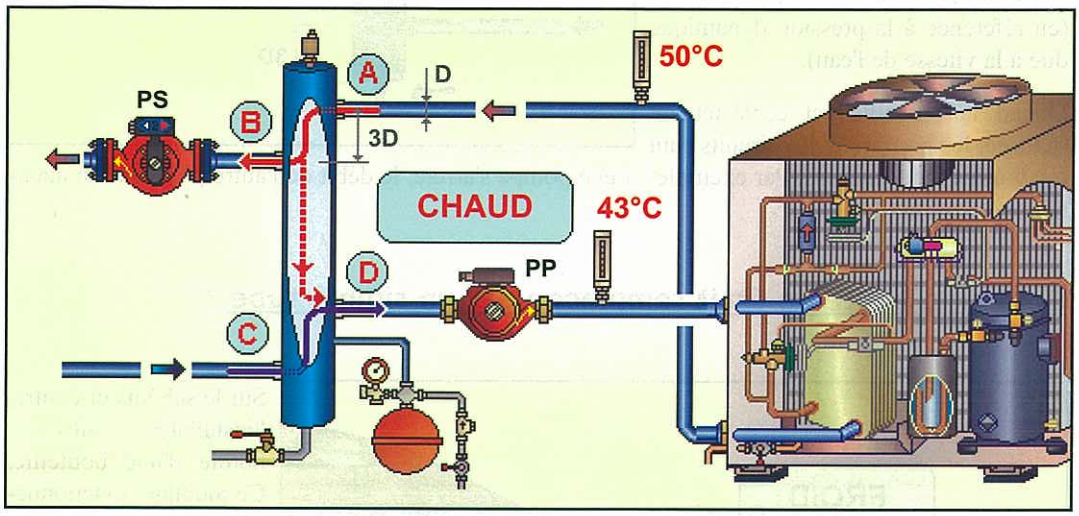
Pour rappel, la vitesse de l'eau étant très faible, il n'y a quasiment pas de perte de charge dans la bouteille et les pressions en A, B, C et D sont sensiblement identiques (d'où le nom de " casse pression ").

D) Premier exemple de panne : La bouteille est prévue pour un fonctionnement en chauffage.

Si une bouteille fonctionne très mal en " froid ", une des premières choses à faire est de vérifier qu'elle n'a pas été conçue pour un fonctionnement en " chaud " !

Pour mieux comprendre, regardons ci-dessous une disposition correcte en " chaud ".

Nous avons pris comme exemple une installation de chauffage par pompe à chaleur utilisant une bouteille casse pression.



Pour une bouteille " chaud ", l'eau la plus chaude de la production doit arriver en haut **(repère A)**. Le départ vers la distribution **(repère B)** doit être raccordé comme représenté (en dessous du tube **A**, à une cote de 3 fois le diamètre de ce tube).

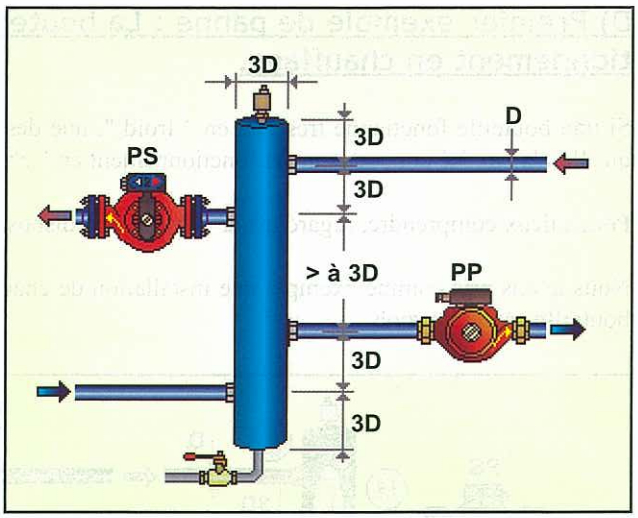
Le retour " plus froid " des circuits de distribution doit se trouver en **C** en bas de la bouteille. Les changements de direction entre **A** et **B** ainsi qu'entre **C** et **D** ont exactement les mêmes conséquences que dans une bouteille " froid " : non seulement ils réduisent la vitesse de l'eau en favorisant son dégazage et son débourbage, mais en plus ils assurent une pression uniforme dans la bouteille, en " cassant " la pression.

Une règle est commune aux bouteilles " chaud " et aux bouteilles " froid " : l'eau la plus chaude doit toujours se trouver en haut de la bouteille et l'eau la plus froide en bas.

Restez vigilant, ces bouteilles se ressemblent mais fonctionnent différemment. Examinez bien le piquage des tubes au primaire et au secondaire ainsi que la position des pompes.

Remarquez que l'excès de débit dans le primaire (de 5% à 10%) descend dans la bouteille " chaud " alors qu'il monte dans la bouteille " froid ".

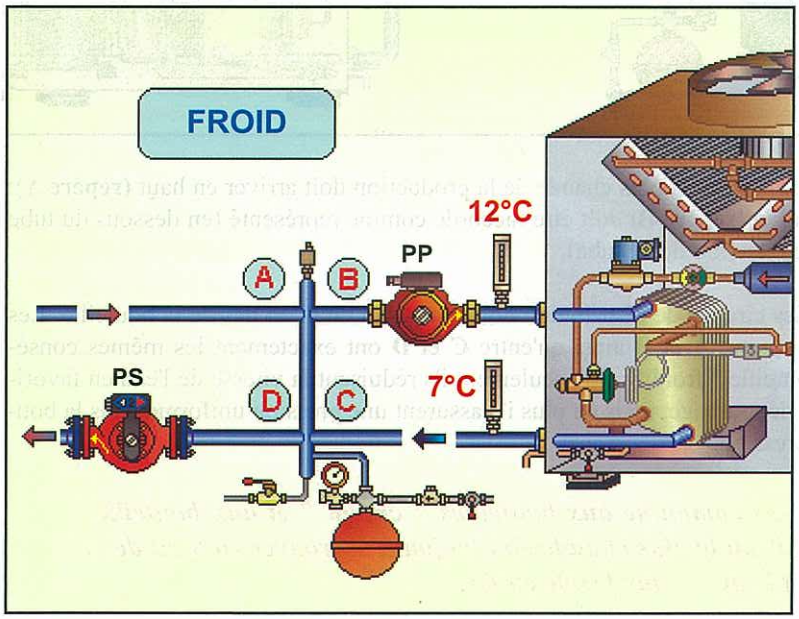
Que la bouteille soit utilisée pour du chauffage ou pour du refroidissement, les cotes recommandées sont les mêmes : on doit appliquer la règle des 3**D** (**D** étant le diamètre du tube primaire calculé comme il se doit en fonction du débit de la production).



La vitesse de l'eau dans la bouteille est ainsi réduite (à environ 0,1 à 0,25 m/s). En fait, c'est pour cette raison que la bouteille est apppelée " casse pression " (en référence à la pression dynamique due à la vitesse de l'eau).

Quand la bouteille est correctement réalisée, les pompes et les circuits sont totalement indépendants. Par exemple, si une pompe s'arrête, le débit de l'autre pompe n'est aucunement modifié !

E) Et si la bouteille était remplacée par un simple tube ?



Sur le schéma ci-contre, l'installateur a fait l'économie d'une bouteille. Ce montage fonctionne-t-il ?

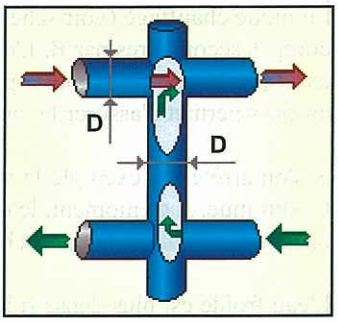
Ce montage ne peut fonctionner que si ce tube casse-pression est installé en position verticale et que l'on respecte scrupuleusement les conditions essentielles : " le chaud en haut, le froid en bas ".

Dans notre exemple, l'eau la plus chaude revenant des batteries froides arrive en **A** (donc en haut) avant d'être aspirée en **B** puis poussée vers l'évaporateur. L'eau la plus froide sortant de l'évaporateur arrive en **C** (donc en bas) avant d'être aspirée en **D** par la pompe secondaire.

Seul le respect des températures, "chaud en haut et froid en bas ", éliminera tout risque de circulation parasite par thermo-siphon.

Alors pourquoi utiliser des bouteilles de plus gros diamètre et se compliquer la vie avec cette fameuse règle des 3**D** ?

En fait, avec ce montage, vous remarquez l'absence de changement de section et de décalage entre les tubes.



Le diamètre ne changeant pas, la vitesse de l'eau ne peut pas diminuer lors de la traversée du tube.

Ce montage n'est donc absolument pas efficace pour dégazer et décanter les boues. L'installation doit donc être équipée par ailleurs de pots de purges ainsi que d'un éventuel pot de décantation des boues : la bouteille casse pression reste donc fortement conseillée.

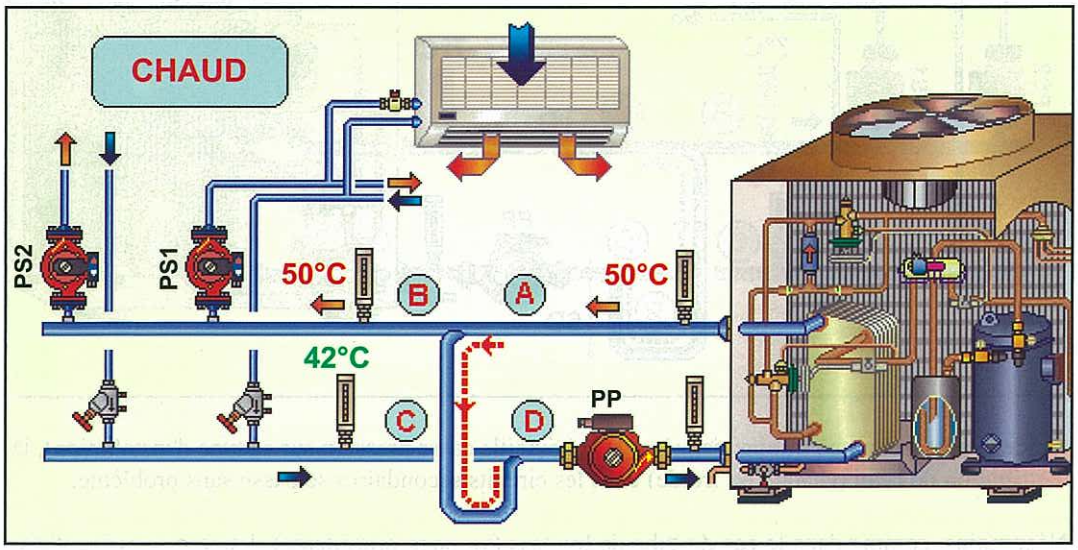
A l'identique des bouteilles casse pression, pour que ce tube de by-pass fonctionne, il faut obligatoirement que le débit primaire soit supérieur au débit secondaire.

F) Comment faire si l'installation doit fonctionner tantôt en chaud et tantôt en froid ?

Prenons l'exemple d'une pompe à chaleur réversible devant fournir de l'eau chaude en hiver et de l'eau glacée en été. Comment raccorder une bouteille casse pression puisqu'il faut toujours que le chaud arrive en haut et le froid en bas ?

Une solution simple permettant d'utiliser une bouteille casse pression n'existe pas. A chaque saison, et donc à chaque changement de régime, il faudrait inverser les piquages ce qui serait loin d'être pratique. Alors comment procéder ?

Le schéma ci-dessous vous montre une technique couramment utilisée consistant à fabriquer " un tube de by-pass " reliant les 2 collecteurs afin d'alimenter les circuits secondaires soit en eau chaude, soit en eau froide.



Réfléchissez au fonctionnement avant de tourner la page...

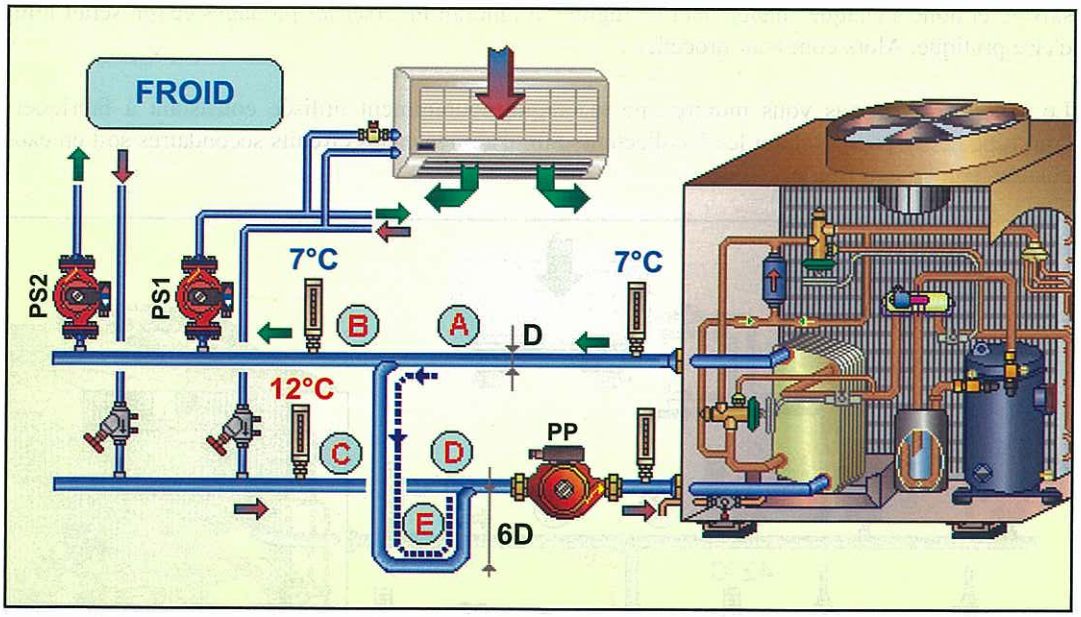
En mode chauffage (voir schéma page précédente), l'eau la plus chaude arrive en **A** et alimente les pompes secondaires par **B**. L'eau plus froide revenant des batteries arrive en **C** avant d'être aspirée en **D** par la pompe primaire puis refoulée dans le condenseur de la pompe à chaleur. Le tube de by-pass permet d'assurer la circulation (de haut en bas) du surdébit régnant dans le primaire.

Si l'on arrête par exemple la pompe secondaire **PS2**, le débit passant par **B** (et donc revenant par **C**) diminue. A ce moment, le débit augmente dans le tube de by-pass mais il reste constant dans le primaire, ce qui est le but recherché afin d'éviter tout risque de coupure HP.

L'eau froide est plus dense (plus lourde) que l'eau chaude (à titre informatif, la densité de l'eau est maximum à 4°C : cela arrange bien les poissons qui vivent dans des lacs quand ceux-ci risquent de geler en hiver !).

Aussi, l'eau à 42°C qui revient par le secondaire ne peut absolument pas remonter par le tube de by-pass, ce qui risquerait d'abaisser la température de départ en **B**. Bien sûr, le surdébit de la pompe primaire reste la meilleure garantie d'un bon fonctionnement.

En mode refroidissement (voir figure ci-dessous), c'est l'eau la plus froide qui arrive en **A** (ce qui est contraire à la règle édictée précédemment). Il est alors impératif d'empêcher une circulation parasite de l'eau plus chaude (qui se trouve en **D**) vers **A** à l'intérieur du tube de by pass. C'est le rôle du siphon **D-E** (avec une cote d'au moins 6D). En effet, l'eau devrait déjà redescendre de **D** vers **E** pour ensuite remonter vers **A.** Cela est d'autant plus impossible que le surdébit est bien assuré par la pompe primaire.



Grâce à cette technique (moins risquée que la bouteille casse pression sur ce type d'installation), la distribution de l'eau (chaude ou froide) dans les circuits secondaires se passe sans problème.

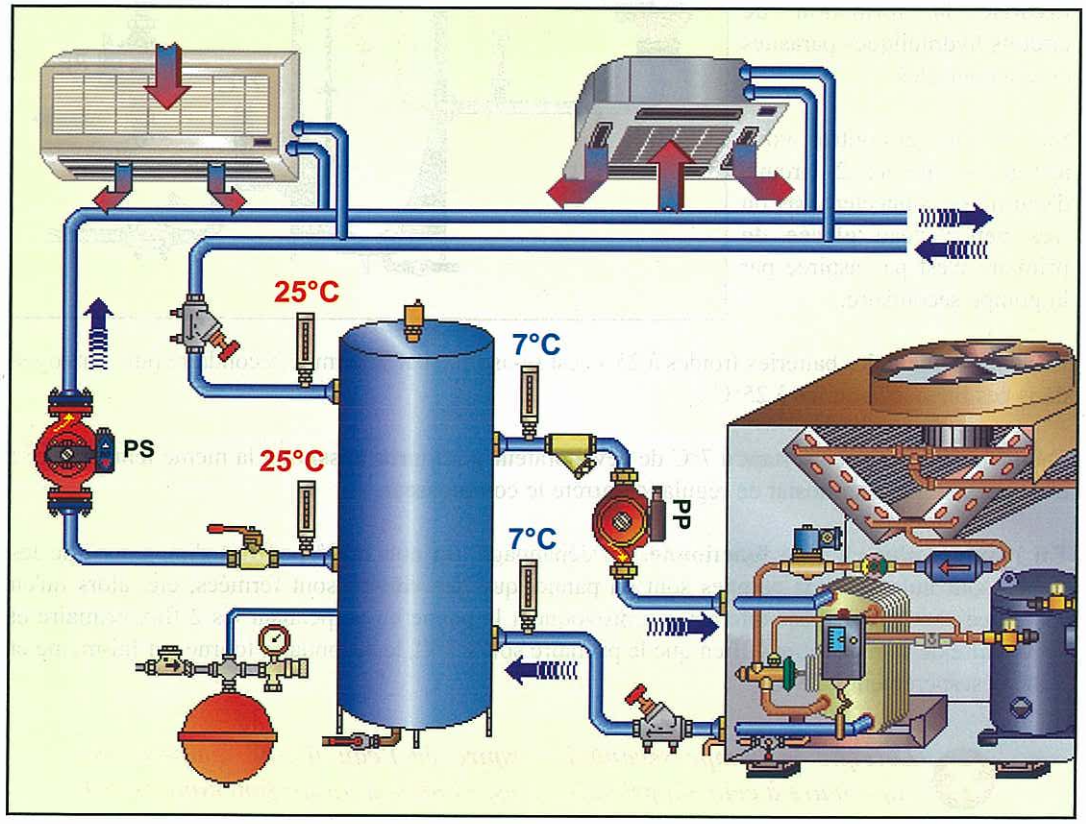
Néanmoins, comme dans le cas du tube de by-pass (vu page précédente) il sera nécessaire d'installer sur les circuits hydrauliques des pots de purge aux points hauts ainsi qu'un éventuel pot de décantation des boues en point bas.

G) Que se passe-t-il si la bouteille est trop grosse ?

Vous arrivez en dépannage sur l'installation ci-dessous. La température des locaux climatisés est anormalement élevée et le compresseur tourne très peu.

Un simple coup d'œil sur les différents thermomètres vous permet de constater que, alors que la température du primaire est de 7°C (le compresseur coupe donc en régulation) l'eau part vers le circuit de distribution à près de 25°C !

Vous remarquez que la bouteille casse pression est très grosse, avec un diamètre très supérieur à la règle des 3**D**.



EXERCICE 1 :

Il est probable que l'installateur a voulu réaliser une bouteille qui serve également de réservoir tampon, dans le but de " stocker du froid " et de limiter ainsi les risques de courts-cycles du compresseur quand les besoins en froid sont plutôt faibles *(voir : Problème des courts-cycles des compresseurs, page 211).*

Comment expliquer que l'eau parte à 25°C dans le circuit secondaire alors qu'elle pénètre à 7°C dans la bouteille ?

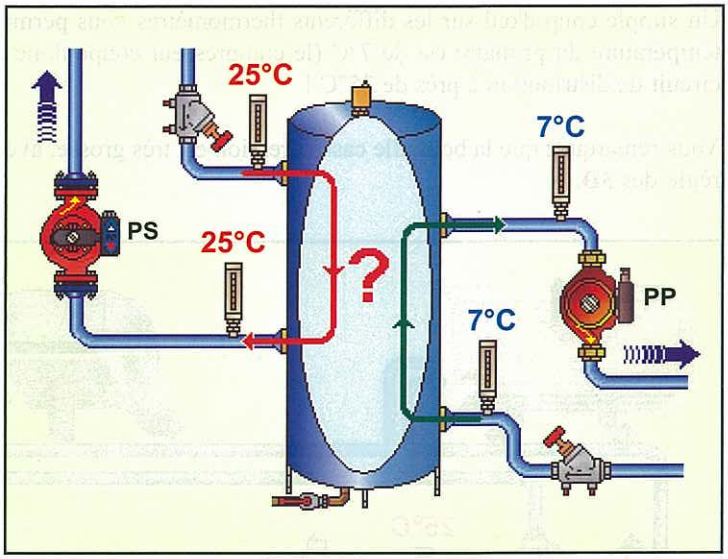
Réfléchissez un peu avant de tourner la page...

Solution de l'exercice 1 :

Nous avons vu que dans une bouteille casse pression normalement dimensionnée, la vitesse de l'eau n'est que de quelques cm/s.

Or, à débit égal, plus le diamètre augmente et plus la vitesse de l'eau diminue. C'est pourquoi lorsque la bouteille a un diamètre trop important, la vitesse moyenne de l'eau devient quasiment nulle ce qui favorise la formation de circuits hydrauliques parasites et non contrôlés.

Sur la vue ci-contre, vous apercevez que les 2 circuits d'eau ne se connectent pas ou très peu : l'eau glacée du primaire n'est pas aspirée par la pompe secondaire.



L'eau qui revient des batteries froides à 25°C est ré-aspirée par la pompe secondaire puis renvoyée dans ces mêmes batteries à 25°C !

De même, l'eau glacée sortant à 7°C de l'évaporateur y retourne aussitôt à la même température : c'est pourquoi le thermostat de régulation arrête le compresseur.

En résumé, plus rien ne fonctionne. En dépannage, un non initié pourrait s'imaginer que les débits sont nuls, que les pompes sont en panne, que des vannes sont fermées, etc. alors qu'en réalité ce sont des by-pass internes qui provoquent la panne en empêchant les 2 flux primaire et secondaire de se rencontrer ! Bien que le primaire soit à 7°C, le secondaire tourne sur lui-même et reste désespérément à 25°C.

Lorsque la pompe secondaire aspire de l'eau à une température supérieure à celle du primaire, c'est l'indice d'un dysfonctionnement au niveau de la bouteille.

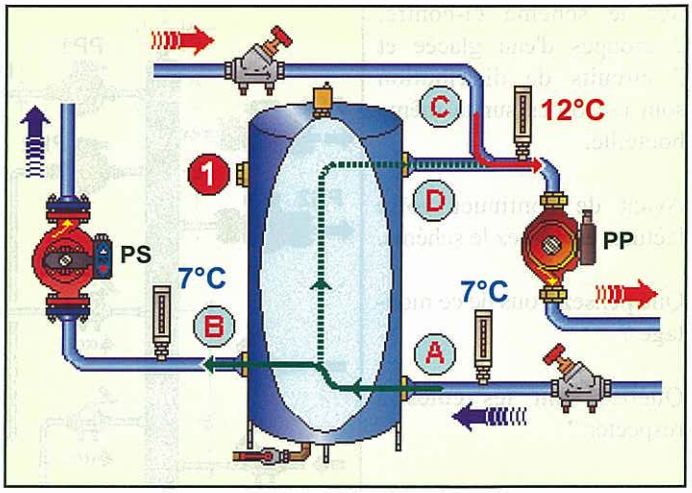
EXERCICE 2 :

Comment feriez-vous pour solutionner le problème ci-dessus et donc alimenter le secondaire avec de l'eau à 7°C ?

Solution page suivante, mais ne vous précipitez pas, réfléchissez un peu...

Solution de l'exercice 2 :

On ne peut rétablir un fonctionnement correct de cette installation qu'en modifiant le montage hydraulique (si la modification est facile à réaliser sur le papier, elle sera un peu plus laborieuse sur le chantier !).



En fait, il faut déplacer le piquage **(repère 1)** jusqu'en **C** afin d'établir une circulation forcée, comme représenté ci-contre.

De cette manière, l'eau " chaude " qui revient des batteries froides en **C** est raccordée sur l'aspiration de la pompe primaire afin d'être directement refoulée dans l'évaporateur.

L'eau glacée qui sort de l'évaporateur à 7°C arrive dans la bouteille en **A**. Cette eau froide est aussitôt aspirée par la pompe secondaire en **B** (en fonctionnement normal, il est évident que la pompe secondaire ne peut aspirer que de l'eau arrivant par **A**).

Grâce à cette modification, les batteries froides seront bien alimentées avec de l'eau glacée à 7°C et les locaux climatisés auront une température ambiante agréable.

L'eau à 12°C arrivant en **C** provoque la pleine demande de froid et le compresseur fonctionne à pleine charge. Au fur et à mesure du fonctionnement, le surdébit du primaire (5% à 10% d'eau à 7°C) s'écoule lentement à travers la bouteille de **A** vers **D**.

Au bout d'un certain temps, la température de l'eau dans la bouteille va devenir voisine de 7°C : la bouteille se comporte donc comme un accumulateur d'eau glacée (ce qui limite les risques de courts cycles du compresseur en régulation quand les besoins en froid sont faibles).

- Si la pompe primaire **PP** tombe en panne, le compresseur s'arrête aussitôt. Mais, comme la pompe secondaire continue de fonctionner, l'eau de retour pourra circuler de **C** vers **D**, puis vers **B** en poussant devant elle l'eau froide contenue dans la bouteille.

- Bien sûr, le débit dans le secondaire sera un peu plus faible (puisque la perte de charge que devra vaincre la pompe **PS** augmentera légèrement) mais l'eau accumulée à 7°C permettra d'avoir de l'eau glacée encore quelques minutes (selon le volume de la bouteille et les besoins en froid au moment de la panne) en attendant le dépanneur…

- Si c'est la pompe secondaire **PS** qui tombe en panne, la température montera dans les locaux climatisés. Par contre, le débit assuré par la pompe primaire **PP** restera constant dans l'évaporateur, ce qui est impératif *(voir page 580)*.

EXERCICE 3 :

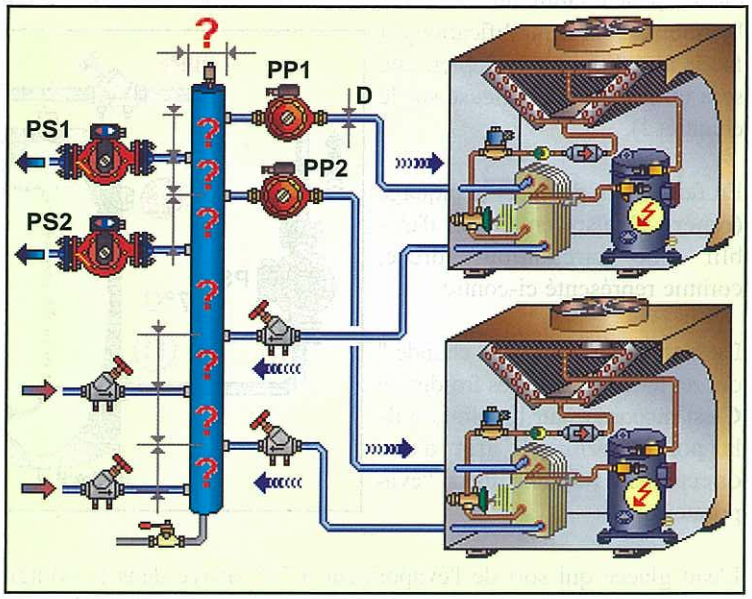
Sur le schéma ci-contre, 2 groupes d'eau glacée et 2 circuits de distribution sont raccordés sur la même bouteille.

Avant de continuer votre lecture, examinez le schéma.

Que pensez-vous de ce montage ?

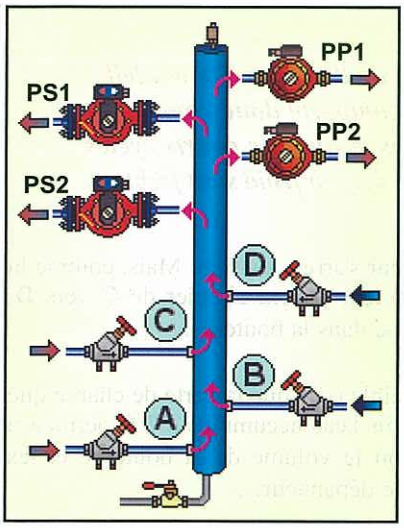
Quelles sont les cotes à respecter ?

Y-a-t-il des erreurs ? Si oui, lesquelles ?



Solution de l'exercice 3 :

A priori, les piquages alternés primaire-secondaire, primaire-secondaire (et ainsi de suite) donnent une impression de régularité. Mais ceci n'est qu'apparent car ce montage ne peut absolument pas fonctionner.



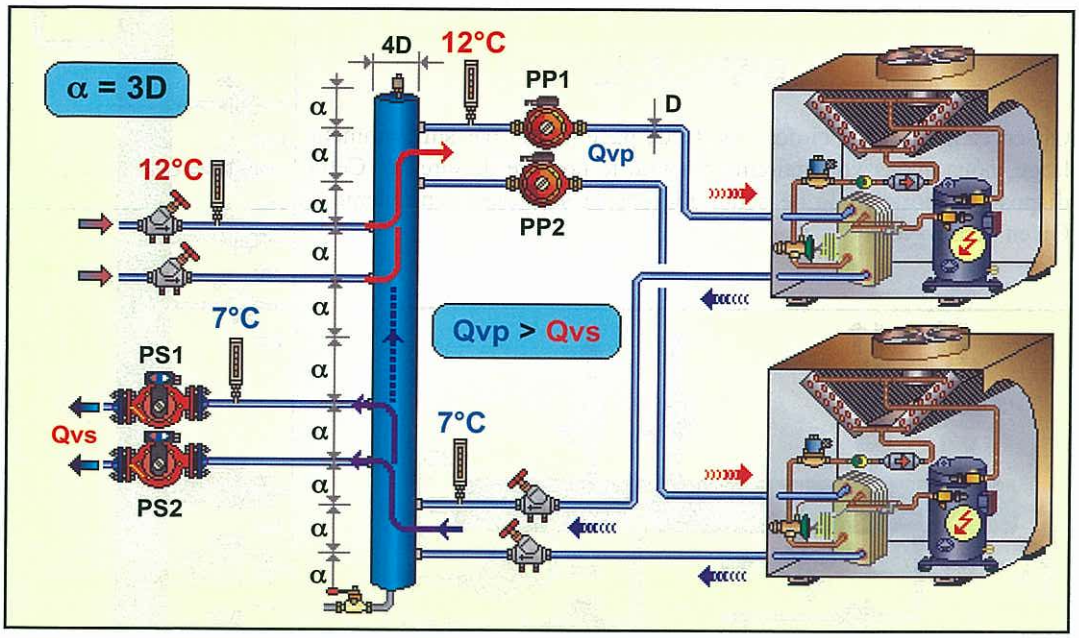
- L'eau " chaude " qui revient des batteries froides en **A** se mélange avec l'eau glacée arrivant en **B** (la température de l'eau glacée augmente donc entre **B** et **C**).
- Cette eau " réchauffée " se mélange à nouveau avec l'eau plus chaude qu'elle arrivant par **C** : elle se réchauffe encore.
- Ensuite, l'eau glacée arrivant par **D** se réchauffe au contact du mélange " chaud " qui monte entre **C** et **D** : quelle mayonnaise !

On comprend facilement que la température de l'eau aspirée par les 2 pompes secondaires sera obligatoirement plus élevée que la température en **B** ou en **D** : il sera donc impossible de maintenir les conditions désirées dans les locaux climatisés.

Les choses se compliqueraient encore bien davantage si l'une des pompes venait à tomber en panne ! En fait, le seul point positif de ce montage est que chaque circuit possède une vanne d'équilibrage permettant d'ajuster le débit exact désiré sur chacun de ces circuits. Mais à quoi sert d'avoir le bon débit si on n'a pas la bonne température ?

EXERCICE 3 (suite) : alors, comment faire ?

Le schéma ci-dessous vous montre la disposition correcte des piquages pour une bouteille " froid " ainsi que les cotes à respecter (avec $\alpha = 3\mathbf{D}$).



N'oubliez pas que la somme des débit d'eau fournis par les pompes primaires doit être supérieure (d'au moins 5 à 10%) à la somme des débits sur les différents circuits secondaires.

Comme il y a 2 circuits de production d'eau glacée, le débit total dans la bouteille est plus important.

Attendu qu'il est impératif de respecter une vitesse de l'eau très faible dans la bouteille (de l'ordre de quelques cm/s), il est nécessaire d'augmenter le diamètre de celle-ci. C'est pourquoi dans cet exemple le diamètre de la bouteille est 4 fois plus important que le diamètre **D**.

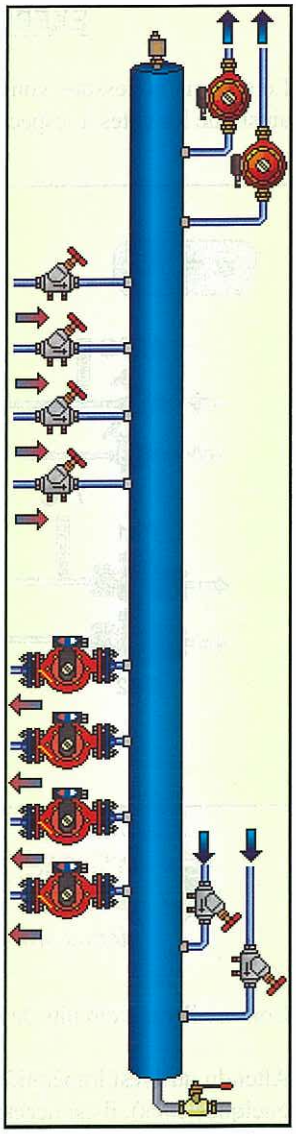
Remarque : Si le diamètre du tube primaire = 50 mm, la hauteur de la bouteille devra être de 10 x α. Comme $\alpha = 3\mathbf{D}$ (soit 3 x 50 = 150 mm) la hauteur de la bouteille sera de 10 x 150 = 1500 mm = 1,5 m (ce qui est encore acceptable).

Maintenant, si le diamètre du tube primaire était de 100 mm et que l'on rajoute 2 autres circuits secondaires, la hauteur de la bouteille devrait alors être égale à 14 x α = 14 x 3**D** = 14 x 300 mm = 4200 mm, soit 4,2 m !

A cette hauteur, il faut rajouter la dimension des supports ainsi que l'épaisseur de l'isolation (indispensable). A ce moment, une bouteille dont la hauteur dépasserait 4,5m deviendrait dans la plupart des cas très difficile à implanter...

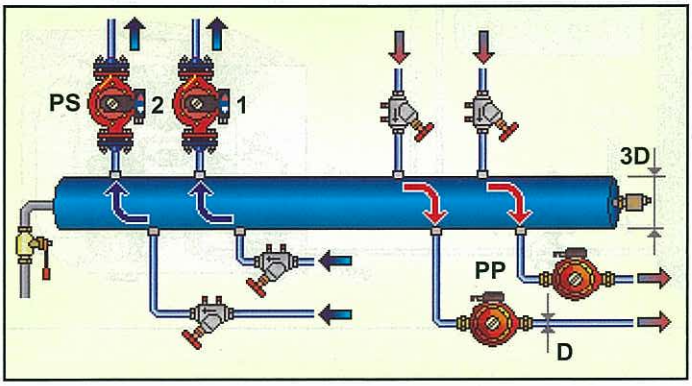
Nous avons vu dans l'exercice précédent qu'une bouteille casse pression verticale devenait rapidement irréaliste quand une grosse puissance (et donc un gros diamètre de tuyauterie) doit alimenter une nombre importants de circuits de distribution (voir schéma ci-contre).

Imaginez le bas d'une bouteille au sous-sol et le haut au 2ème étage !

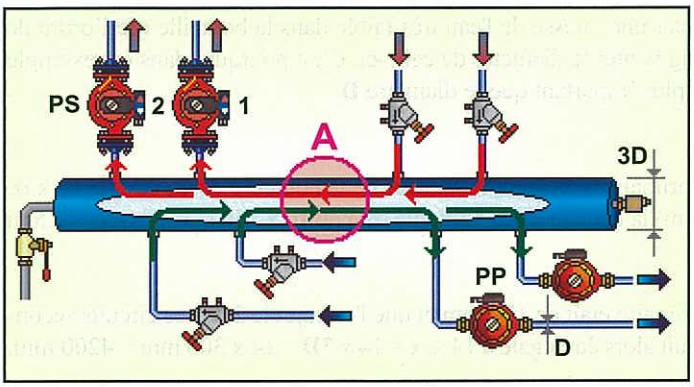


EXERCICE 4 :

Observez la bouteille ci-dessous (Cette page n'étant pas suffisamment large, nous avons volontairement limité le nombre de circuit). Cette disposition horizontale ne serait-elle pas la solution au problème ? Qu'en pensez-vous ?



Solution de l'exercice 4 :



Il semble évident qu'une bouteille très longue serait beaucoup plus facile à installer horizontalement que verticalement. Cependant, cette disposition ne respecterait pas le principe de base : l'eau chaude en haut de la bouteille et l'eau froide en bas.

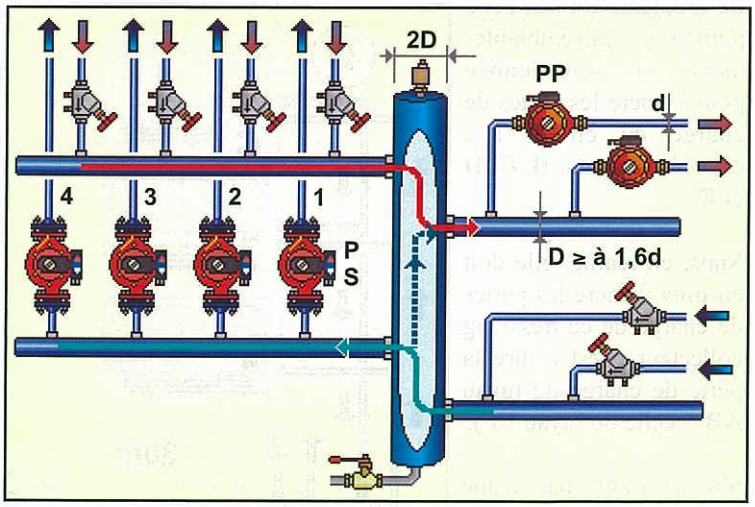
C'est pourquoi, même si les piquages semblent corrects, l'eau risquerait de circuler de façon aléatoire en fonction de sa température (et des différences de densité) avec création de by-pass parasite comme dans le cas d'une bouteille trop large *(voir page 634)*. Les risques de mélange seraient également très importants en fonction des débits en **A**. Pour simplifier l'installation fonctionnerait très bien certains jours et plus du tout à d'autres moments !

EXERCICE 4 (suite) : alors, comment faire ?

La solution consiste à installer des gros collecteurs à très faible perte de charge (schéma ci-contre).

Le montage des pompes et des circuits de distribution en sera du reste très simplifié.

Mais attention, il est essentiel que la pompe secondaire N°4 puisse aspirer l'eau aussi facilement que la pompe N°1.



Si ces conditions sont respectées, c'est un montage qui fonctionnera parfaitement tout en réduisant très fortement la hauteur de la bouteille.

C'est pourquoi les collecteurs doivent être courts et leur perte de charge ne doit pas dépasser 5 mmCE/m.

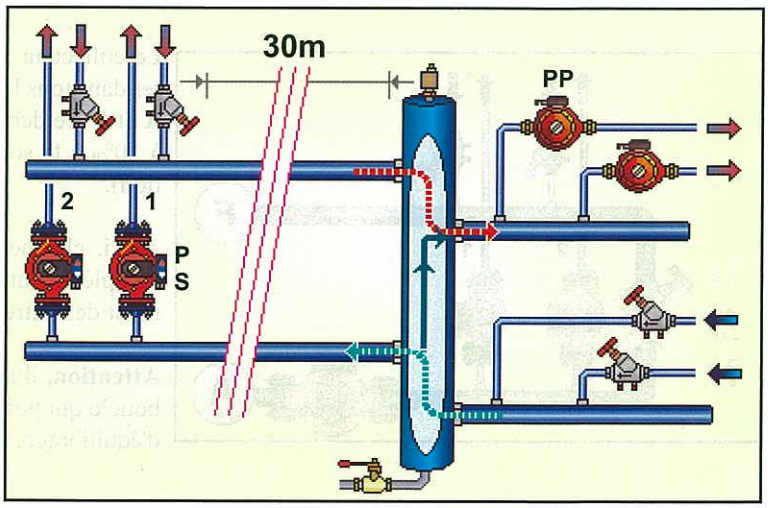
EXERCICE 5 :

Nous venons de voir que les collecteurs doivent être courts.

Mais alors, que se passerait-il si les pompes secondaires étaient installées très loin de la bouteille, par exemple à 30 m ?

Sur l'installation ci-contre, le circuit n°2 n'obtient pas le débit désiré, comme si la pompe était trop petite.

Auriez-vous une explication au problème ? Comment y remédier ?



Solution page suivante...

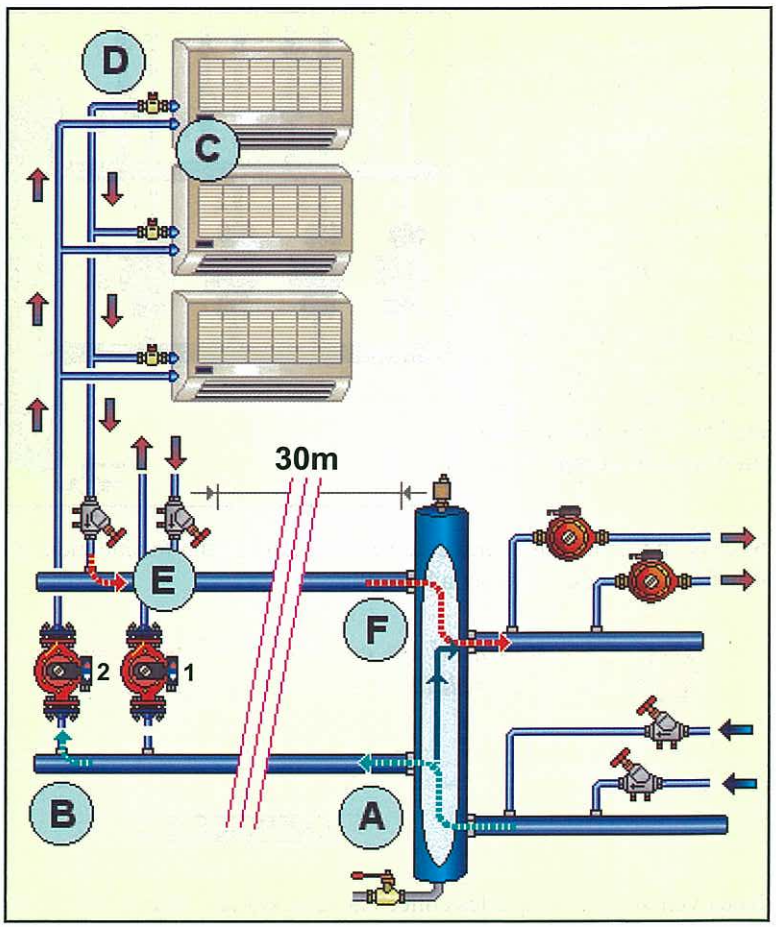
Solution de l'exercice 5 :

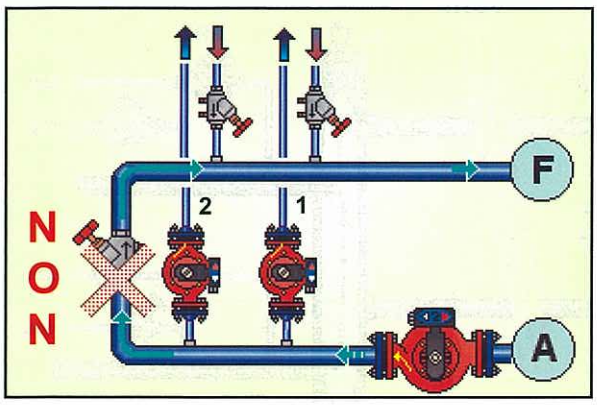
Le problème est que cette pompe a vraisemblablement été sélectionnée pour vaincre les pertes de charge du circuit n°2 (c'est à dire entre **B**, **C**, **D** et **E**).

Mais, en réalité, elle doit en **plus** vaincre les pertes de charge de ce très long collecteur (c'est à dire la perte de charge du tuyau **AB** + celle du tuyau **EF**).

S'il ne s'agit pas d'une pompe à débit réglable *(voir page 607)*, ou si elle est réglée sur le débit maximum, le débit obtenu sera obligatoirement plus faible que prévu.

C'est pourquoi, quand il existe des pertes de charge supplémentaires, il est très fortement conseillé d'installer un circulateur " relais " pour vaincre ces pertes de charge.





Le collecteur sera donc bouclé pour assurer dans tous les cas un débit constant entre **A** et **F** (ce débit devant être supérieur de 5 à 10% à la somme des débits de distribution).

Ainsi, chaque circuit de distribution sera complètement indépendant du fonctionnement des autres.

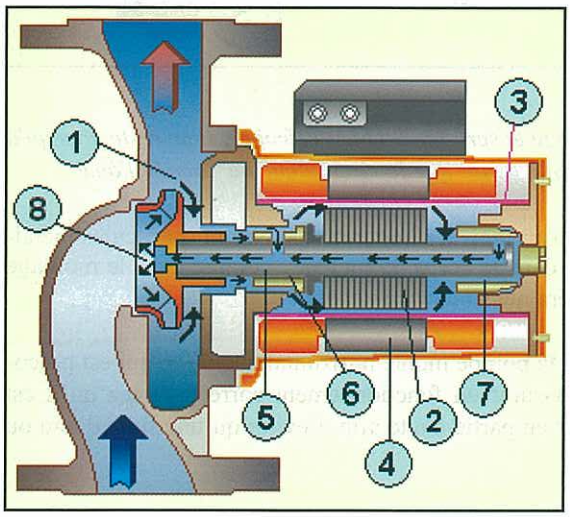
Attention, il ne faut rien installer sur cette boucle qui puisse perturber le débit (vanne d'équilibrage, filtre, clapet, etc.).

UN PEU DE TECHNOLOGIE SUR LES POMPES

A la demande de nombreux lecteurs, nous allons rappeler quelques détails techniques qui permettront de mieux comprendre certaines pannes spécifiques aux pompes.

A) Lubrification des circulateurs à rotor "noyé"

A l'image des compresseurs hermétiques, totalement étanches et refroidis par le fluide frigorigène (soit par les gaz frais aspirés dans le cas des compresseurs à pistons, soit par les gaz de refoulement en ce qui concerne les rotatifs), les circulateurs sont des pompes étanches dont le moteur est refroidi par l'eau, même si celle-ci est chaude.



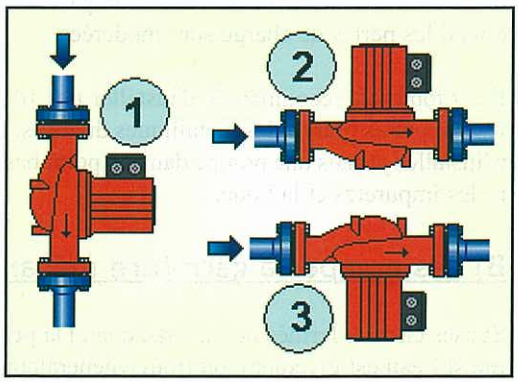
Une petite quantité d'eau sortant de la roue à la pression de refoulement **(repère 1)** circule entre le rotor **(repère 2)** et une chemise étanche **(repère 3)**. Cette chemise a pour rôle d'isoler les enroulements du stator **(repère 4)** du circuit d'eau (heureusement !).

L'arbre **(repère 5)** du moteur tourne au centre d'un " palier liquide " côté roue **(repère 6)** et côté moteur **(repère 7)**. En quelque sorte, c'est l'eau du circuit qui sert de lubrifiant.

L'eau retourne ensuite dans l'ouie d'aspiration **(repère 8)**. Notez que simultanément l'eau a absorbé une partie de la chaleur dégagée par le moteur.

A présent, imaginez qu'un circulateur de ce type soit utilisé sur un circuit ouvert, par exemple une tour de refroidissement. L'eau pouvant être très calcaire et chargée de particules solides (fibres diverses, insectes, etc.), la lubrification des paliers deviendait rapidement inefficace. De plus, si du tartre se dépose sur le rotor, celui-ci va rapidement "serrer" sur la chemise.

Notez également que la chemise assurant l'étanchéité entre le stator et le rotor diminue le rendement électrique. Enfin, " graisser " des gros paliers avec de l'eau ne serait guère raisonnable : C'est pourquoi cette technologie est limitée à des circulateurs de puissance plutôt faible.

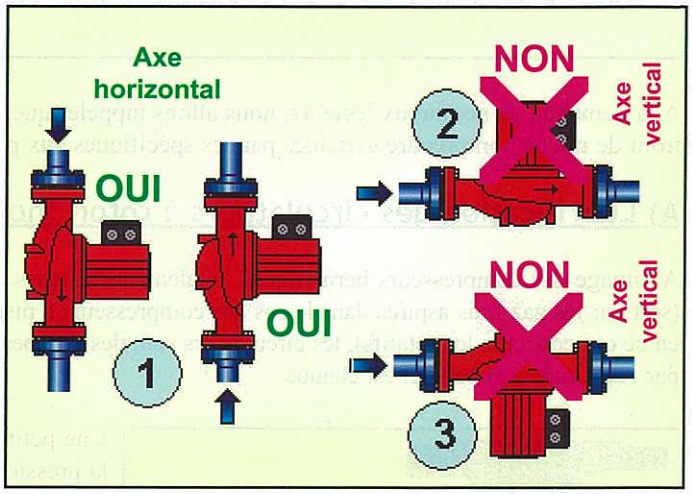


EXERCICE

Avec le type de circulateur décrit ci-dessus, que pensez-vous de chacun des 3 montages ci-contre ? Quels sont les risques ? Pourquoi ?

Correction page suivante.

Correction de l'exercice



- **Avec le montage n°2**, l'air en circulation risque très fortement d'être piégé en haut du moteur. A ce moment, le palier coté moteur (**repère 4** *page précédente*) ne sera plus irrigué et l'arbre commencera à " serrer ".

  Ce début de grippage mécanique entraînera une augmentation de l'intensité absorbée par le circulateur.

  Pour aggraver les choses, la mauvaise irrigation du moteur perturbera son refroidissement.

  En résumé, le moteur chauffera davantage et sera moins bien refroidi : *il ne reste plus qu'à espérer une coupure par le relais thermique avant que le circulateur ne " rende l'âme ".*

- **Avec le montage n°3**, ce ne sera plus de l'air mais les impuretés du circuit (particules métalliques, boues, etc.) qui vont s'accumuler dans le corps du moteur : comme dans le montage précédent la destruction du circulateur sera quasiment inévitable !

Seul le montage n°1, c'est à dire avec l'axe de la pompe monté horizontalement (ce qui est préconisé par l'ensemble des fabricants) permet d'assurer un fonctionnement correct. Notez qu'il est recommandé de toujours positionner le bornier en partie haute afin d'éviter qu'une fuite d'eau ou des condensats ne puisse s'y introduire.

De nombreux circulateurs modernes sont dorénavant pourvus d'une fonction d'auto-purge et même parfois de paliers en céramique. Les possibilités de montage sont alors moins draconiennes. Dans tous les cas, respectez scrupuleusement les recommandations du constructeur !

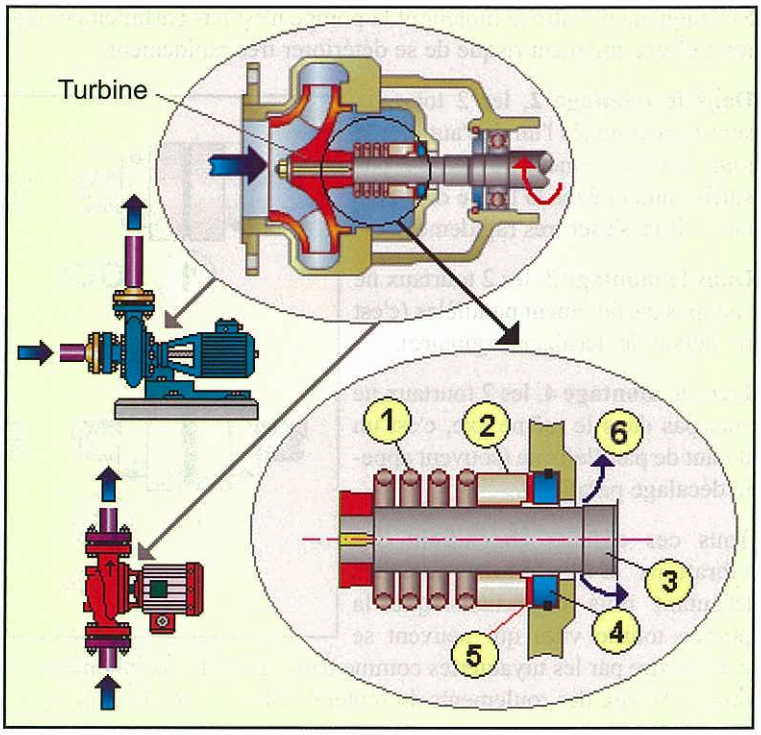
Dans un circuit fermé d'eau glacée, l'eau reste " propre " et les risques d'entartrage sont très faibles. L'utilisation d'un circulateur est donc parfaitement adapté à ce type d'installation, principalement quand les pertes de charge sont modérées.

Il est toutefois recommandé d'installer une filtre fin avant le circulateur pour retenir les éventuelles impuretés (particules métalliques diverses, etc.) qui risqueraient d'abraser les paliers. De même, n'installez jamais une pompe dans un point bas de l'installation afin de protéger le circulateur contre les impuretés et la boue.

B) Les pompes à garniture mécanique (à rotor "sec")

Sur les circuits fermés ou ouverts, quand la perte de charge du réseau est importante (ou par exemple si l'eau est glycolée), on trouve généralement des pompes à garniture mécanique…

Au contraire d'un circulateur, le moteur est alors séparé de la roue, c'est à dire du circuit d'eau (voir les 2 exemples ci-contre).



Cette disposition solutionne donc l'épineux problème de la lubrification du moteur.

La partie la plus sensible d'une telle pompe est alors **sa garniture mécanique** qui assure l'étanchéité entre le circuit hydraulique et l'extérieur de la pompe.

Un ressort **(repère 1)** pousse sur un grain mobile très dur **(repère 2)**.

Entraîné par l'arbre du moteur **(repère 3)** , ce grain mobile frotte sur un grain fixe en carbone **(repère 4)**, l'eau servant de lubrifiant entre les 2 grains.

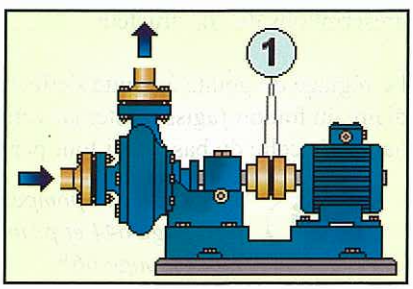
Si l'eau est chargée de particules solides, elle va se comporter comme un abrasif dans la zone de frottement **(repère 5)** et rapidement, l'étanchéité ne sera plus assurée : " la pompe fuit " **(repère 6)**.

C'est pourquoi, comme pour les circulateurs, un filtre placé sur l'aspiration de la pompe est fortement recommandé.

Si vous devez remplacer une pompe par un modèle différent, sa courbe débit-pression n'est pas le seul critère de sélection. La technologie de la pompe de remplacement peut être incompatible par exemple avec de l'eau glycolée ou avec de l'eau très chaude ou très froide. Consultez attentivement la notice technique du fabricant.

C) Les pompes avec accouplement et presse étoupe

Sur des pompes plus importantes, le moteur est totalement séparé de la pompe, comme sur la vue ci-contre.



2 tourtaux **(repère 1)** sont clavetés l'un sur l'arbre du moteur, l'autre sur l'arbre de la roue de la pompe.

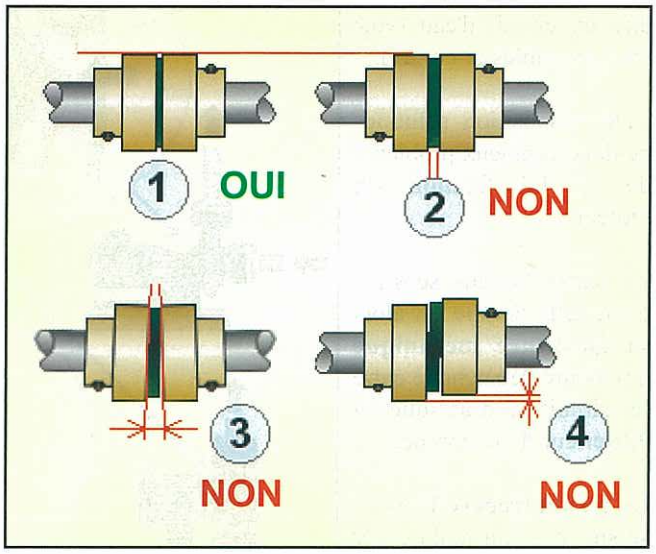
L'accouplement s'effectue alors par un joint en caoutchouc très dur situé entre ces 2 tourtaux.

Si l'alignement entre le moteur et la pompe n'est pas parfaitement réalisé (schéma 1 ci-dessous), le joint d'accouplement risque de se détériorer très rapidement.

Dans le montage 2, les 2 tourtaux sont trop éloignés l'un de l'autre et le joint d'accouplement ne pénètre pas suffisamment dans la gorge des tourtaux : il va s'user très rapidement.

Dans le montage 3, les 2 tourtaux ne sont pas parfaitement parallèles (c'est un défaut de décalage angulaire).

Dans le montage 4, les 2 tourtaux ne sont pas dans le même axe, c'est un défaut de parallélisme (souvent appelé décalage parallèle).



Tous ces défauts engendrent des vibrations et des bruits parasites (d'autant plus importants que la pompe tourne vite) qui peuvent se transmettre par les tuyauteries comme dans une ligne téléphonique. De plus, ils accélèrent très fortement l'usure des roulements du moteur et des paliers de la pompe.

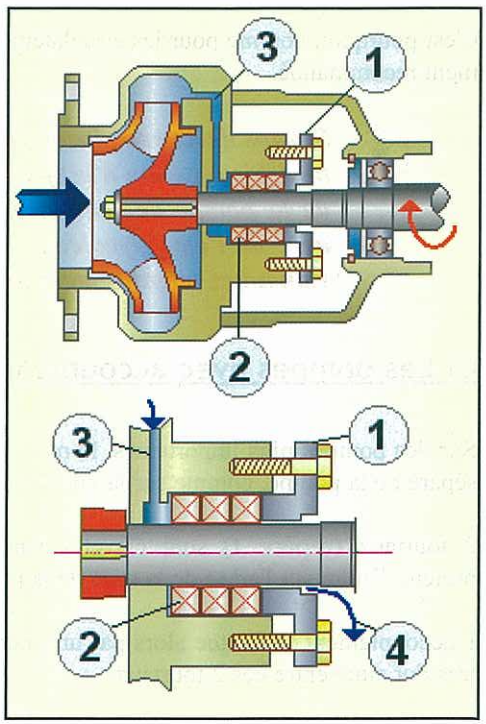
Cette panne généralement détectable à l'oreille (avec un peu d'habitude) nécessite bien sûr un réalignement de l'ensemble moteur-pompe (les écarts d'alignement devraient être inférieurs au mm). Dans le cas des grosses pompes, l'alignement devrait même s'effectuer à l'aide d'un comparateur. En cas de besoin, le réglage de l'alignement peut-être affiné à l'aide de feuillards (petites languettes métalliques de différentes épaisseurs que l'on introduit sous les pattes de fixation du moteur).

Sur ce type de pompe, l'étanchéité de l'arbre de la roue s'effectue par l'intermédiaire d'un presse étoupe.

Un fouloir **(repère 1)** appuie légèrement sur des tresses de section carrée en chanvre, téflon, ou produits composites **(repère 2)**. Ce sont ces tresses qui assurent la " lubrification " et l'étanchéité.

Pour limiter l'échauffement dû aux frottements entre l'arbre et les tresses, de l'eau à la pression de refoulement arrive par un petit canal **(repère 3)**, irrigue les tresses et sort de la pompe par un léger goutte à goutte **(repère 4)** dont le débit doit être conforme aux prescriptions du constructeur.

Le réglage du goutte à goutte s'effectue par l'intermédiaire du fouloir (agissez alternativement sur la vis du haut puis celle du bas, demi-tour par demi-tour).



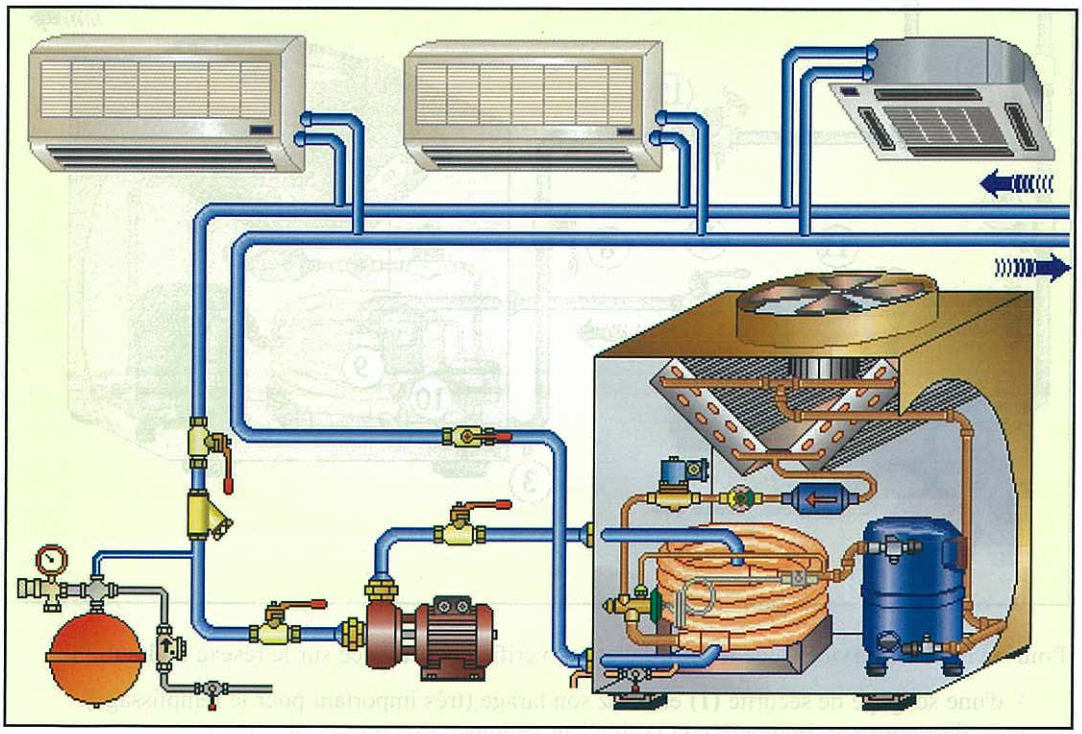
Voir aussi : la pompe ne démarre pas, page 644 et problèmes mécaniques, page 668.

SPLIT EAU GLACÉE :CONTRÔLES AVANT LA MISE EN SERVICE

Prenons l'exemple du petit circuit de production et de distribution d'eau glacée ci-dessous, comme on en rencontre de plus en plus couramment en climatisation.

Plusieurs unités terminales sont installées dans différents locaux. Bien entendu, ces climatiseurs peuvent être de types différents avec des puissances différentes.

En cas de panne du groupe de production d'eau glacée, cela se traduit invariablement par une augmentation de la température dans les locaux climatisés et par un appel du client pour un dépannage.



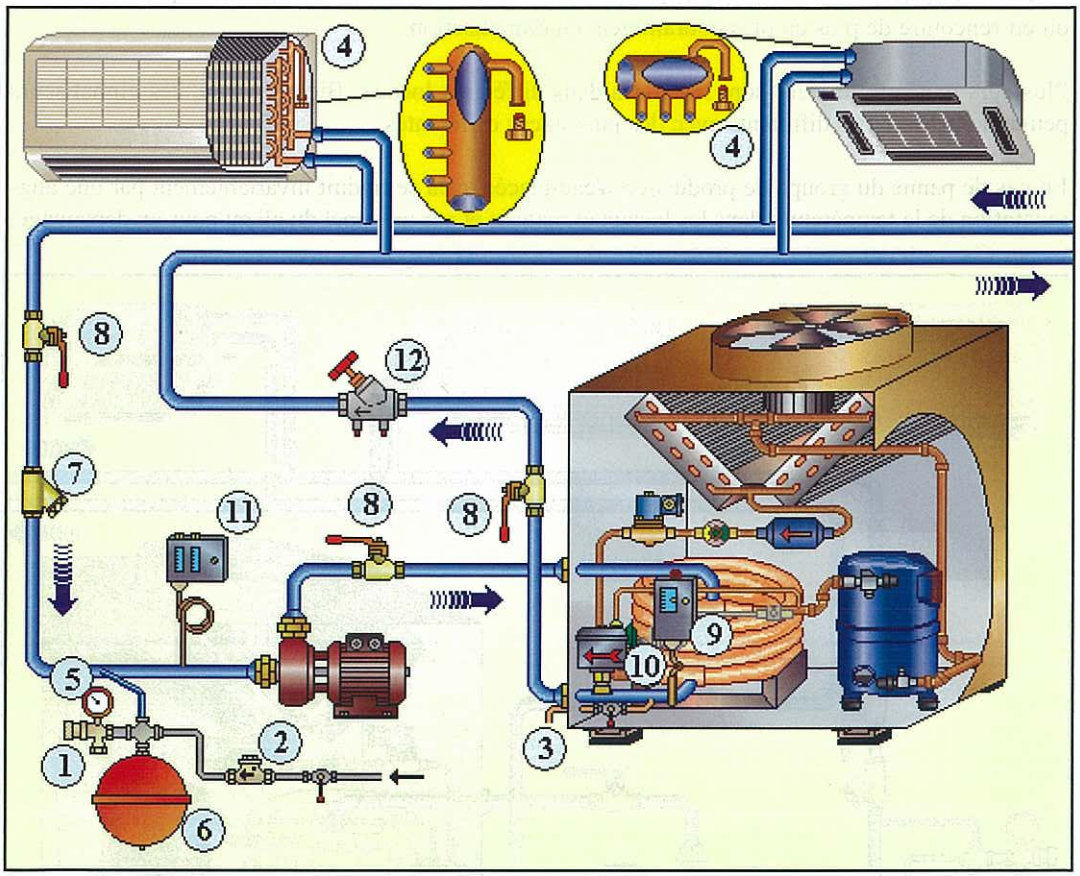
A ce moment, le dépanneur peut se poser de multiples questions : la panne a-t-elle pour origine un problème sur le circuit frigorifique du groupe d'eau glacée ? Faut-il monter les manomètres sur le compresseur ou est-ce inutile ? Ou alors est-ce un problème sur les unités terminales installées dans les locaux ? Le circuit hydraulique ne serait-il pas en cause ? etc.

Une grande partie des problèmes frigorifiques a déjà été étudiée précédemment. Sur le plan hydraulique, afin de vous aider à effectuer un diagnostic rapide et sûr, nous allons complétez nos connaissances sur le fonctionnement de ce type d'installation en commençant par sa mise en service.

Ce sera l'occasion de discuter plus en détails d'une foule de petits problèmes, en particulier hydrauliques, que vous devez maîtriser : remplissage du circuit hydraulique, purges, réglage de débit, équilibrage, etc.

A) CONTROLE VISUEL DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

Lors d'une mise en service ou d'un dépannage, ne soyez jamais trop pressé. Il est essentiel de prendre le temps d'effectuer un **contrôle visuel** de l'installation. Bien souvent l'anomalie, ou l'origine de celle-ci, est bien visible.



Pour la mise en service d'une telle installation, vérifiez la présence sur le réseau hydraulique :

- d'une soupape de sécurité **(1)** et notez son tarage (très important pour le remplissage).
- du disconnecteur hydraulique **(2)** situé sur l'alimentation en eau du circuit.
- d'une vidange **(3)** au point bas du circuit.
- des purgeurs **(4)** aux points hauts. A cet effet, apprenez à vérifier l'absence de contre pentes ou de siphons non purgeables (si l'air ne peut pas s'échapper du circuit, des ennuis sont prévisibles).
- d'un manomètre **(5)** pour mesurer la pression du circuit au niveau du vase d'expansion.
- du vase d'expansion **(6)** raccordé de préférence à l'aspiration de la pompe.
- d'un éventuel filtre **(7)** et de vannes d'isolement **(8)** : Malheureusement, il ne sera pas toujours possible d'isoler la pompe et l'évaporateur en cas de besoin.
- du thermostat antigel **(9)** placé à la sortie de l'évaporateur.
- d'un contrôleur de débit d'eau **(10)**.

Notez que le pressostat de sécurité " manque d'eau " **(11)** ainsi que la vanne de réglage du débit **(12)** ne sont pas souvent installés par mesure d'économie.

En ce qui concerne le sens de circulation de l'eau dans le circuit, l'emplacement recommandé de la pompe par rapport à l'évaporateur, l'emplacement du vase d'expansion, des diverses sécurités et des thermostats, ces points ont été traités en détail dans les chapitres précédents.

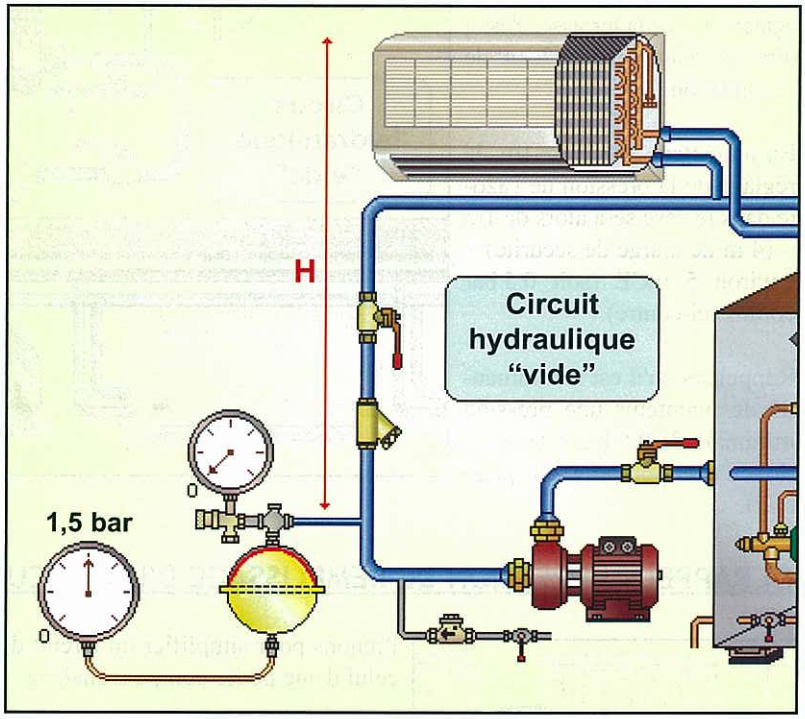
Si vous cherchez un renseignement particulier, référez-vous à l'index alphabétique situé en fin d'ouvrage (page 813).

B) CONTROLE DU VASE D'EXPANSION

Le remplissage correct du circuit d'eau glacée ne se fait pas à la légère : à quelle pression faut-il régler le vase d'expansion ? A quelle pression doit-on remplir le circuit puisqu'en se refroidissant les variations de pression seront à " l'envers " d'un circuit de chauffage ? Et si l'eau est glycolée ?

Nous avons déjà largement étudié *(pages 558 à 574)* le fonctionnement et les pannes d'un vase d'expansion sur un circuit d'eau chaude. Mais sur un circuit d'eau glacée comment s'y prendre ?

En priorité, *s'il n'y a pas d'eau dans le circuit,* vous gagnerez un temps précieux en vérifiant la pression de gonflage du vase d'expansion.



Commencer par remplir le circuit d'eau (et le purger) sans avoir fait ce contrôle, c'est prendre le risque d'être obligé de tout vidanger s'il y a le moindre problème.

Le circuit étant vide d'eau, il est très facile de mesurer la pression de gonflage du vase. *(voir page 563).*

Vous risquez d'être surpris ! En effet, les vases sont fréquemment prégonflés en usine à 1,5 bar mais ce n'est pas forcément la pression qui convient pour faire fonctionner correctement votre installation.

N'oubliez pas le vase d'expansion lors d'une mise en service, sinon les ennuis qui risquent de survenir par la suite ne vous oublieront pas !

Alors, à quelle pression faut-il régler le vase ?

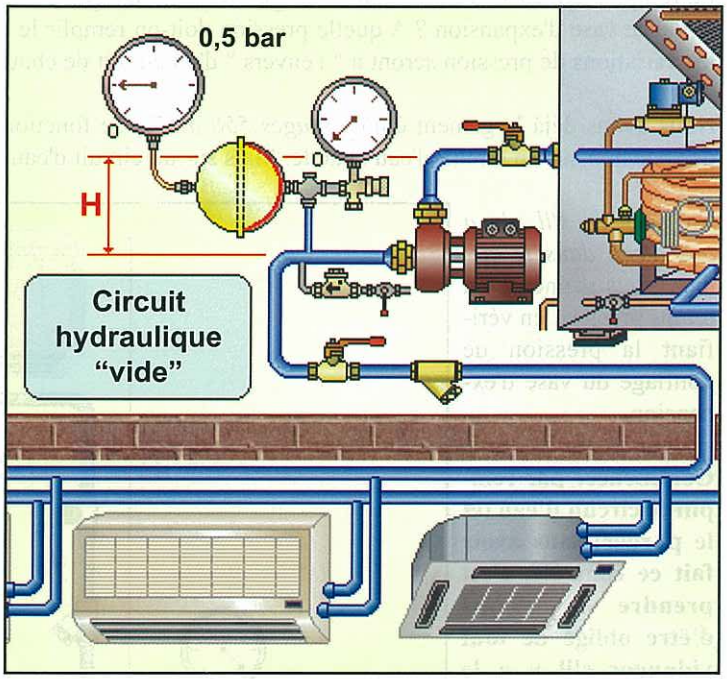
Mesurez la hauteur H entre le vase et le point le plus haut de l'installation (voir schéma page précédente). Si la hauteur H est par exemple de 5 m, vous devez régler la pression de l'azote dans le vase à environ 5 m + (3 à 5 m de marge) = environ 8 à 10 mCE (soit 0,8 à 1 bar).

Ceci est primordial pour éviter les pannes provoquées par un gonflage inadéquat (le problème d'un vase insuffisamment gonflé est étudié page 563, celui d'un vase trop gonflé page 565).

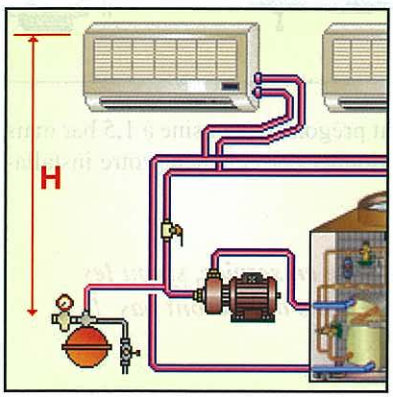
Remarque : si le groupe de condensation est installé sur une terrasse, (schéma ci-contre), le kit hydraulique comprenant la pompe, la soupape et le vase d'expansion peut se trouver également sur la terrasse, c'est à dire au point le plus haut de l'installation.

En admettant que **H** = 1m, le réglage de la pression de l'azote dans le vase sera alors de 1m + (4 m de marge de sécurité) = environ 5 mCE (soit 0,5 bar comme ci-contre).

Rappelons qu'il est recommandé de maintenir une pression minimale de 0,5 bar à l'aspiration d'une pompe *(voir page 542)*.



C) RAPPELS : PRESSION DE REMPLISSAGE D'UN CIRCUIT DE CHAUFFAGE



Prenons pour simplifier un circuit de chauffage, par exemple celui d'une petite pompe à chaleur.

Admettons que la cote H entre le vase d'expansion et le point le plus haut du circuit soit de 5 m.

La pression de gonflage de l'azote dans le vase est alors réglée à 5 m (cote **H**) + (3 à 5 m de marge de sécurité) = environ 9 mCE, soit 0,9 bar.

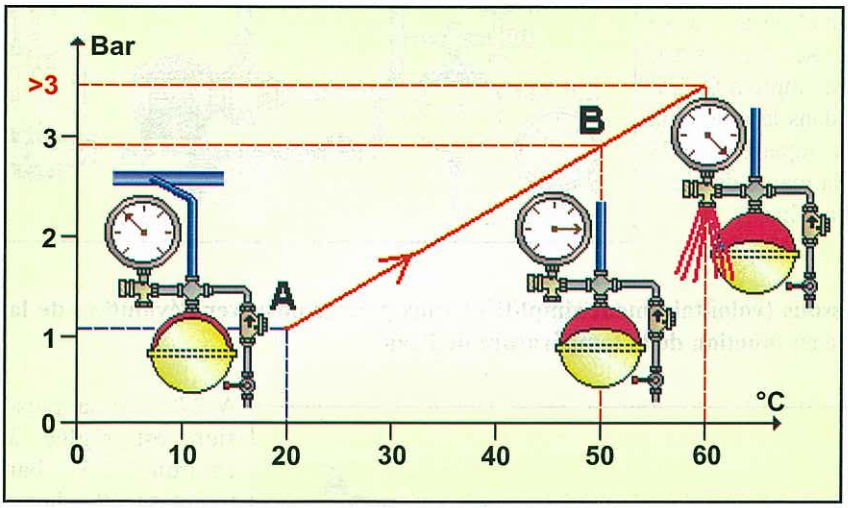
On peut considérer qu'au maximum la température de l'eau risque d'évoluer d'environ 20°C à 55°C.

Admettons que l'eau du circuit soit à 20°C. **Bien sûr, à cette température minimum, il est indispensable qu'il y ait de l'eau en réserve dans le vase.**

Rappelons que surdimensionner un vase d'expansion ne pose aucun problème, bien au contraire !

Si le volume du vase est surdimensionné (par exemple d'environ 20%) et qu'on le gonfle à 0,9 bar nous arrêterons le remplissage lorsque la pression de l'eau dans le circuit sera de 0,9 bar + (0,1 à 0,2 bar de marge de sécurité) = environ 1,1 bar dans cet exemple. ***A ce moment, nous aurons la certitude qu'un léger excédent d'eau (quelques litres) aura pénétré dans le vase pour servir de réserve.*** Au fur et à mesure du remplissage, n'oublions pas de purger l'installation aux points hauts. La pression sera suffisante pour évacuer l'air puisque dans cet exemple avec H = 5 m la pression en haut du circuit sera égale à : 1,1 bar - (5 m de hauteur d'eau correspondant à 0,5 bar) = 0,6 bar.

Le vase étant parfaitement sélectionné et réglé, considérons *pour simplifier* que, lorsque la température de l'eau dans le circuit va augmenter, la dilatation de l'eau suivra la droite **AB** ci-dessous.



A 20°C, la pression dans le circuit est d'environ 1,1 bar (point **A**) et le vase contient peu d'eau.

Au fur et à mesure de l'augmentation de température, l'eau qui se dilate pénètre dans le vase en comprimant l'azote. Simultanément, la pression augmente dans le circuit.

A 50°C (Point **B**), la pression dans le circuit est légèrement inférieure à 3 bar (c'est à dire au tarage de la soupape de sécurité) et le vase s'est partiellement rempli d'eau. Quand la température de l'eau redescendra à 20°C, nous retrouverons exactement les conditions du point **A** : l'installation fonctionnera parfaitement.

Par contre, quelle qu'en soit la raison (thermostat de sécurité déréglé ou inopérant par exemple), **si la température de l'eau venait accidentellement à dépasser la valeur nominale de 50°C** (pour atteindre 60°C par exemple) la pression continuerait d'augmenter.

Dès que la pression dépasserait 3 bar, la soupape libèrerait l'excédent d'eau pour maintenir la pression à 3 bar : il y aurait donc moins d'eau dans le circuit ! A ce moment, lorsque le circuit se refroidira à 20°C, il y aura obligatoirement un manque d'eau dans l'installation.

C'est un symptôme de panne que l'on rencontre également lorsque le vase est sous gonflé (page 563), trop gonflé (page 565), percé (page 568), mal placé (pages 569 à571) ou trop petit (page 572)

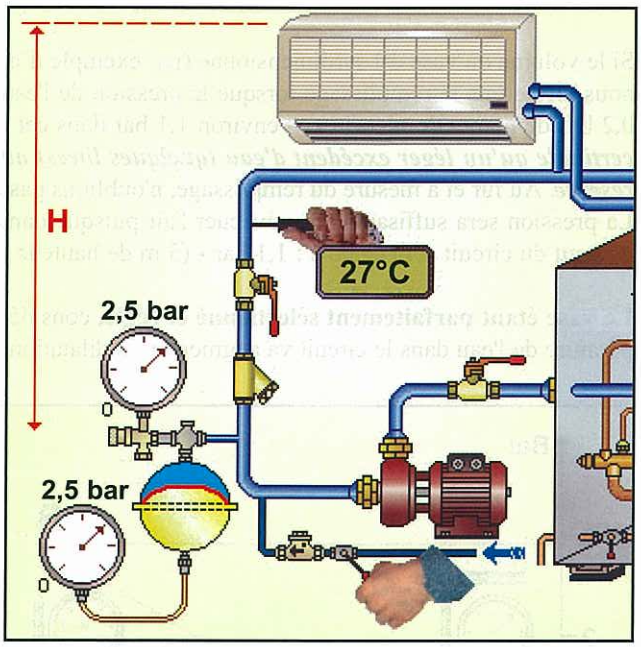
D) PRESSION DE REMPLISSAGE D'UN CIRCUIT D'EAU GLACÉE

Après ces quelques rappels sur les circuits de chauffage, examinons maintenant un circuit d'eau glacée tel que celui ci-dessous.

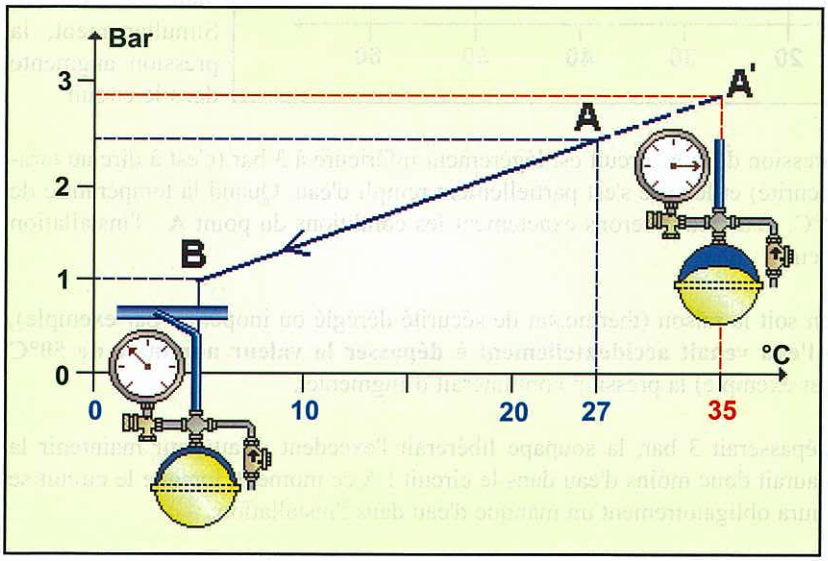
A l'arrêt total de l'installation (par exemple à la suite d'une panne), la température de l'eau dans le circuit peut atteindre de 27°C à 35°C (selon les conditions extérieures). Pour notre exemple, admettons qu'elle soit à 27°C.

La dilatation de l'eau est alors importante et le vase d'expansion doit être capable de contenir cet excédent.

Mais attention, quand l'eau va se refroidir, elle va se contracter. Lorsqu'elle sera par exemple à 6°C, il devra rester de l'eau dans le vase et la pression devra rester supérieure à **H** (par exemple 5m) + la marge de sécurité (5m) = 10mCE ou 1 bar.



Sur la courbe ci-dessous (volontairement simplifiée) vous pouvez observer l'évolution de la pression dans le vase en fonction de la température de l'eau.



A 27°C, si la pression est réglée à environ 2,5 bar (point **A**), elle chutera à environ 1 bar lorsque l'eau sera à 6°C (point **B**) : c'est exactement ce que nous désirons.

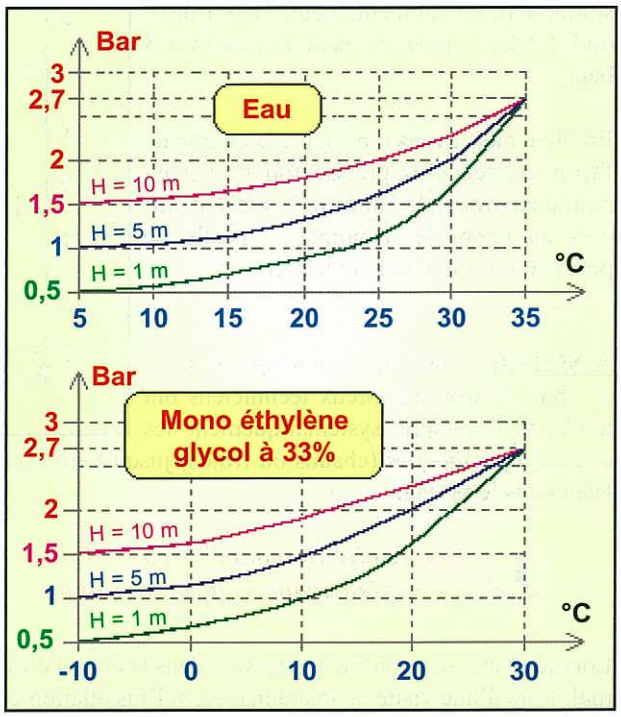
Notez qu'au moment de l'appoint, si la température de l'eau avait été de 35°C (point **A'**) au lieu de 27°C, il aurait fallu remplir le circuit jusqu'à une pression légèrement inférieure à 3 bar (pression de tarage de la soupape de sécurité) pour qu'à 6°C la pression reste suffisamment importante pour irriguer convenablement les points hauts de l'installation.

Lorsque le compresseur sera en service, il sera important de vérifier la pression du circuit. Si la température de sortie d'eau glacée est par exemple de 6°C, la pression au niveau du vase ne devra en aucun cas être inférieure à 0,5 bar (si le point le plus haut du circuit est situé 5 m au-dessus du vase).

E) COURBE DE PRESSION D'EAU GLACÉE

Nous avons représenté ci-dessous, *de façon un peu plus précise*, les courbes de pression obtenues en fonction de la température :

- **Pour de l'eau pure**
- **Pour de l'eau glycolée** (avec du mono éthylène glycol à environ 33%) qu'on utilise de plus en plus souvent sur des installations de froid commercial, par exemple pour assurer le refroidissement des vitrines ou des chambres froides.



Attention : Ces courbes sont établies pour des installations et des vases d'expansion dimensionnés au plus juste, sans réserve :

- Pression maximale dans le circuit 2,7 bar soit 0,3 bar en-dessous du tarage de la soupape.
- Pression minimale de 0,5 bar au point le plus haut de l'installation.
- H représente la hauteur géométique entre le vase et le point le plus haut de l'installation

Les problèmes liés au glycol sont étudiés page 765.

EXERCICE

Si la production d'eau glacée et d'eau chaude est assurée par une pompe à chaleur, la température de l'eau du circuit peut varier d'environ 5°C en été à 55°C en hiver. Admettons comme précédemment que l'installation est parfaitement dimensionnée, que la hauteur géométrique entre le vase d'expansion et le point le plus haut est d'environ 5 m et que la soupape de sécurité est tarée à 3 bar.

Si tout fonctionne normalement, quelle devrait être l'ordre de grandeur de la pression dans le circuit quand la température de l'eau sera par exemple de 20°C ? (pour obtenir une évaluation à peu près correcte, vous pouvez tracer un diagramme des pressions obtenues en fonction des températures).

Correction page suivante...

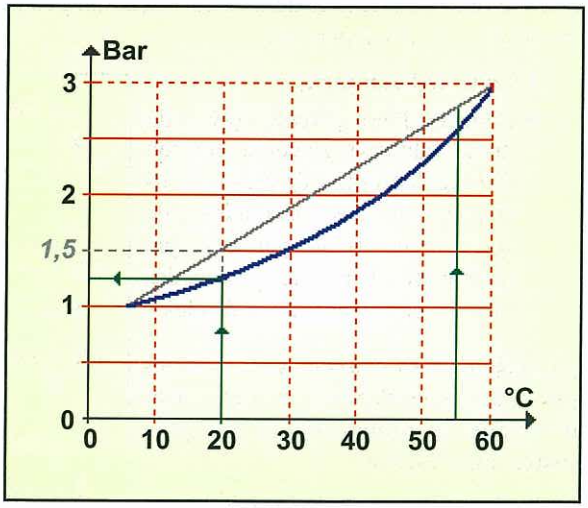
Correction de l'exercice

Sur cette pompe à chaleur, quand l'eau sera à 5°C la pression devra être au minimum de 1 bar (hauteur géométrique entre le vase et le point le plus haut + marge de sécurité = 5 + 5 = 10mCE = 1 bar).

Quand l'eau sera à 55°C, la pression devra rester inférieure à 3 bar (valeur de tarage de la soupape).

Nous avons représenté en gris la courbe que vous avez tracé si vous avez cherché la solution (à ce moment, vous avez trouvé qu'à 20°C la pression sera d'environ 1,5 bar).

En bleu, nous avons représenté la courbe de façon un peu plus précise (on trouve en réalité environ 1,25 bar à 20°C, mais la plupart du temps le manomètre installé ne permettra pas une telle précison).



A NOTER : Alors que la soupape est tarée à 3 bar, de trop nombreux techniciens ont tendance à remplir systématiquement les circuits hydrauliques (chauds ou froids) jusqu'à environ 2,5 bar quelle que soit la température de l'eau dans le réseau.

Dans notre exemple, si la pression est de 2,5 bar à 20°C elle atteindra 3 bar bien avant 55°C et la soupape crachera alors l'excédent d'eau.

Lorsque l'eau se reroidira, la pression dans le circuit diminuera à nouveau, ce qui est tout à fait normal. Lors d'une visite de maintenance, si l'installation est encore remplie jusqu'à 2,5 bar, le même phénomène se reproduira, et ainsi de suite...

Tous ces appoints d'eau sont néfastes pour l'installation car ils introduisent des gaz dissous dans l'eau d'appoint et des sels minéraux qui activent les phénomènes de corrosion. Alors, ne faites pas d'appoint inconsidérément !

Rappelons une nouvelle fois que surdimensionner un vase d'expansion ne pose aucun problème, bien au contraire !

Notre conseil : si vous mettez en service une installation dont le vase d'expansion est surdimensionné (par exemple de 20 à 30%), gonflez le à l'azote à une pression équivalente au dénivelé H entre le vase et le point le plus haut. Ensuite, remplissez l'installation en eau jusqu'à obtenir une pression équivalente à H + 5m. ***Vous aurez ainsi la certitude qu'il y a une pression de 5mCE (soit 0,5 bar) au point le plus haut de l'installation et qu'un léger excédent d'eau (quelques litres) aura pénétré dans le vase pour servir de réserve.***

RÉGLAGE D'UN PRESSOSTAT "MANQUE D'EAU"

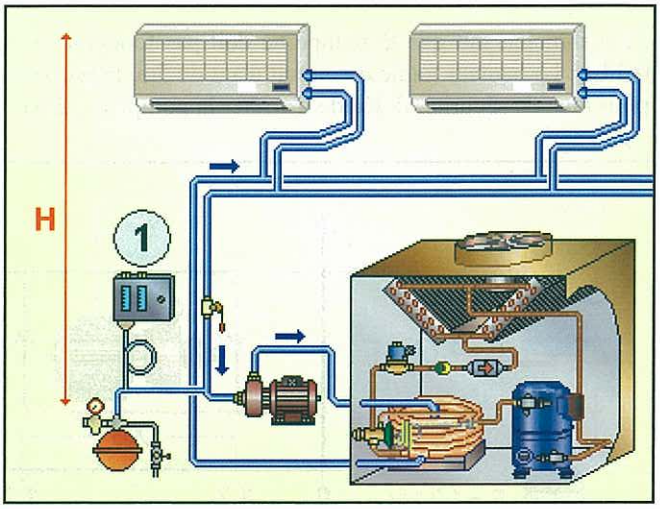
Sur de nombreux réseaux hydrauliques fermés, on rencontre un pressostat " manque d'eau " ou " manque de pression d'eau " dont le rôle est d'empêcher la pompe de fonctionner " à sec ".

Quelle qu'en soit la raison, si la pression au niveau du pressostat descend en dessous de sa valeur de réglage, il arrête la pompe afin d'éviter tout risque d'introduction d'air dans les parties hautes du circuit ainsi qu'une éventuelle cavitation qui pourrait être destructrice pour la pompe.

La détermination des valeurs de réglage de ce pressostat est plutôt méconnue. C'est pourquoi, à la demande de nombreux lecteurs, nous allons essayer de clarifier ce point.

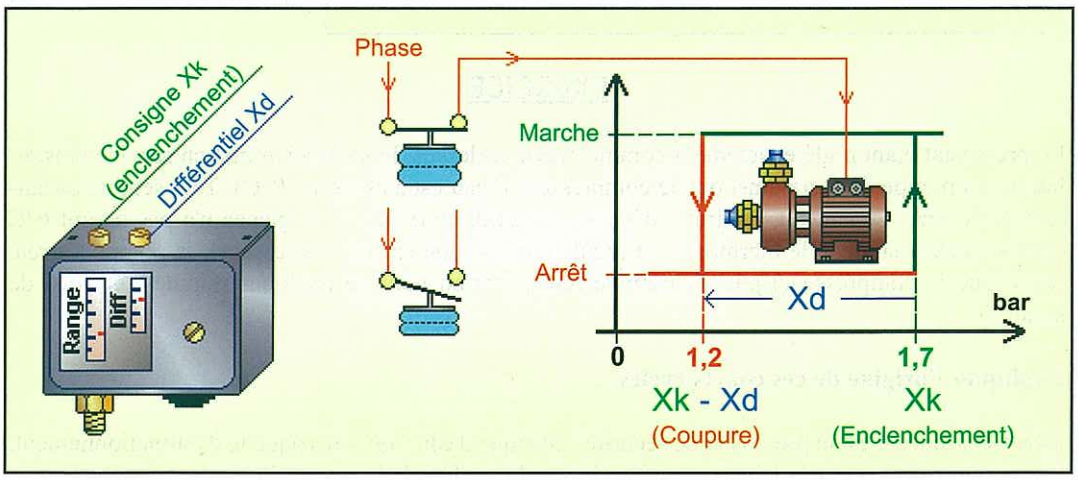
EXERCICE

Prenons l'exemple du circuit d'eau glacée ci-contre conçu pour alimenter les unités terminales avec de l'eau à 6°C.



La cote H est de 5 m et au pire, la température de l'eau glacée peut évoluer entre 5 et 30°C.

1. A quelles pressions (de coupure et d'enclenchement) régleriez-vous ce pressostat ***(repère 1)*** s'il est placé au niveau du vase d'expansion ?
2. Vous apercevez ci-dessous les réglages effectués par un technicien (enclenchement de la pompe à 1,7 bar et coupure à 1,2 bar). Que pensez-vous de ces réglages ?

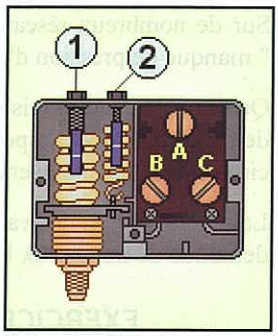


Correction page suivante...

Correction de l'exercice

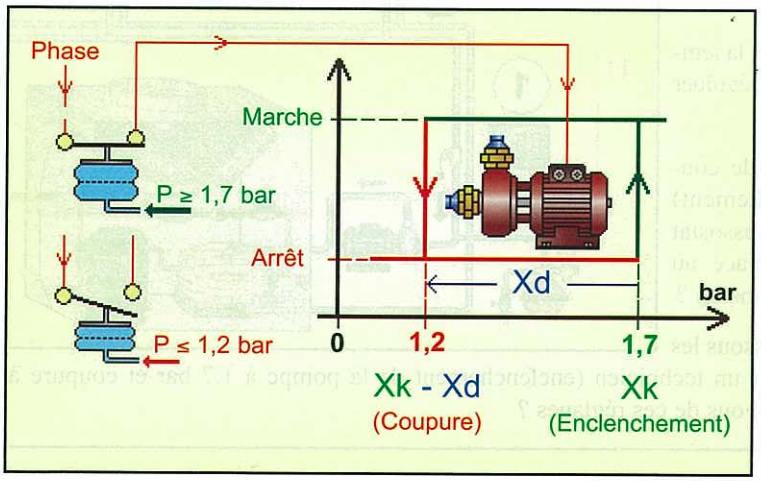
Avant toute chose, il n'est peut être pas inutile de remarquer que la technologie de ce type de pressostat est identique à celle d'un pressostat de sécurité BP sur un circuit frigorifique (coupure par baisse de pression et enclenchement par montée de pression).

Le réglage se fait par l'intermédiaire de 2 vis :



- La vis de réglage de l'enclenchement ***(repère 1)*** est située en face du plus gros ressort (et du soufflet de prise de pression). On l'appelle souvent Xk ou point de consigne ou Start ou Range.
- La vis de réglage du différentiel ***(repère 2)*** est située en face du plus petit ressort. On l'appelle souvent Xd.

Le technicien sait que la pompe ne doit pas fonctionner en dessous d'une pression minimale de 0,5 bar. La hauteur totale du circuit étant de 5m, la pression minimale effective est de 1 bar. Aussi pour plus de sécurité, il décide d'arrêter la pompe à 1,2 bar.



Il estime également qu'un différentiel de 0,5 bar sera satisfaisant : la pompe devra donc enclencher à 1,7 bar.

Il a donc tracé le graphe de fonctionnement ci-contre et il a réglé Xk à 1,7 bar et Xd à 0,5 bar.

La pompe enclenchera donc bien à 1,7 bar et elle coupera à 1,2 bar, comme il le désire.

EXERCICE

Le pressostat étant réglé exactement comme prévu ci-dessus, le technicien met en service l'installation. La pompe démarre ainsi que le compresseur (l'eau est à environ 20°C). Tout semble parfaitement correct. Cependant, environ ⁄ d'heure plus tard, alors que l'eau glacée n'a pas atteint 6°C (température à laquelle le thermostat de régulation doit couper le compresseur), la pompe s'arrête (ainsi que le compresseur) puis l'ensemble redémarre au bout de quelques minutes, et ainsi de suite…

Expliquez l'origine de ces courts cycles.

Pour vous aider, c'est le pressostat de sécurité " manque d'eau " qui provoque le dysfonctionnement. Si vous êtes vraiment très hésitant, révisez le graphe en bas de la *page 650.*

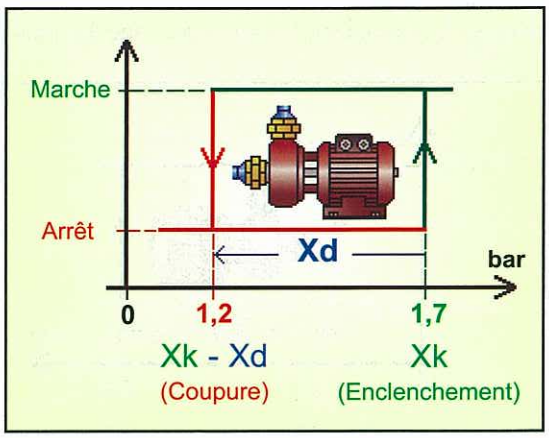
Solution page suivante…

Correction de l'exercice

Pourquoi l'installation court cycle-t-elle ? Avec de l'eau à 20°C, la pompe eau glacée et le compresseur démarrent. La température de l'eau commence donc à diminuer. Alors que la température de l'eau glacée n'a pas encore atteint 6°C, le pressostat " manque d'eau " arrête la pompe.

- **1ère conclusion :** Avec de l'eau à 20°C, le pressostat démarre la pompe. C'est donc que la pression est alors supérieure ou égale à 1,7 bar.

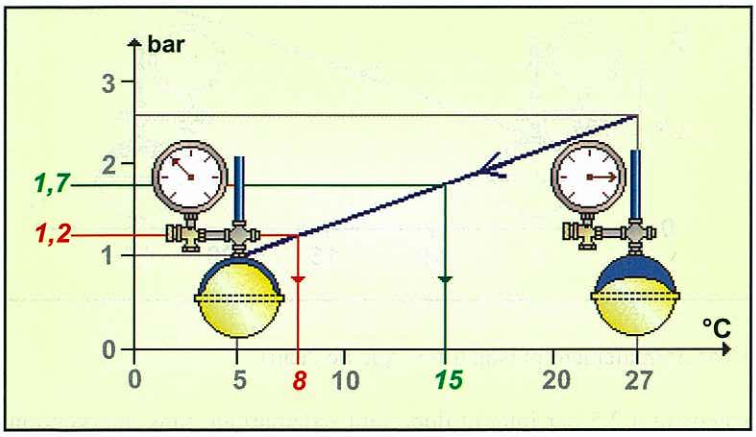
- **2ème conclusion :** si le pressostat arrête la pompe avant que la température de l'eau glacée n'atteigne 6°C, c'est qu'à ce moment, la pression du réseau a diminué en dessous de 1,2 bar.



Comme le compresseur est asservi à cette pompe *(voir schéma page 581)*, il s'arrête également. En conséquence, la température de l'eau augmente ce qui provoque au bout de quelques minutes le ré-enclenchement de la pompe et donc du compresseur.

- **3ème conclusion :** Nous savons que la pression de l'eau dans le réseau varie en fonction de la température. Quand celle-ci diminue, la pression diminue et réciproquement.

Il est donc évident que le défaut est provoqué par un mauvais réglage du pressostat. Quand la température de l'eau diminue, la pression atteint 1,2 bar (ce qui provoque la coupure par le pressostat) AVANT que cette température soit suffisamment basse pour que le thermostat de régulation d'eau glacée arrête le compresseur (la pompe devant absolument continuer à fonctionner).



Observons l'évolution de la pression dans le réseau sur le diagramme ci-contre, déjà commenté *page 650.*

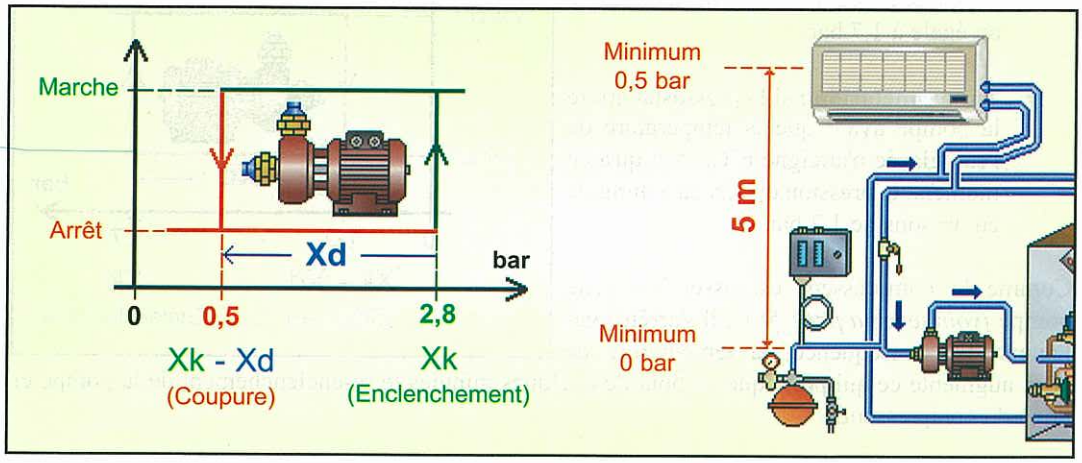
La pression sera de 1,7 bar à environ 15°C (démarrage de la pompe et du compresseur) . Elle chutera à 1,2 bar quand l'eau sera à environ 8°C (provoquant l'arrêt de la pompe et donc du compresseur).

Maintenant que nous savons pourquoi le pressostat provoque des courts cycles, quels seraient à votre avis les bons réglages ?

Vous avez le droit d'y réfléchir avant de tourner la page...

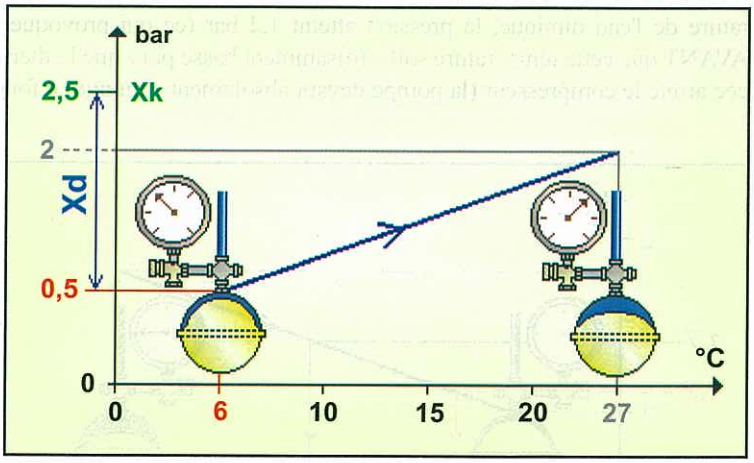
En cas de manque d'eau (quelle qu'en soit la raison), si la pression mesurée au niveau du vase et du pressostat est de l'ordre de 0,5 bar, la pression dans le climatiseur le plus haut (5m au dessus) sera voisine de 0 bar (pour les puristes, cela dépend en fait de la perte de charge, mais nous la négligerons volontairement sur ce petit réseau).

Cette pression de 0 bar en haut de l'installation est la limite basse avant de risquer d'introduire de l'air dans le circuit. C'est donc à cette pression (ou très légèrement au dessus) qu'il faut arrêter la pompe. A ce moment, le pressostat situé 5m plus bas mesurera 0,5 bar.



Dans tous les cas, fuite ou non, que le circuit soit chaud ou froid, si la pompe aspire à une pression inférieure à 0,5 bar, il faudra l'arrêter aussitôt.

A présent, pour discuter de la pression de ré-enclenchement de la pompe, observons le graphe ci-contre.



L'eau glacée étant à 6°C, *s'il manque de l'eau dans le circuit,* la pression n'est que de 0,5 bar et le pressostat arrête la pompe (le compresseur s'arrête donc également).

A ce moment, l'eau va se réchauffer et quand elle sera à 27°C, la pression sera d'environ 2 bar (au lieu de 2,5 bar normalement puisqu'il manque de l'eau).

Choisir de régler le ré-enclenchement à 2,5 bar interdit donc tout redémarrage sans intervention manuelle : n'oublions pas que si le pressostat a coupé, c'est qu'il y a un sérieux problème.

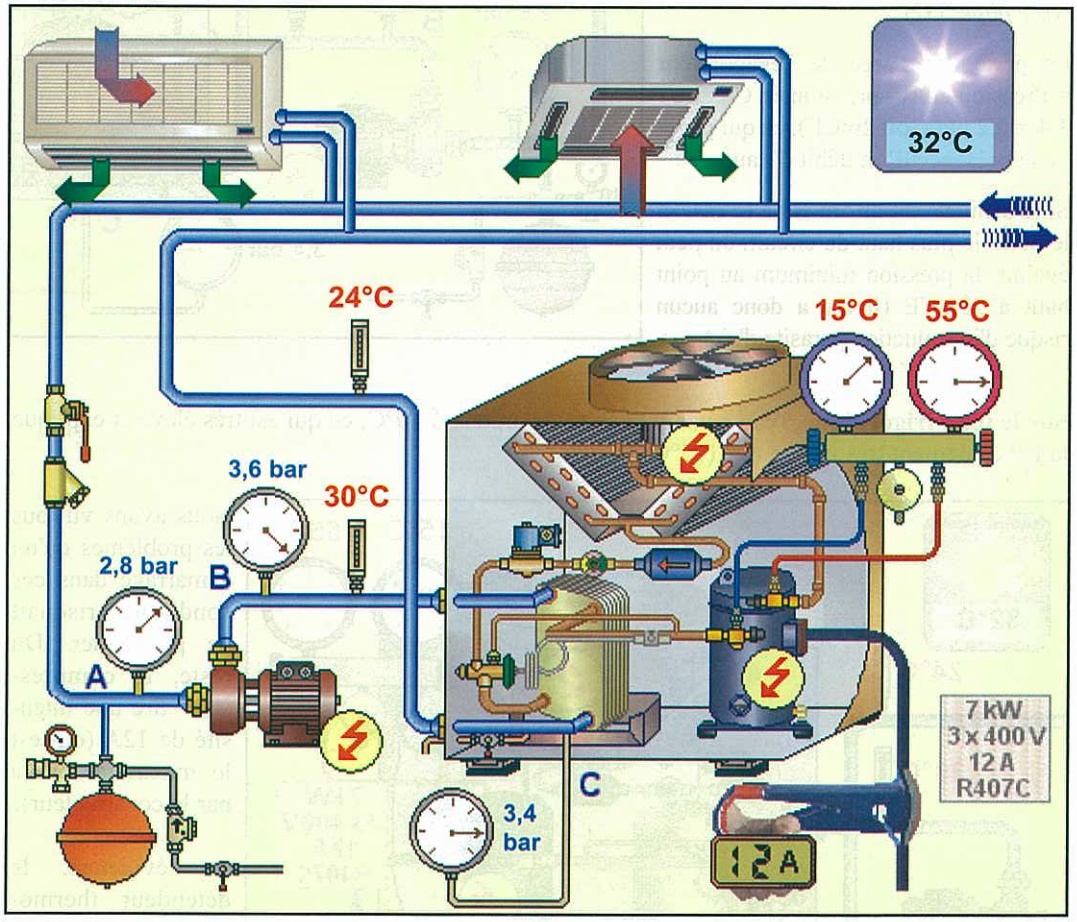
Avec ces réglages, l'installation sera donc parfaitement protégée des risques de " manque d'eau " et toute possibilité de courts-cycles par le pressostat sera éliminée.

SPLIT EAU GLACÉE : MISE EN SERVICE ET MESURE DES CONDITIONS NOMINALES

Nous allons mettre en service l'installation étudiée *page 645* (nous avons juste remplacé l'évaporateur coaxial par un évaporateur à plaques brasées, que l'on trouve de plus en plus souvent sur les machines actuelles). Bien sûr, vous avez parfaitement purgé le circuit hydraulique (comme expliqué *page 561*).

A) DEMARRAGE DU COMPRESSEUR AUX CONDITIONS MAXIMALES

Alors que la température extérieure est de 32°C, la température de l'eau dans le circuit est de 30°C. Vous trouverez ci-dessous les relevés effectués au moment de la mise en service.



Avant de tourner la page, les valeurs relevées vous semblent-elles à priori correctes ?

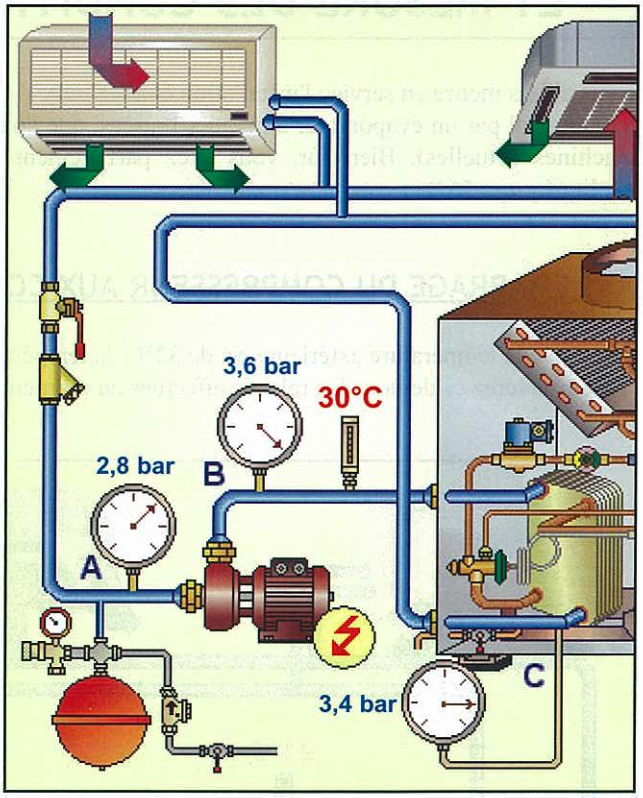
Analyse du fonctionnement au démarrage :

Sur le plan hydraulique, la pression à l'aspiration de la pompe est de 2,8 bar soit 28mCE. Cela peut sembler légèrement élevé (avec une soupape tarée à 3 bar) mais la température de l'eau (30°C) est anormalement élevée. *Ce point sera à surveiller au fur et à mesure de la descente en température.*

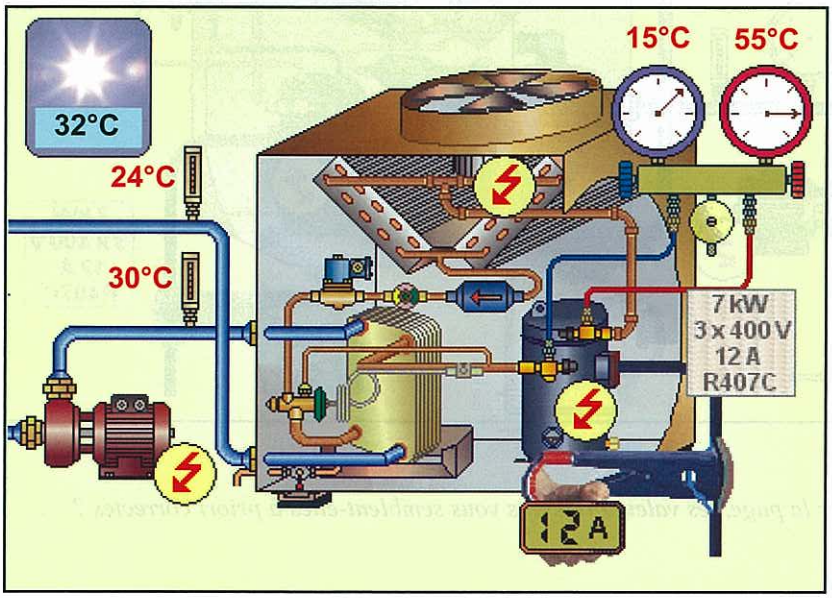
La pompe est en service en fournissant une HMT (Pression en B - pression en A) de 3,6 - 2,8 = 0,8 bar soit 8mCE. Rappelons-nous que la HMT correspond à la perte de charge du circuit *(voir page 532).*

La perte de charge de l'évaporateur = Pression en B - pression en C = 3,6 - 3,4 = 0,2 bar (soit 2mCE), ce qui prouve la présence d'un débit d'eau.

Si le dénivelé est de 5m entre le vase et le point le plus haut du circuit, on peut évaluer la pression minimum au point haut à 23mCE (il n'y a donc aucun risque d'introduction parasite d'air).



Sur le plan frigorifique, l'eau pénètre dans l'évaporateur à 30°C, ce qui est très élevé et explique la BP également très importante (15°C).



Nous avons vu tous les problèmes qu'un démarrage dans ces conditions risquait de provoquer. Du reste, le compresseur tire une intensité de 12A (qui est le maximum prévu par le constructeur).

A l'évidence, le détendeur thermostatique est bien équipé d'une charge MOP *(voir ; intérêt de la charge MOP, page 296).*

Dans ces conditions extrêmes, le compresseur donne le maximum de puissance frigorifique (comme nous l'avons vu page 41, plus la BP est élevée et plus la puissance frigorifique augmente). Du reste, le $\Delta\theta$ sur l'évaporateur est de 30 - 24 = 6°C.

La puissance électrique absorbée ainsi que la puissance frigorifique étant maximum, la puissance rejetée au condenseur est également maximum. Ceci explique qu'avec 32°C extérieur, la HP soit de 55°C (soit un important $\Delta\theta$ Total de 23°C).

Mais, ne nous alarmons pas. La valeur élevée des pressions (tant sur le plan hydraulique que frigorifique) s'explique tout à fait par les conditions extrêmes de mise en route. Néanmoins, restons vigilant et surveillons l'évolution des paramètres au fur et à mesure de la descente en température.

Pour éviter les problèmes de démarrage en charge maximale, l'automate bloque parfois la machine en réduction de puissance tant que la température de l'eau reste supérieure par exemple à 15°C.

Analyse du fonctionnement aux conditions nominales :

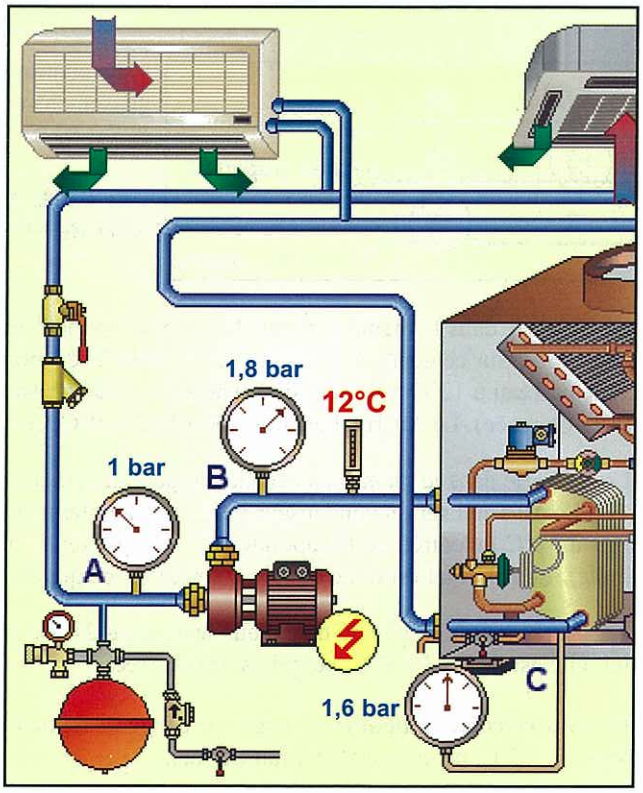
Le compresseur étant en service, la température de l'eau glacée est maintenant descendue aux environs de 12°C à l'entrée de l'évaporateur..

Sur le plan hydraulique, la pression au niveau du vase (point **A**) a fortement diminuée puisqu'elle est passée de 2,8 bar (eau à 30°C) à 1 bar (eau à 12°C).

Nous savons maintenant que cela est absolument normal. Si le dénivelé est de 5m, la pression en haut du circuit reste bien supérieure à la pression atmosphérique, ce qui est essentiel.

La HMT de la pompe (Pression en **B** - Pression en **A**) est restée égale à 8 mCE.

La perte de charge de l'évaporateur (Pression en **B** - Pression en **C**) est restée égale à 2 mCE.

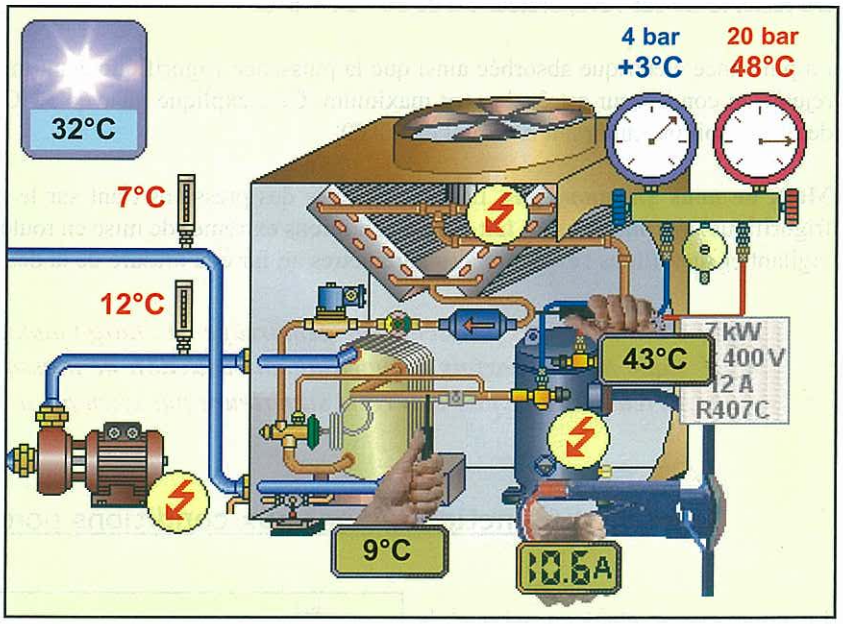


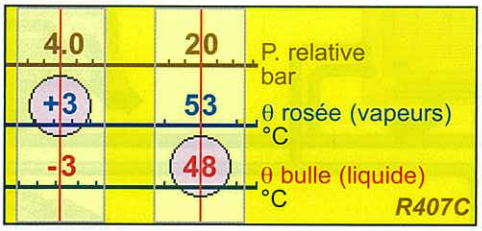
La diminution de température de l'eau a provoqué une diminution de toutes les pressions hydrauliques mais les différences de pression sont toutes restées identiques.

Sur le plan frigorifique, la température de l'eau est descendue normalement, ce qui démontre que le compresseur " fait du froid ".

Le Δθ sur l'eau entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur est d'environ 5°C. Cela nous indique que le débit d'eau semble normal.

A noter : la plupart des constructeurs de ce type de petit producteur d'eau glacée préconisent un Δθ nominal sur l'eau de 5°C (avec un minimum de 3°C et un maximum de 8°C).





L'installation est chargée avec du R407C, fluide à fort glissement (*ce fluide est étudié en détail des pages 805 à 807*).

Une BP de 4bar correspond à une température de rosée de +3°C. Une HP de 20 bar correspond à une température de bulle de 48°C.

La BP varie dans le même sens que la température de l'eau glacée avec un Δθ Total constant *(voir page 588)*. Sur ce genre de machine, le Δθ Total à l'évaporateur est compris entre 8°C et 10°C. Ici, avec de l'eau à 12°C à l'entrée de l'évaporateur, **la BP est de +3°C** (lire sur l'échelle des températures de rosée). Le Δθ Total est donc de 12 - 3 = 9°C, ce qui est tout à fait correct.

La HP varie dans le même sens que la température extérieure avec un Δθ Total constant *(voir page 17)*. Le Δθ Total sur un condenseur à air est généralement compris entre 15°C et 20°C. Ici, avec de l'air à 32°C à l'entrée de l'évaporateur, **la HP est de 48°C** (lire sur l'échelle des températures de bulle). Le Δθ Total est donc de 48 - 32 = 16°C, ce qui est parfait.

La surchauffe au bulbe du détendeur *(voir page 25)* est généralement comprise entre 5°C et 8°C. Ici, elle est de 9 - 3 = 6°C, ce qui est très correct.

Le sous refroidissement *(voir page 18)* est généralement comprise entre 4°C et 7°C. Ici, il est de 48 - 43 = 5°C, ce qui est tout à fait normal.

L'intensité absorbée par le compresseur a diminuée de 12 à 10,6 A, ce qui est bien logique *(voir : influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43).*

En conclusion, cette installation semble fonctionner parfaitement. Nous allons bientôt voir, pour les pannes les plus courantes, comment évoluent les différents paramètres.

SPLIT EAU GLACÉE : ANALYSE DU FONCTIONNEMENT EN CAS DE MANQUE DE DÉBIT D'EAU

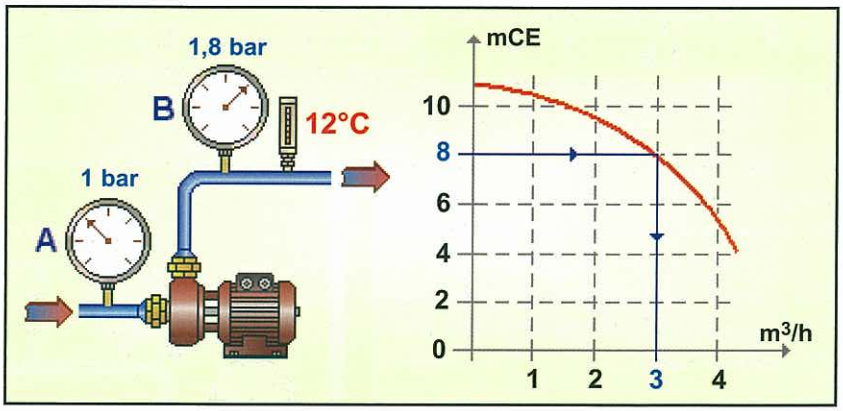
A) Problème de débit d'eau trop faible : généralités

Les conséquences d'un manque de débit d'eau dans l'évaporateur ont déjà été évoquées *(page 596)* sur une centrale à eau glacée de moyenne puissance.

A présent, nous allons compléter nos informations sur le petit groupe d'eau glacée que nous venons de mettre en service dans le chapitre précédent *(page 657)*.

Si l'on dispose de la courbe de la pompe utilisée, la mesure de sa HMT permet très facilement de connaître le débit d'eau.

Dans notre exemple, avec une HMT de 0,8 bar (soit 8mCE), le débit est d'environ 3 m³/h.



Avec un Δθ sur l'eau de 5°C, la puissance frigorifique est d'environ 3 x 1,16 x 5 = 17,4 kW (cette méthode de calcul a été expliquée page 605).

Pour rappel, notez que cette puissance correspond à environ 17,4 / 3,5 = 5 Ton US *(voir page 33)*. Les indications sur le train thermostatique du détendeur utilisé ressembleront donc à celles ci-contre (R407C, 5 Ton US, Point MOP à +15°C).

EXERCICE 1

Nous étudierons très bientôt les nombreux défauts pouvant provoquer un manque de débit d'eau. **Pour l'instant,** nous nous contenterons de mettre en évidence les conséquences de ce type de panne sur notre petit producteur d'eau glacée (voir les conditions normales de fonctionnement de l'appareil *pages 659 et 660*).

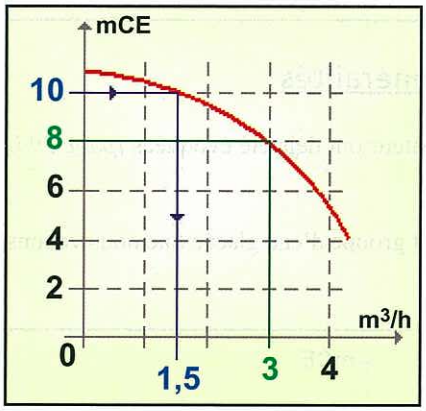
Admettons que la perte de charge du réseau augmente, par exemple qu'elle passe de 8 à 10mCE.

Comment évolueraient les pressions **A**, **B** et **C** ? (vous trouverez le schéma hydraulique *page 659*).

Correction page suivante...

Correction de l'exercice 1

Sur le plan hydraulique, quelle qu'en soit la raison (vous en connaissez déjà quelques unes mais nous en verrons bientôt d'autres), la perte de charge du réseau a augmenté, ce qui a entraîné une réduction du débit d'eau en circulation.



La courbe de la pompe nous montre que l'augmentation de la perte de charge de 8 à 10mCE entraîne une réduction du débit de 3 à 1,5 m³/h.

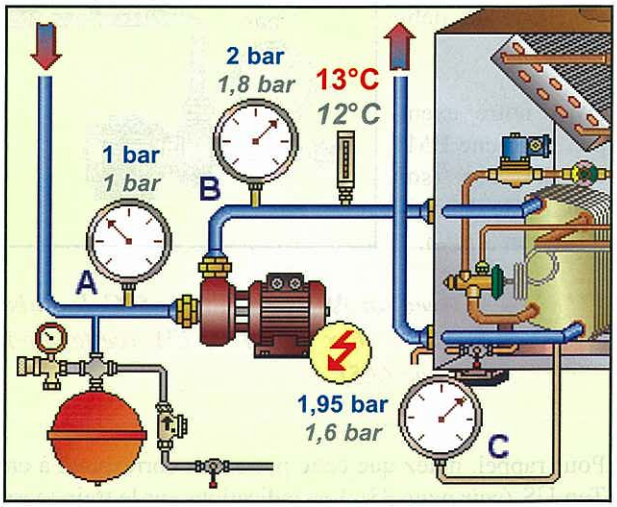
Ci-dessous, nous avons indiqué en gris les valeurs relevées lorsque le débit était normal.

En admettant que la température de l'eau soit d'environ 13°C, la pression en **A**, au niveau du vase d'expansion, est restée sensiblement égale à 1 bar.

La HMT de la pompe ayant augmenté jusqu'à 10mCE (soit 1 bar), le manomètre **B** indique donc une pression de 2 bar.

Par ailleurs, nous savons que l'évaporateur a une perte de charge de 2mCE avec un débit de 3 m³/h.

Nous avons vu *page 530* que la perte de charge varie comme le carré du débit. Puisque le débit dans l'évaporateur est maintenant divisé par 2, sa perte de charge est divisée par 4 (soit 2 / 4 = 0,5mCE soit 0,05 bar). Le manomètre **C** placé à la sortie de l'évaporateur indique donc une pression de 2 - 0,05 = 1,95 bar.



EXERCICE 2

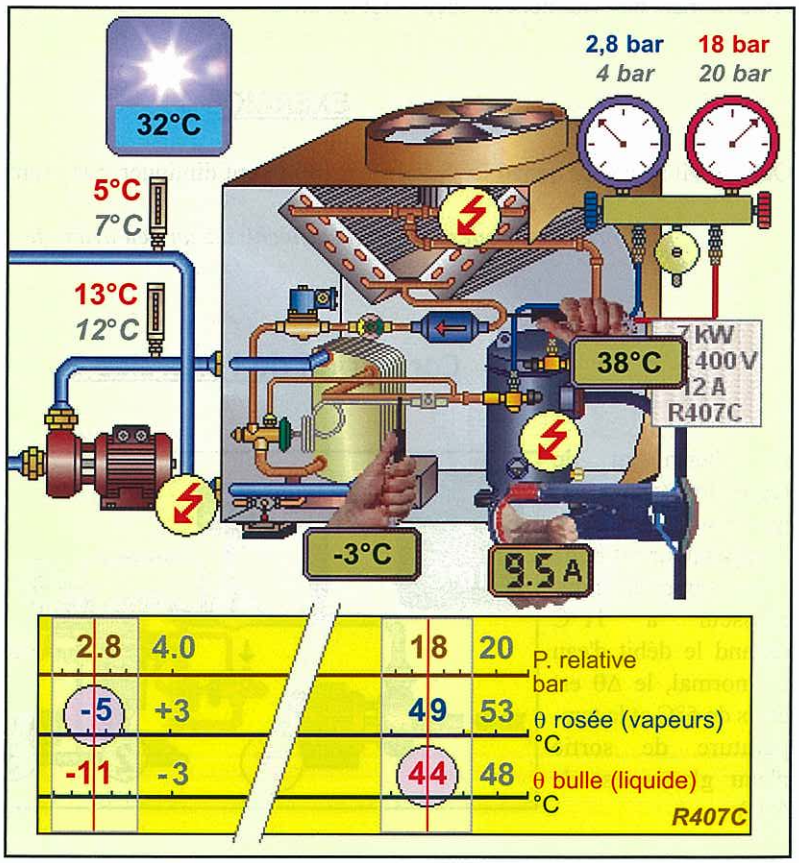
Sur le plan *hydraulique*, nous savons maintenant que le manque de débit d'eau a fait varier les pressions.

Nous avons longuement discuté de la panne de " l'évaporateur trop petit " *page 107*, en ce qui concerne un évaporateur refroidisseur d'air. A présent, quelles conséquences ce manque de débit d'eau aura-t-il sur les différents paramètres *frigorifiques* de ce petit groupe d'eau glacée (BP, puissance frigorifique, Δθ sur l'eau à l'évaporateur, HP, Intensité absorbée par le compresseur, surchauffe et sous refroidissement) ?

Correction page suivante...

Correction de l'exercice 2

Le débit d'eau étant normal, la BP était de 4 bar. Maintenant que le débit d'eau est divisé par 2, le fluide frigorigène se vaporise beaucoup plus difficilement et la quantité de vapeurs produites dans l'évaporateur diminue très fortement.



Le compresseur continuant d'aspirer dans un évaporateur qui produit moins de vapeurs, la BP diminue. Elle passe par exemple de 4 à 2,8 bar (c'est à dire une température d'évaporation de -5°C avec du R407C).

La BP étant plus faible, le débit masse de fluide frigorigène en circulation diminue fortement *(voir page 40)* ainsi que la puissance frigorifique (nous avons vu *page 41* que 1°C de réduction de la BP pouvait provoquer une chute de la puissance frigorifique de 3 à 5%). Ici, la BP chute de +3 à -5°C, soit 8°C de diminution. En admettant une baisse de 3% par °C, la puissance frigorifique chute d'environ 24%. Elle passe donc de 17,4kW à 17,4 * (100 -24) / 100 = environ 13,2 kW.

Le $\Delta\theta$ sur l'eau était de 5°C. En réutilisant la formule empirique de la *page 605*, on peut évaluer la nouveau $\Delta\theta$ à environ 13.2 / 1,5 / 1,16 = 8°C. Si l'eau entre à 13°C sur l'évaporateur, elle en ressort donc à environ 13 - 8 = 5°C.

La puissance frigorifique étant plus faible, il y a moins de puissance à évacuer au condenseur. Celui-ci se comporte alors comme s'il était surpuissant et la HP diminue (elle passe par exemple de 20 bar à 18 bar (soit une température de condensation avec le R407C de 44°C).

La HP étant moins importante, le compresseur tire une intensité plus faible sur le réseau *(voir : Influence de la HP sur l'intensité absorbée, page 43)*. Par exemple, il ne tire plus que 9,5A.

La surchauffe était de 6°C. Le même détendeur alimente maintenant un évaporateur plus petit : il se comporte donc comme s'il était devenu subitement trop gros et il pourra avoir tendance à pomper et même à occasionner quelques coups de liquide cycliques *(voir : Réflexions sur le pompage des détendeurs, page 34)*. Dans notre exemple, la surchauffe n'est plus que de -3 - (-5) = 2°C, soit une valeur beaucoup trop faible.

Le sous refroidissement était de 5°C. Puisqu'il y a moins de liquide dans l'évaporateur, il y en a davantage dans le condenseur et le sous refroidissement aurait plutôt tendance à augmenter légèrement, mais pas vraiment de façon significative.

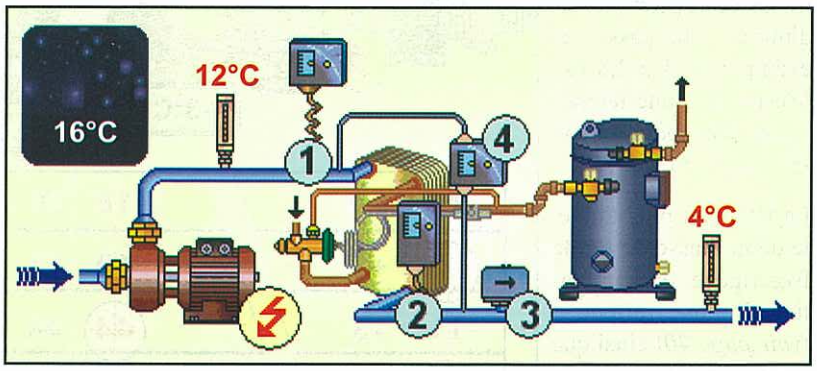
EXERCICE 3

Que va-t-il se passer quand les besoins en froid vont diminuer, par exemple la nuit ?

Correction ci-dessous, mais réfléchissez un peu avant de continuer...

Correction de l'exercice 3

Le thermostat de régulation **(repère 1)** placé sur l'entrée de l'évaporateur est réglé pour couper le compresseur à 11°C (quand le débit d'eau est normal, le $\Delta\theta$ est alors de 5°C et la température de sortie d'eau glacée est de 6°C).



Le thermostat antigel **(repère 2)** placé sur la sortie de l'évaporateur est réglé pour couper le compresseur à *environ* 4°C.

Dans la journée, avec notre puissance frigorifique trop faible, la température de l'eau qui revient des batteries terminales reste suffisamment élevée pour maintenir le compresseur en fonctionnement. Mais, quand les besoins en froid seront plus faibles, par exemple la nuit (admettons une température extérieure de 16°C), la température de l'eau qui revient à l'évaporateur va commencer à diminuer. Quand cette température sera de 12°C, le compresseur sera en service puisque le thermostat de régulation coupe à 11°C. Mais à la sortie de l'évaporateur, la température de l'eau sera de 12 - $\Delta\theta$ = 12 - 8 = 4°C et le thermostat antigel va couper en sécurité.

Nous ne saurions trop insister sur l'importance des mesures de débit d'eau, du contrôle et des essais des différentes sécurités. Dans notre exemple, un flow switch **(repère 3)** ou un pressostat différentiel **(repère 4)** aurait dû stopper le compresseur dès que le manque de débit devenait critique.

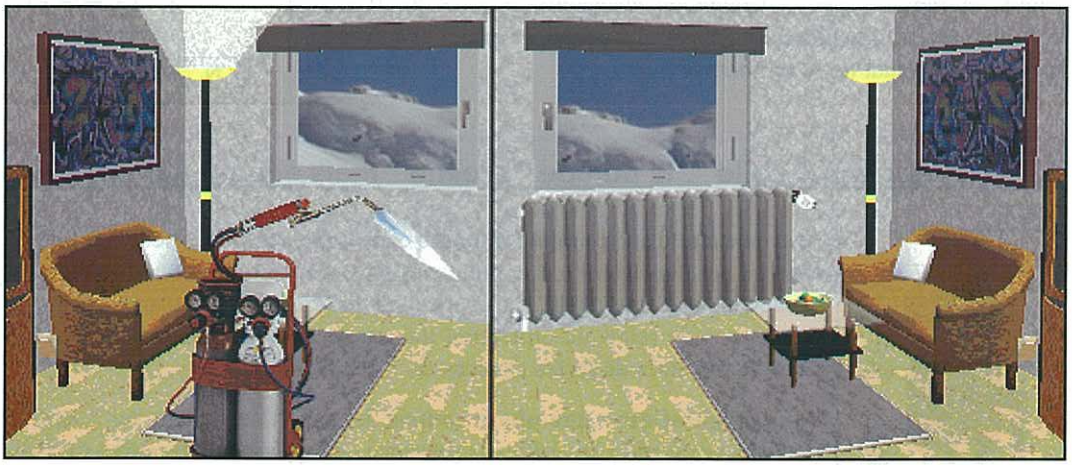
A noter : le corps d'un flow switch installé sur un tube d'eau glacée à tendance à se refroidir. Il est alors possible que de la condensation se dépose à l'intérieur du boîtier. Si le mécanisme n'a pas été graissé, il risque de rouiller. Le flow switch peut alors perdre de la sensibilité ou même se bloquer et il devient alors inopérant. Ce risque est extrêmement réduit avec un pressostat différentiel (ces 2 appareils ont été étudiés en détail des *pages 601 à 604*).

A) conséquences d'un débit d'eau trop faible sur les batteries des unités terminales

Quand le débit diminue, la température de l'eau glacée à la sortie de l'évaporateur diminue également. On pourrait s'imaginer que l'eau étant plus froide à l'entrée des unités terminales, leur puissance frigorifique va augmenter. Ce raisonnement serait totalement faux : en effet, plus l'eau est froide, plus la puissance frigorifique fournie aux batteries augmente, **mais à la seule condition que le débit d'eau ne change pas !**

Si le débit d'eau diminue, la puissance frigorifique des batteries terminales diminue forcément.

Pour donner une image ressemblante, essayez de chauffer une maison avec un chalumeau ou avec une lampe d'éclairage ! La température du chalumeau ou du filament de la lampe est d'environ 2000°C. Pourtant ce mode de chauffage serait totalement inefficace ! Vous chaufferez beaucoup mieux votre maison en faisant circuler de l'eau à 60°C dans vos radiateurs. Ce qui est important, c'est le débit ainsi que la surface d'échange. Un fort débit d'eau chaude alimentant un gros radiateur est beaucoup plus efficace qu'un minuscule débit de gaz enflammé même à 2000°C.

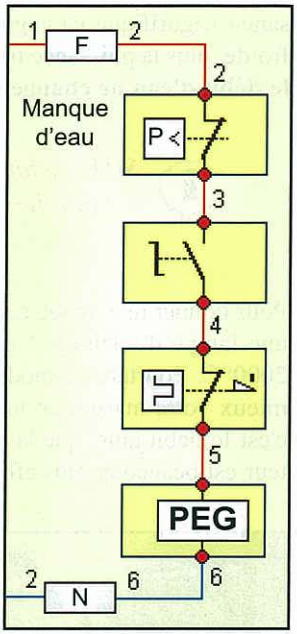


Les batteries terminales possèdent une importante surface d'échange grâce à un grand nombre d'ailettes très rapprochées, ce qui les rend très performantes. Mais attention, les filtres doivent être nettoyés régulièrement afin que les batteries ne s'encrassent pas et conservent leur efficacité.

En résumé, il est primordial d'obtenir le bon débit d'eau pour garantir le bon fonctionnement aussi bien du groupe d'eau glacée que des batteries terminales.

DÉPANNAGE : LA POMPE NE DÉMARRE PAS

A) Le contacteur ne " colle " pas



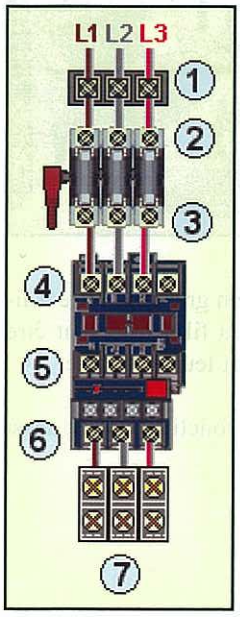
Avant d'analyser les problèmes de manque de débit d'eau, il n'est pas inutile d'analyser la panne la plus évidente : le contacteur de la pompe qui ne " colle pas ".

Le circuit électrique de la plupart des circulateurs est relativement simple. Parfois même, il n'y a pas de contacteur sur les petites pompes monophasées alimentées avec un montage **PSC** *(voir page 355)*.

Quand la pompe est plus grosse, ou alimentée en triphasé, l'utilisation d'un contacteur devient nécessaire. Sur le schéma de principe ci-contre nous rencontrons un pressostat " manque d'eau " *(étudié page 653)*, un interrupteur " marche/arrêt ", un relais de protection thermique et enfin la bobine du contacteur **P**ompe **E**au **G**lacée.

Si le contacteur ne colle pas, la détection du défaut est relativement simple et rapide (*voir : Dépannage électrique, page 359*). Il reste ensuite à déterminer pourquoi l'appareil a coupé, à réparer et à faire en sorte que le défaut ne se reproduise plus.

B) Le contacteur " colle ", la pompe " grogne " mais elle ne démarre pas



Le contacteur d'une **pompe triphasée** étant collé, le moteur peut " grogner " mais ne pas démarrer. Soit la pompe est grippée, soit il y a un problème sur le moteur, soit une phase est coupée sur le circuit de puissance. Dans ce dernier cas, le relais de protection thermique arrête rapidement la pompe, sinon le moteur a de fortes chances de " rendre l'âme ".

Pour diagnostiquer une phase coupée, laissez l'interrupteur sur " Arrêt " (contacteur décollé) et vérifiez la présence de **3 phases différentes** sur l'alimentation générale **(repère 1)**. Ne vérifiez jamais les 3 phases par rapport à un Neutre (si 2 phases d'alimentation sont identiques, vous ne vous en rendriez pas compte !) mais testez bien entre L1-L2, L1-L3 et L2-L3. Les 3 tensions trouvées doivent avoir la même valeur. Sinon, la panne provient de l'amont.

Si les 3 phases sont présentes en **1**, vérifiez leur continuité à l'entrée des fusibles (ou du disjoncteur). S'il manque une phase, une connexion est défectueuse ou le fil est coupé. De même, vérifiez les phases en **3**. Un fusible peut être coupé *(voir page 383)* ou le disjoncteur défaillant. Enfin, vérifiez les 3 phases en **4**, à l'entrée du contacteur (un fil peut être coupé ou une connexion desserrée).

Si les 3 phases sont bien présentes en 4, il est indispensable de déconnecter le moteur sous le bornier 7 avant de continuer.

Déconnectez le moteur au niveau du bornier de raccordement (**repère 7** page précédente) puis fermez l'interrupteur de la pompe pour faire coller le contacteur. Cette fois-ci, le moteur étant déconnecté, le contacteur reste collé et les 3 phases devraient arriver jusqu'au bornier **7**.

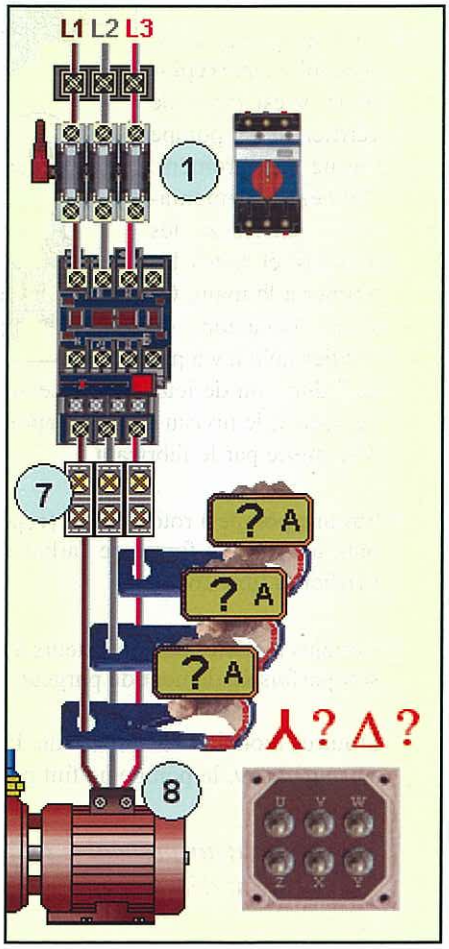
- Si ce n'est pas le cas, remontez jusqu'en **5** pour détecter un problème sur le bornier, sur les fils de liaison entre le contacteur et le bornier, sur le circuit de puissance du relais thermique ou sur celui du contacteur.

- Si les 3 phases sont présentes en 7, la panne provient soit de la coupure d'un fil dans le câble reliant le bornier au moteur, soit du moteur lui même (*voir : Les moteurs triphasés, généralités, page 442* ainsi que : *Test d'un moteur page 341*), soit de la pompe qui ne parvient pas à démarrer (par exemple parce qu'elle est sévèrement grippée).

Si la pompe est entraînée par **un moteur monophasé** à phase auxiliaire et que le moteur " grogne " sans démarrer, soit le condensateur de démarrage est défectueux *(voir : Test d'un condensateur, page 346)*, soit la pompe est grippée.

S'il s'agit d'une pompe à vitesse variable dont la vitesse minimum est réglable, vérifiez que le celle-ci n'est pas trop faible : le couple du moteur doit toujours rester supérieur au couple résistant de la pompe *(voir page 378)*.

C) Le contacteur " colle " mais la pompe ne démarre pas



En premier lieu, vérifiez si la pompe est bien alimentée. Vérifiez que le sectionneur fusible ou le disjoncteur **(repère 1)** est bien fermé puis vérifiez la présence de tension sur le bornier **(repère 7)**. Si la tension n'arrive pas, vérifiez le circuit de puissance comme nous l'avons fait page précédente.

Si la tension est présente sur le bornier **7**, ayez le réflexe de la **pince ampèremétrique** ! La mesure de l'intensité absorbée par le moteur est la méthode la plus sûre pour vérifier s'il tourne *(voir également le cas particulier étudié page 673)*.

En effet, la turbine de la pompe peut très bien ne pas tourner (les manomètres sur l'eau ne varient pas à la mise sous tension), alors que le moteur tire de l'intensité (par exemple, parce que la turbine patine sur son arbre). Notez que dans ce cas, l'intensité absorbée est plutôt faible et que la pompe fait un bruit de " casserole ".

Vérifiez que le câble reliant le bornier au moteur de la pompe n'est pas coupé en contrôlant la tension sur les bornes du moteur **(repère 8)**.

Si c'est un moteur triphasé bi-tension, contrôlez le couplage ainsi que les enroulements du moteur *(voir : Moteurs triphasés, généralités, page 442)*. Dans tous les cas, pensez à regarder à l'intérieur du couvercle du bornier moteur : un éventuel schéma de câblage peut s'y trouver.

A noter : certains petits moteurs monophasés peuvent être équipés d'une protection interne (de type klixon) qui coupe la phase d'alimentation en cas de surchauffe.

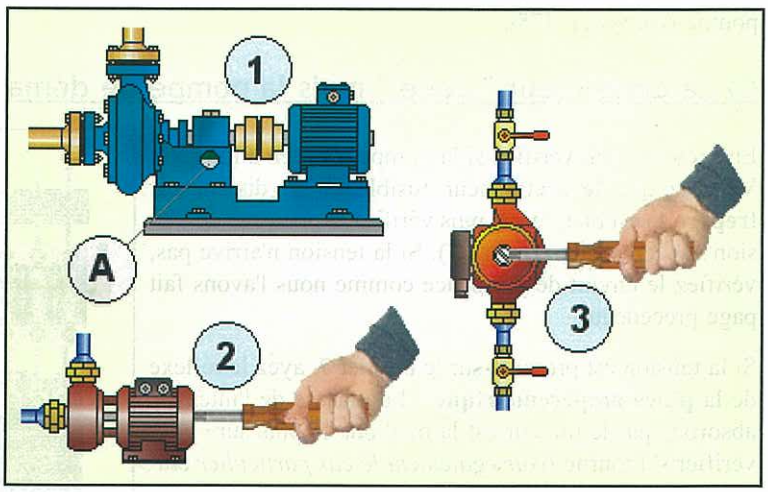
A ce moment, le moteur (plutôt chaud) ne tire aucune intensité alors que la tension d'alimentation arrive bien sur ses bornes. Coupez l'alimentation (le moteur pourra se refroidir) et vérifiez si l'axe de la turbine tourne facilement (voir ci-dessous).

D) Problèmes mécaniques

De multiples problèmes mécaniques peuvent entraver la libre rotation d'une pompe, selon sa technologie *(voir page 641)*.

Lorsque l'eau est entartrante, boueuse ou agressive, le rotor d'un circulateur noyé peut "serrer" sur la chemise le séparant du stator. Les paliers ou la garniture mécanique peuvent être grippés. La turbine peut être coincée par un corps étranger (chiffon oublié dans un tube lors du montage, accumulation de tartre ou de boues, etc.).

Il est donc important de vérifier que l'arbre de la pompe tourne à la main sans aucune difficulté.



- Sur une pompe avec accouplement **(repère 1)**, il est facile de vérifier si la pompe tourne librement. Coupez l'alimentation, saisissez les tourtaux et faites les tourner à la main. Ce sera l'occasion de vérifier qu'il n'y a pas de " dur " ou de jeux trop excessifs et d'apprécier l'état d'usure de l'accouplement. Vérifiez également le niveau d'huile **(repère A)**. Si un appoint est nécessaire, utilisez toujours l'huile préconisée par le fabricant.

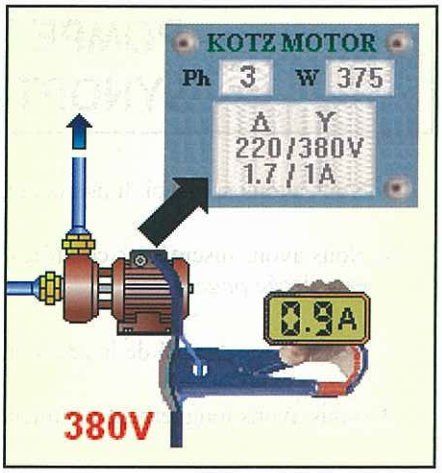
- Sur une pompe à rotor " sec " **(repère 2)**, coupez l'alimentation et utilisez un tournevis ou un outil adapté à la forme de l'arbre en sortie moteur (pièce de monnaie, clé 6 pans, etc.) pour vérifier la libre rotation.

- Certains modèles de circulateurs à rotor noyé **(repère 3)** possèdent un témoin de rotation (qui sert parfois également de purgeur) accessible en bout d'arbre.

  D'autres modèles nécessitent de démonter un voyant en verre pour accéder au témoin. *Normalement,* la pompe ne fuit pas lors du démontage de ce voyant.

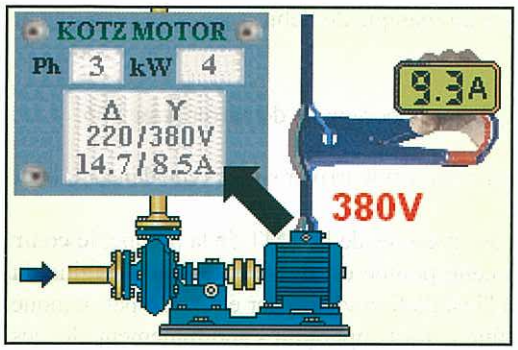
L'auteur préconise toutefois de fermer les vannes d'isolement avant démontage : cela pourra vous éviter bien des ennuis.

Un début de grippage risque principalement de se produire après un arrêt prolongé de la pompe. Le plus souvent, on arrive à la débloquer en utilisant l'une des techniques décrite page précédente. Sinon, il faudra isoler la pompe (pourvu que les vannes soient étanches !) puis la démonter pour accéder à la turbine afin de la " dégommer ".



Ensuite, après avoir démarré la pompe, **il sera indispensable de vérifier que l'intensité qu'elle absorbe ne dépasse pas la valeur indiquée sur sa plaque signalétique.**

Sur l'exemple ci-contre, le moteur alimenté en 380V est " plaqué " 1A. L'intensité absorbée ne doit en aucun cas dépasser cette valeur. De même, le réglage du relais thermique doit être au maximum de 1A *(voir : comment faut-il régler un relais thermique, page 381).*



Sur les pompes avec accouplement, l'intensité absorbée peut être trop importante après un serrage excessif du fouloir de compression des tresses d'étanchéité *(voir page 644).*

Après un échange des tresses ou un réglage du goutte à goutte, vérifiez toujours que l'intensité absorbée ne dépasse pas la valeur plaquée.

En fonctionnement normal, l'intensité absorbée par une pompe dépend essentiellement du débit d'eau en circulation. L'intensité nominale indiquée sur la plaque signalétique est rarement atteinte sauf dans des conditions extrêmes de température et de pression.

Ne réglez jamais un relais thermique à une valeur supérieure à l'intensité plaquée sur le moteur.

Cette règle est valable pour tous les récepteurs électriques équipés d'un relais thermique (pompes, ventilateurs, compresseurs, etc.).

POMPE " TROP PETITE " : SYNOPTIQUE DES PANNES

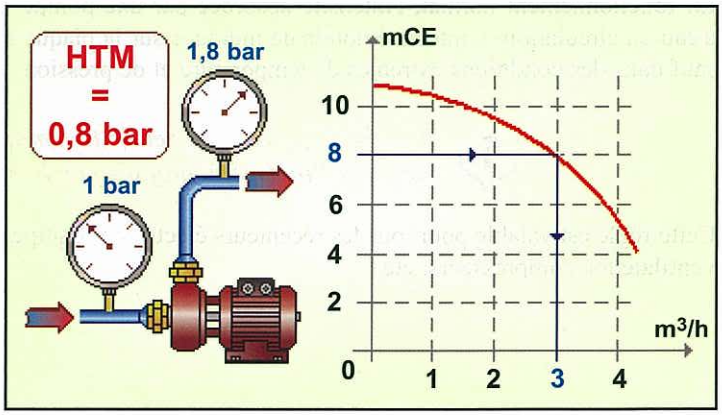
- Nous avons approfondi nos connaissances sur la technologie des pompes *page 641.*
- Nous avons discuté des contrôles hydrauliques à effectuer avant la mise en service d'un split eau glacée *page 645.*
- Nous avons discuté de la pression de remplissage d'un circuit d'eau glacée *page 650.*
- Nous avons longuement commenté le réglage d'un pressostat " manque d'eau " *page 653.*
- Nous avons mis en route un split eau glacée (chargé au R407C) aux conditions maximales *page 657* puis analysé son fonctionnement aux conditions nominales *page 659.*
- Nous avons analysé les symptômes consécutifs à un manque de débit d'eau sur l'évaporateur *page 661.*
- Nous avons analysé les problèmes pouvant empêcher la pompe de démarrer *page 666.*

Nous allons maintenant discuter des pannes hydrauliques pouvant arriver sur ce type d'installation.

Pour commencer, nous allons étudier l'interprétation des mesures de la HMT de la pompe, le **cœur** d'une installation hydraulique. Dans tous les cas où cette pompe est défaillante (que l'origine du problème soit hydraulique, mécanique ou électrique) l'installation va tomber en panne par manque de débit. Invariablement, ce dysfonctionnement entraînera des températures anormalement élevées dans les locaux et des risques d'avaries graves sur le groupe de production d'eau glacée.

Pour rappel, la HMT (**H**auteur **M**anométrique **T**otale) correspond à la différence de pression entre le refoulement et l'aspiration de la pompe.

En quelque sorte, la HMT représente " la force " qui doit permettre de vaincre l'ensemble des pertes de charge du circuit.



Un Δθ plus élevé que la normale indique toujours un manque de débit d'eau. Malheureusement, la HMT de la pompe peut alors être égale à zéro, trop faible ou maximale ! Comment s'y retrouver ?

C'est pourquoi nous allons apprendre à tirer les conclusions d'une mesure de la HMT.

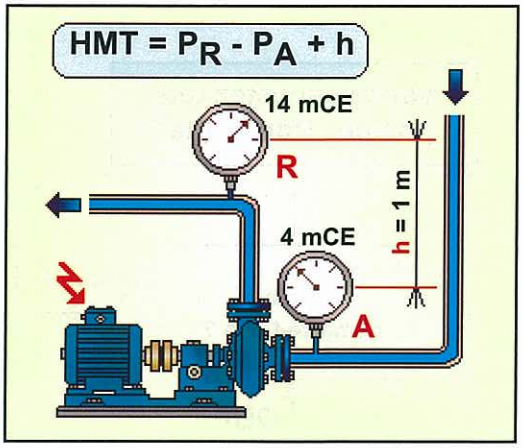
Rappel important

Quand des manomètres sont montés suivant le schéma ci-contre, on lit entre le refoulement et l'aspiration de la pompe une différence de pression égale à 14 - 4 = 10mCE (soit 1 bar).

On pourrait en conclure que la HMT de la pompe est de 1 bar.

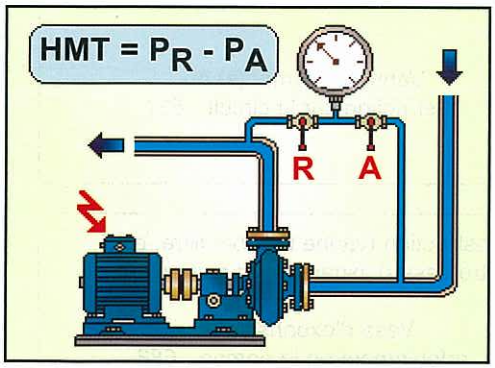
Mais attention, les deux manomètres ne sont pas sur le même niveau horizontal puisque R effectue sa mesure 1 m plus haut que A.

La HMT de la pompe est donc en réalité de 14 - (4 - 1) = 11 mCE.



A chaque fois que l'on doit mesurer la différence de pression entre 2 manomètres qui ne sont pas à la même hauteur, il faut obligatoirement effectuer une correction d'altitude.

A Noter : les mesures ne peuvent être fiables que si elles sont effectuées avec des manomètres bien étalonnés (indiquant 0 bar à la pression atmosphérique) et avec une plage adaptée à la mesure à effectuer (lire 1,4 bar sur un manomètre ayant une plage 0-2 bar est beaucoup plus précis que si sa plage est de 0-10 bar !).



Il est beaucoup plus judicieux d'installer UN SEUL MANOMÈTRE comme représenté ci-contre : ce montage supprime en effet toutes les erreurs dues à l'altitude et aux mauvais étalonnages.

La vanne A étant fermée, on ouvre la vanne R et on note la pression de refoulement PR.

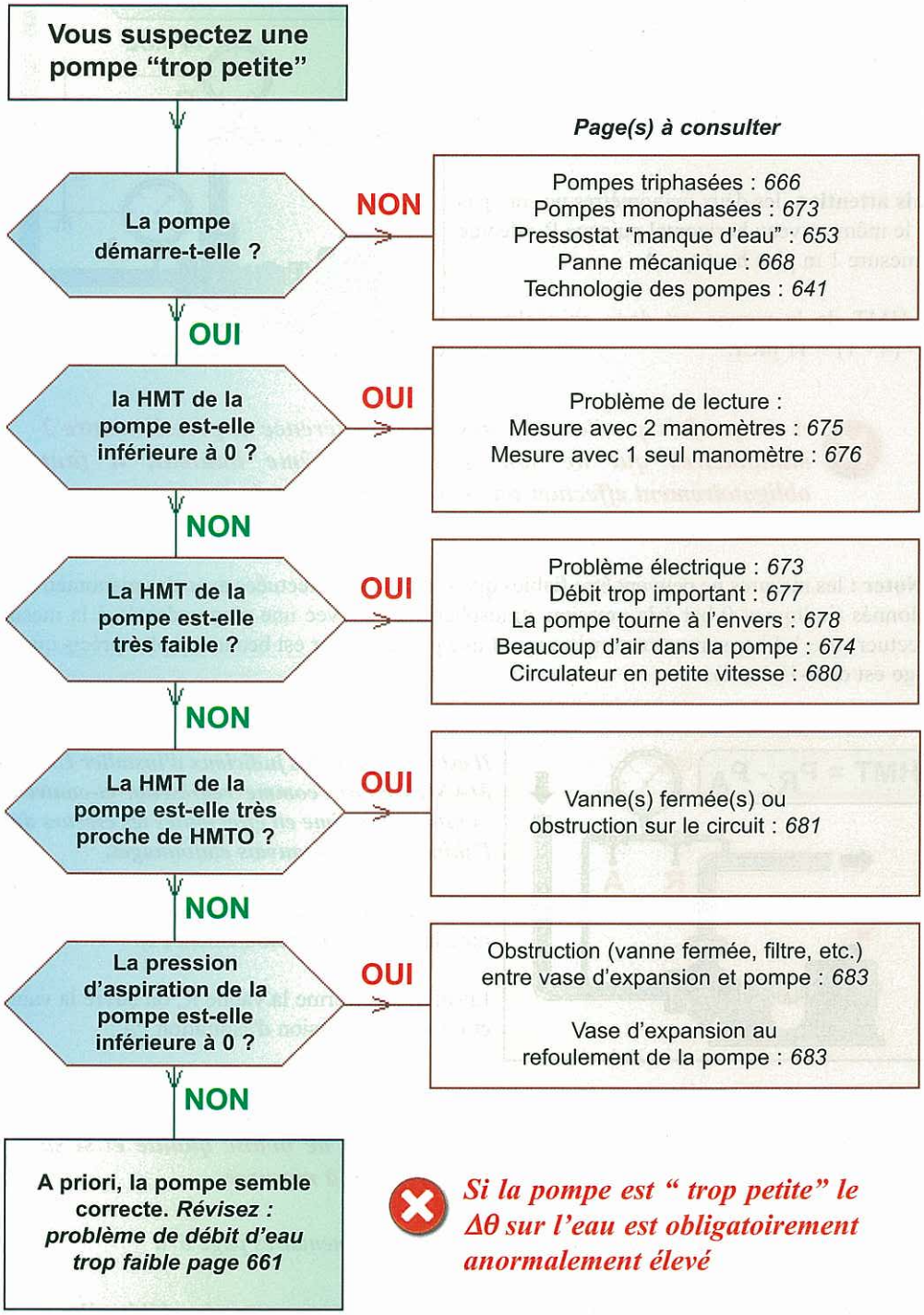
Ensuite, on referme la vanne R, on ouvre la vanne A et on note la pression d'aspiration PA.

A ce moment, la HMT de la pompe = PR - PA. C'est la meilleure méthode de mesure si le manomètre est de bonne qualité et si sa plage de lecture est adaptée à la pression à mesurer.

Voir aussi l'exercice page 675 et les commentaires page 676

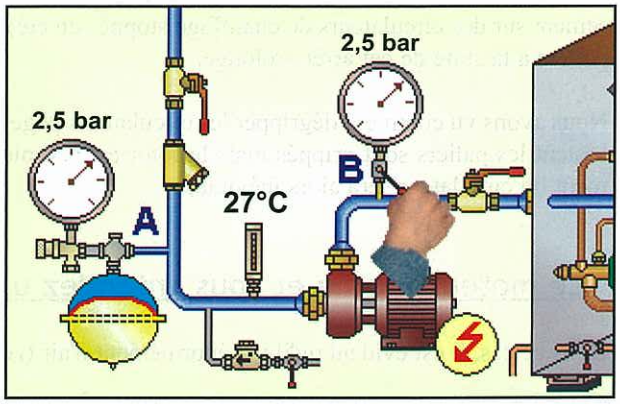
Si vous soupçonnez un problème de manque de débit d'eau consultez le synoptique page suivante.

Le synoptique ci-dessous pourra utilement vous aider si vous cherchez la solution à un problème de manque de débit d'eau.



DÉBIT D'EAU TROP FAIBLE : LA HMT DE LA POMPE EST ÉGALE À ZÉRO

Lors d'une mise en service ou d'un dépannage, imaginons que l'on effectue les mesures ci-contre. On trouve que la pression en A = la pression en B = 2,5 bar. Donc, d'après nos mesures, la HMT est égale à 0 bar !

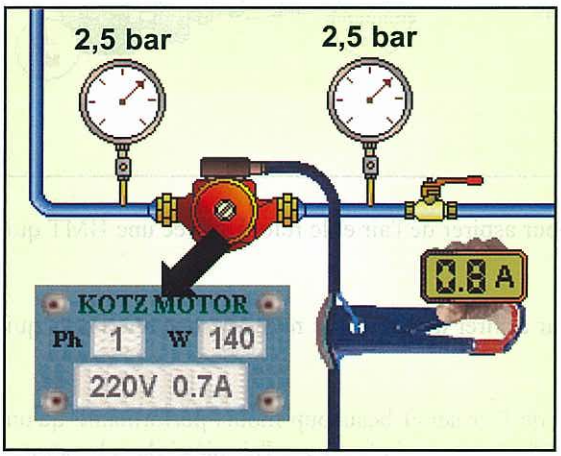


Si les manomètres sont de qualité correcte et s'ils ne sont pas grossièrement déréglés, cette mesure nous permet d'affirmer que **la turbine de la pompe ne tourne pas** (ce qui ne serait normal que dans l'hypothèse où la pompe serait à l'arrêt).

Le contacteur de la pompe ne " colle " pas
Le contacteur " colle " mais la pompe ne démarre pas

La démarche à suivre a été étudiée *pages 666 et 667.*

Certains petits circulateurs monophasés risquent de vous piéger.



Certains petits moteurs peuvent rester " calés " très longtemps sans être détruits (ils sont auto-protégés par leur impédance qui limite l'intensité absorbée). Dans l'exemple ci-contre, la HMT est de 0 bar (il n'y a donc pas de débit). Alors que l'intensité nominale est de 0,7 A, le moteur tire 0,8 A et ne coupe pas en sécurité.

Dans le cas des circulateurs à plusieurs vitesses, un relais thermique réglé sur l'intensité nominale de la plus grande vitesse risque de ne pas couper en cas de défaut du circulateur en petite vitesse. L'exemple ci-dessous parle de lui-même :

Vitesse 1 = 1000 tr/mn	P = 140 W	In = 0,7 A	I rotor bloqué = **0,8 A**
Vitesse 2 = 1500 tr/mn	P = 220 W	In = 1 A	I rotor bloqué = 1,3 A
Vitesse 3 = 2450 tr/mn	P = 250 W	**In = 1,2 A**	I rotor bloqué = 1,8 A

Le thermique réglé à 1,2A ne coupera jamais si le circulateur est en petite vitesse, même si son rotor est bloqué (puisqu'il ne tire alors que 0,8 A).

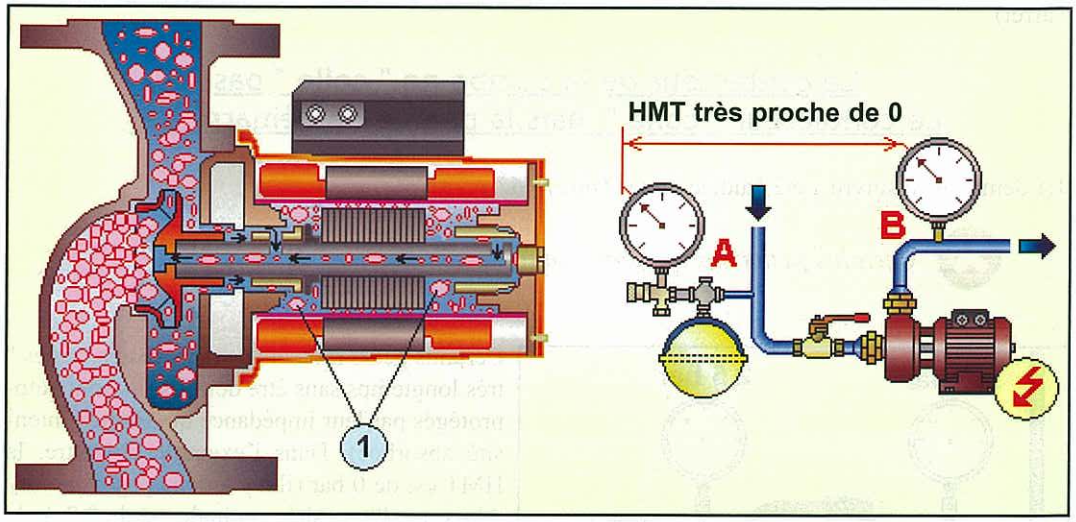
Une simple mesure de l'intensité pourrait laisser penser que le circulateur fonctionne normalement, voire même en surdébit (puisqu'il tire une intensité trop élevée). Bien sûr, avec une mesure de la HMT = 0 on ne tombe pas dans le panneau et on peut affirmer que la turbine de la pompe ne tourne pas.

Généralement, ce type de panne arrive sur des circulateurs d'eau glacée stoppés en hiver (ou inversement sur des circulateurs de chauffage stoppés en été). L'arbre peut alors rester " collé " dans les paliers à la suite de cet arrêt prolongé.

Nous avons vu comment dégripper les circulateurs page 668. Dans les cas les plus graves, non seulement les paliers sont grippés mais le rotor est complètement bloqué par le tartre : le remplacement du circulateur sera alors inévitable.

Le moteur tourne et vous entendez un " glouglou " caractéristique

Dans ce cas, il est évident qu'il y a énormément d'air **(repère 1)** dans la pompe (et dans le circuit).



- Un ventilateur est spécialement conçu pour aspirer de l'air et le refouler avec une HMT qui s'exprime en *mmCE* (ou en dPa).

- Une pompe est spécialement conçue pour aspirer de l'eau et la refouler sous une HMT qui s'exprime en *mCE* (ou en kPa).

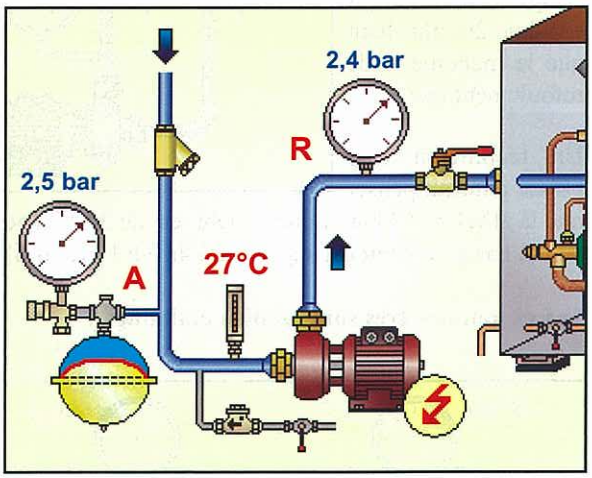
A l'évidence, une pompe qui ne brasserait que de l'air serait beaucoup moins performante qu'un ventilateur et la HMT obtenue serait très faible. C'est pourquoi plus il y a d'air piégé dans la pompe et plus la HMT obtenue est faible.

En dehors d'une mise en route ou après des gros travaux sur le circuit hydraulique, une présence massive d'air est absolument anormale. Il sera alors nécessaire de purger très sérieusement le circuit *(voir page 561)* et de se demander : " d'où vient cet air ? ".

DÉBIT D'EAU TROP FAIBLE : LA HMT DE LA POMPE EST INFÉRIEURE À ZÉRO

Si la HMT de la pompe est supérieure à zéro mais qu'elle est très faible, allez *page 677.*

Imaginez que l'on effectue les mesures ci-contre. La pression en **A** (à l'aspiration de la pompe) est de 2,5 bar. En **R** (au refoulement de la pompe) on mesure 2,4 bar.



La HMT de cette pompe est donc de 2,4 - 2,5 = -0,1 bar.

EXERCICE :

Une HMT négative ! N'est-ce pas un peu curieux ? Ne serait-ce pas la pompe qui tourne à l'envers ? Ou peut-être avez-vous d'autres hypothèses ?

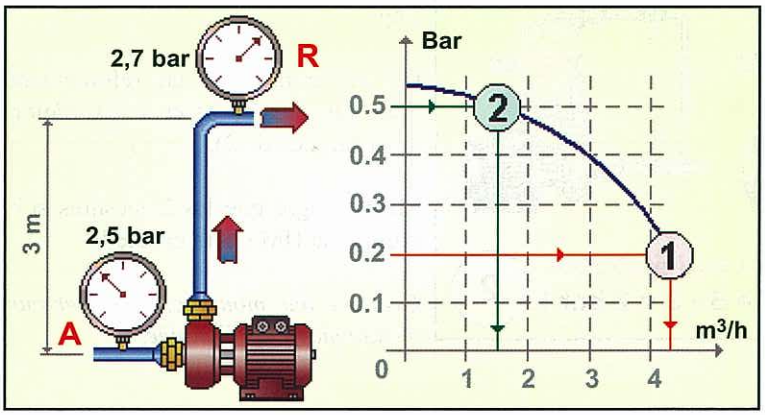
Correction ci-dessous.

Correction de l'exercice :

Tout d'abord, rappelons une nouvelle fois que le fluide circule toujours dans le même sens (de l'aspiration vers le refoulement) quel que soit le sens de rotation de la pompe. Si une machine centrifuge (ventilateur ou pompe) tourne à l'envers, son débit sera plus faible et sa HMT diminuera (mais elle sera obligatoirement supérieure à 0). La mesure est donc fantaisiste et l'erreur provient soit d'un problème de dénivelé, soit de l'étalonnage des manomètres.

1) Le manomètre R n'est-il pas situé plus haut que le manomètre A ?

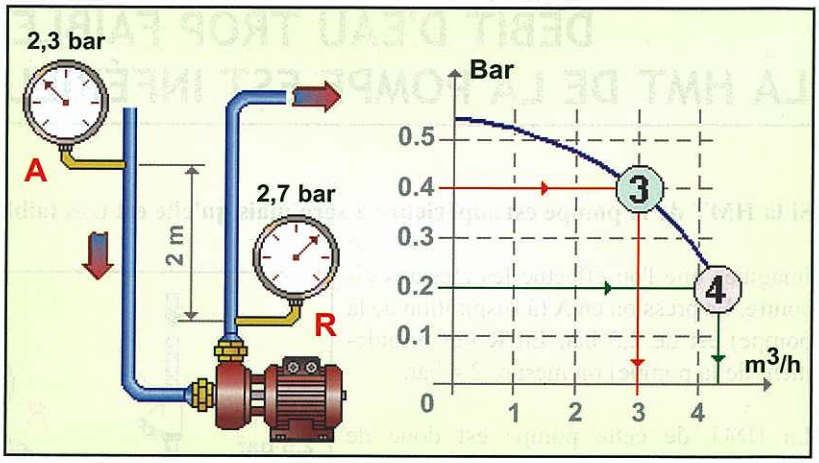
Cette différence de niveau est bien souvent négligeable mais, si le dénivelé est important (ci-dessous, il y a 3m), il peut fausser très sérieusement la mesure.



Le technicien peut penser que la HMT = 0,2 bar et en déduire que le débit est supérieur à 4m³/h **(point 1) alors qu'en réalité**, la HMT est de 0,5 bar et le débit n'est que de 1,5m³/h ! **(point 2)**.

En cas de besoin, revoir : Problème de lecture des manomètres, page 533.

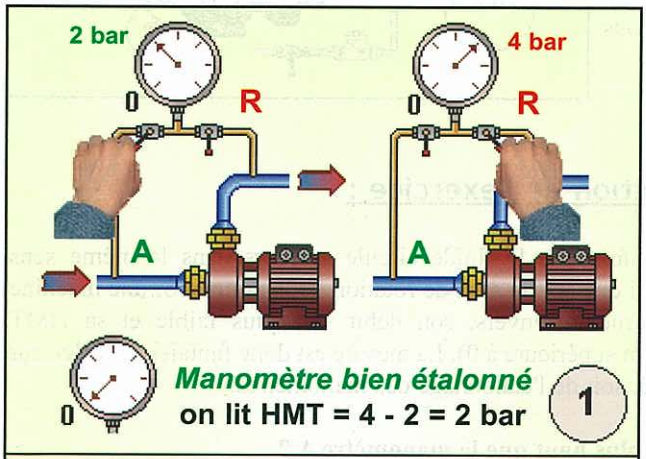
2) Le manomètre A n'est-il pas situé plus haut que le manomètre R ?

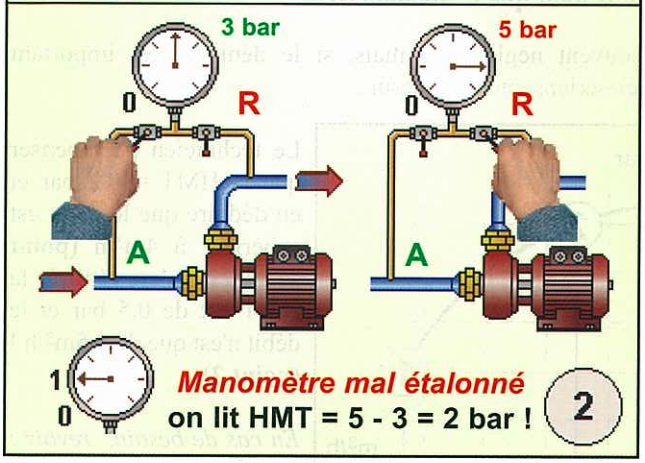


Cette fois-ci, à l'inverse du cas précédent, c'est le manomètre d'aspiration (**A**) qui est situé 2m plus haut que le manomètre de refoulement (**R**).

Un technicien trop pressé pourrait penser que la HMT = 0,4 bar et que le débit est de 3m³/h **(point 3) alors qu'en réalité,** la HMT n'est que de 0,2 bar et le débit est supérieur à 4m³/h ! **(point 4)**.

3) Les manomètres sont-ils bien étalonnés ?





Pour éviter tous ces risques qui conduisent à des diagnostics fantaisistes, rappelons que la meilleure solution consiste à utiliser un seul manomètre *(voir page 671)*.

Un autre avantage du manomètre unique est démontré ci-contre.

Sur la figure **1**, le manomètre est parfaitement étalonné (il indique 0 bar à la pression atmosphérique).

On mesure alors une HMT de 2 bar.

Sur la figure **2**, le même manomètre est mal étalonné (il indique 1 bar à la pression atmosphérique, soit 1 bar de trop).

On mesurera donc au refoulement 5 bar (au lieu de 4) et à l'aspiration 3 bar (au lieu de 2).

Mais, malgré que les 2 mesures soit fausses, la HMT sera exacte !

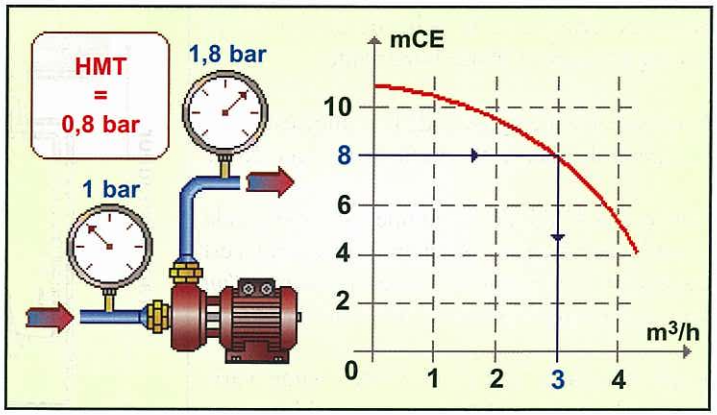
Grâce à ce montage, toute erreur d'étalonnage est éliminée.

DÉBIT D'EAU TROP FAIBLE : LA HMT DE LA POMPE EST TRÈS FAIBLE

Dès l'instant ou la pression de refoulement est supérieure à la pression d'aspiration, il est certain que le moteur fonctionne, que la pompe tourne et que la turbine brasse de l'eau. Si la HMT = 0 allez *page 673*, si elle semble inférieure à 0 allez *page 675*.

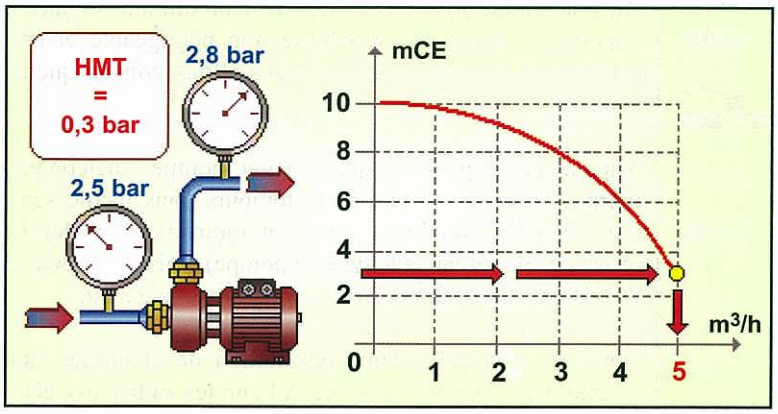
Si vous disposez de la courbe de la pompe (systématiquement fournie avec les groupes de production d'eau glacée équipés d'un module hydraulique), l'évaluation du débit est très simple.

Dans l'exemple ci-contre, on mesure une HMT de 0,8 bar (8mCE). On en conclut que le débit est de 3 m³/h.



Mais, si on mesure une HMT anormalement faible, que peut-il bien se passer ?

1) Le débit est trop important.



Dans l'exemple ci-contre, on mesure une HMT de 3mCE.

Selon la courbe de la pompe, le débit est alors de 5 m³/h.

Notez que le point de fonctionnement se trouve à l'extrémité basse de la courbe.

Si la perte de charge du circuit hydraulique est relativement faible (par exemple le circuit primaire débitant dans une bouteille casse pression étudié *page 628*), la pompe débite dans un circuit qui lui oppose peu de résistance : le débit a donc tendance à augmenter.

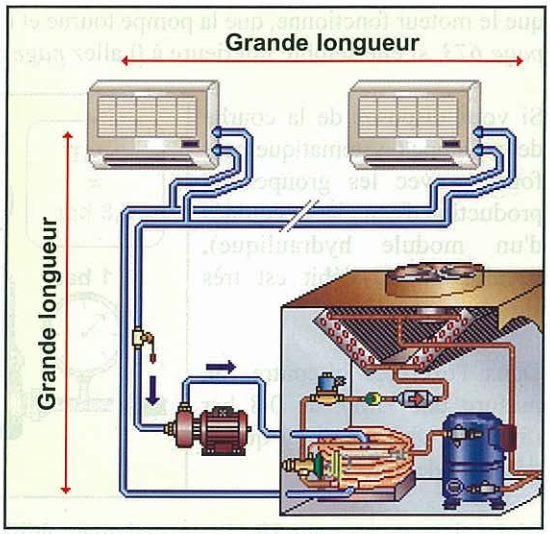
Dans un tel cas, contrôlez aussitôt avec votre pince ampèremétrique que l'intensité absorbée par le moteur reste inférieure à son intensité nominale. *Rappelez-vous que plus le débit est important et plus l'intensité absorbée augmente.*

Dans certains cas, il sera nécessaire de brider le débit (à l'aide d'une vanne d'équilibrage) afin de ramener le point de fonctionnement à sa valeur nominale.

2) La pompe tourne à l'envers.

Cette panne ne peut concerner que les pompes entraînées par un moteur triphasé.

Quand une pompe débite dans un réseau comprenant un évaporateur, une grande longueur de tubes de distribution et des batteries terminales, la perte de charge de ce réseau est à priori plutôt importante.

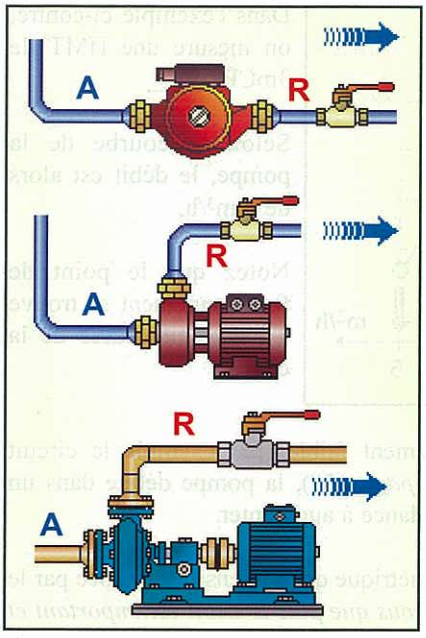


Nous savons que la HMT de la pompe est égale à la perte de charge du circuit *(voir page 536)*.

Puisque la HMT de la pompe est faible, cela signifie que la perte de charge du circuit l'est également : *comment la perte de charge d'un important réseau peut-elle être aussi faible ?*

Rappelons-nous que la perte de charge varie comme le carré du débit *(voir page 530)*.

En clair, cela signifie que si le débit est divisé par 2, la perte de charge est divisée par 4. On peut donc conclure qu'une HMT faible peut aussi s'expliquer par un manque de débit.



Or, si la pompe tourne à l'envers, le débit diminue de façon importante, d'où une probabilité non négligeable et qui peut être rapidement vérifiée. Nous allons voir de quelle manière.

Auparavant, rappelons que si une pompe quelconque tourne à l'envers, l'eau circule toujours dans même sens (de A vers R). Son débit est plus ou moins réduit (selon la résistance du réseau et le type de pompe) mais il ne devient jamais nul. Bien sûr, sa HMT est réduite également.

L'auteur se rappelle d'une installation de chauffage qui fonctionnait depuis 5 ans. Le $\Delta\theta$ sur les radiateurs était important, environ 30°C au lieu de 20°C habituellement (le manque de débit d'eau était donc très significatif).

Comme l'installation était surdimensionnée, le client ne se plaignait qu'aux températures extérieures très basses, c'est à dire assez peu souvent.

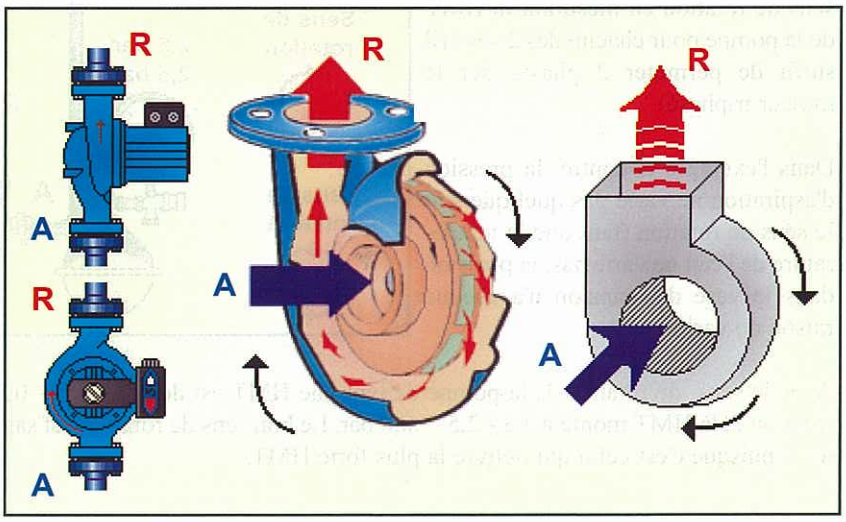
En fait, la pompe tournait à l'envers depuis sa mise en route et personne ne s'en était aperçu ! Il a suffit de croiser 2 fils sur le moteur triphasé pour rétablir le sens de rotation correct et solutionner définitivement le problème.

Comment vérifier le sens de rotation d'une pompe ?

a) A l'œil nu.

Généralement, le sens de rotation est indiqué par le constructeur sur le corps de la pompe.

Cependant, l'auteur vous conseille d'apprendre à regarder les volutes (comme pour toutes les machines centrifuges, elles sont en forme de coquille d'escargot).



L'eau (ou l'air dans le cas d'un ventilateur) pénètre toujours par l'ouie d'aspiration (le centre de la coquille, **repère A**) puis est toujours refoulée par la sortie périphérique **(repère R)**. Entraînez-vous à reconnaître le sens de la volute : le sens de rotation de la machine deviendra évident.

b) En mesurant la HMT0 de la pompe. Lorsque le corps de la pompe est calorifugé (ce qui est souvent le cas), le repérage de la volute à l'œil nu est impossible.

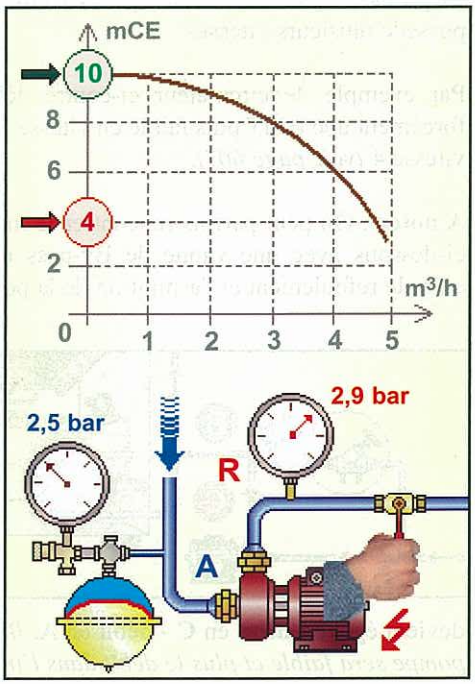
Si vous disposez de la courbe de la pompe, vous pouvez effectuer un test très simple et très rapide pour vérifier le sens de rotation. Il suffit de mesurer la HMT0 (c'est à dire à débit nul) en fermant une vanne *sur le refoulement* (jamais sur l'aspiration) de la pompe *(cette notion a été expliquée page 609).*

Dans l'exemple ci-contre, la HMT0 lue sur la courbe de la pompe est égale à 10mCE.

En fermant la vanne de refoulement de la pompe, la pression en R a très peu monté et la mesure donne une HMT0 de seulement 4mCE : il n'y a pas d'ambiguïté, la pompe ne donne pas sa pression maximale.

Si le problème est provoqué par un mauvais sens de rotation de la pompe, il est facile de la faire tourner dans l'autre sens puis de refaire la mesure.

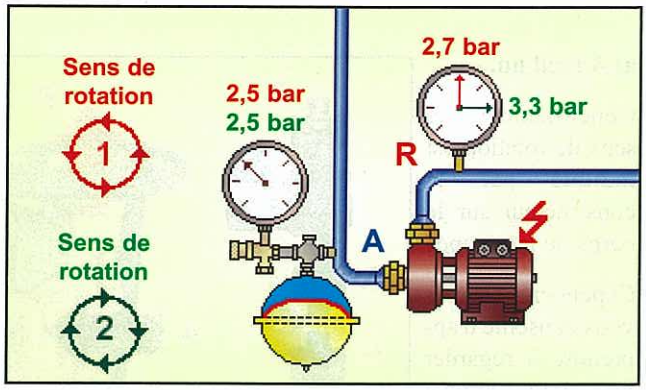
Si vous trouvez alors la bonne valeur (une HMT0 de 10mCE dans l'exemple), le problème est résolu.



c) En mesurant la HMT de la pompe.

Vous pouvez également vérifier le sens de rotation en mesurant la HMT de la pompe pour chacun des 2 sens (il suffit de permuter 2 phases sur le moteur triphasé).

Dans l'exemple ci-contre, la pression d'aspiration ne varie pas quel que soit le sens de rotation (tant que la température de l'eau ne varie pas, la pression dans le vase d'expansion n'a aucune raison de varier).



Avec le sens de rotation 1, la pompe délivre une HMT est de 2,7 - 2,5 = 0,2 bar. Avec le sens de rotation 2, la HMT monte à 3,3 - 2,5 = 0,8 bar. Le bon sens de rotation est sans aucun doute le sens n° 2, puisque c'est celui qui délivre la plus forte HMT.

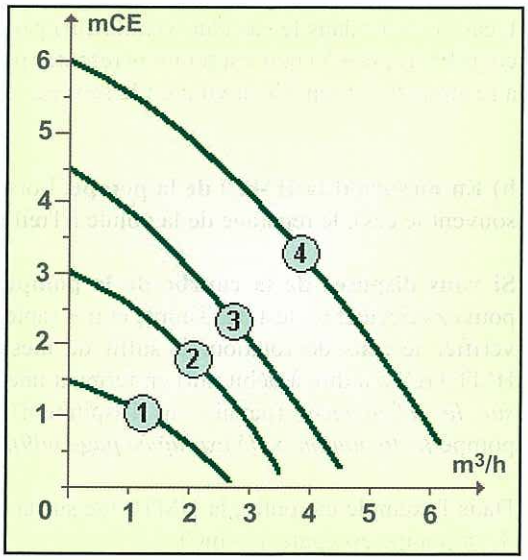
3) Il y a de l'air dans la pompe.

Cette panne a été étudiée page 674.

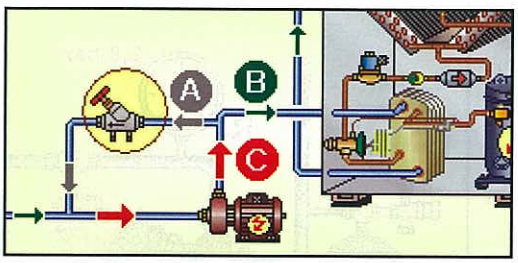
4) Le circulateur est en petite vitesse.

Ce problème peut se produire quand le circulateur possède plusieurs vitesses.

Par exemple, le circulateur ci-contre délivrera forcément une HMT plus faible en vitesse 1 qu'en vitesse 4 *(voir page 607)*.



A noter : On peut parfois rencontrer le montage ci-dessous avec une vanne de By-pass montée entre le refoulement et l'aspiration de la pompe.



La pompe brasse un certain débit **(repère C)**. Lorsque la vanne de by-pass est totalement fermée, tout le débit de la pompe est " envoyé " dans l'installation **(repère B)**.

A l'inverse, si la vanne est ouverte en grand, une partie du débit refoulé par la pompe peut retourner dans l'aspiration **(repère A)**. A ce moment, le débit en circulation dans l'installation **(repère B)** devient égal à : débit en **C** - débit en **A**. *Bien sûr, plus cette vanne est ouverte, plus la HMT de la pompe sera faible et plus le débit dans l'installation (repère B) diminuera.*

DÉBIT D'EAU TROP FAIBLE : LA HMT DE LA POMPE EST PROCHE DE LA HMT0

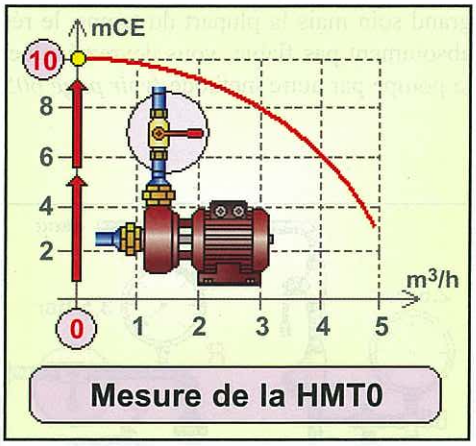
A) LA HMT MESURÉE EST ÉGALE À LA HMT0.

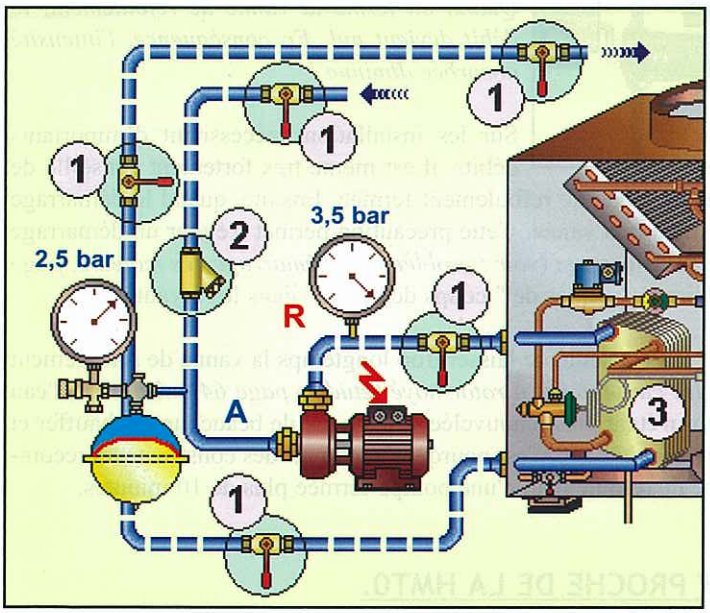
Nous avons vu *page 609* comment mesurer la *Hauteur Manométrique Totale à débit nul* d'une pompe (c'est cette valeur qu'on appelle la HMT0). Il suffit de mesurer la HMT en fermant la vanne de refoulement de la pompe.

Attention à ne pas confondre la HMT et la HMT0

Par exemple, la vanne de refoulement de la pompe ci-contre étant fermée, la HMT0 mesurée devrait être égale à 10 mCE.

Cette valeur est très importante puisqu'elle permet de vérifier que la courbe utilisée correspond bien à la pompe installée.





Si la HMT mesurée est égale à la HMT0 de la pompe, c'est la preuve que le débit est nul et donc que la pompe pousse dans un circuit " bouché ".

Rappelons-nous que sur un circuit hydraulique, la pression délivrée par le vase d'expansion ne dépend que de la température de l'eau.

En conséquence, si le vase est bien placé à l'aspiration de la pompe, la pression en **A** est constante, que la pompe soit en marche ou qu'elle soit à l'arrêt, que l'on ferme ou que l'on ouvre des vannes sur le circuit.

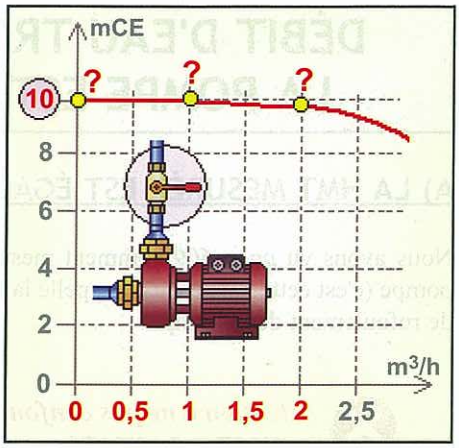
Les hypothèses suivantes sont donc à vérifier :

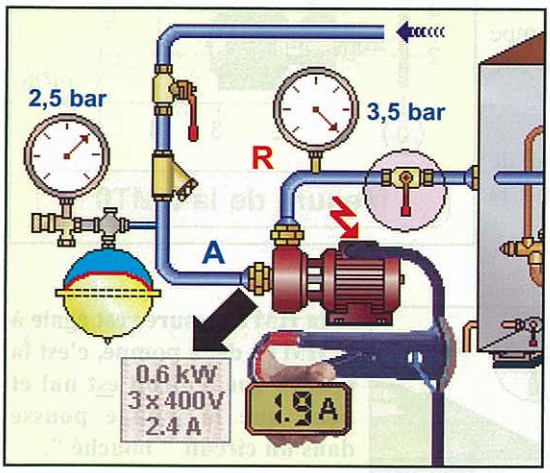
- L'une des vannes de service **(repères 1)** est fermée.
- Le filtre **(repère 2)** est totalement colmaté.
- Un échangeur est bouché. Par exemple l'évaporateur **(repère 3)** est totalement pris en glace et l'eau ne peut plus circuler.

Remarque 1 : Si la courbe de la pompe est très " plate " la mesure de la HMT et donc l'évaluation du débit peuvent être difficiles.

Par exemple, si on mesure une HMT de 10 mCE, le débit de la pompe peut-être nul, mais il peut aussi être de 1 m³/h ou même de 2 m³/h selon la précision du manomètre utilisé.

Dans ce cas, essayez de faire vos mesures avec le plus grand soin mais la plupart du temps, le résultat n'étant absolument pas fiable, vous devrez évaluer le débit de la pompe par autre méthode *(voir page 605)*.





Remarque 2 : Certains techniciens mal informés pensent qu'en fermant une vanne sur le refoulement d'une pompe, celle-ci va " forcer ", tirer plus d'intensité et qu'à la limite, elle risque de " griller ". Qu'en est-il exactement ?

En fait, l'intensité qu'une pompe absorbe dépend directement du débit qui la traverse.

Quand on ferme la vanne de refoulement, le débit devient nul. En conséquence, l'intensité absorbée diminue !

Sur les installations nécessitant d'importants débits, il est même très fortement conseillé de démarrer les grosses pompes avec la vanne de refoulement fermée. Ensuite, quand le démarrage est terminé, on réouvre progressivement la vanne. Cette précaution permet d'éviter un démarrage trop brutal et de limiter l'intensité de démarrage (*voir : problème du démarrage des moteurs, page 449*). De plus, cela permet de réduire les risques de " coups de bélier " dans les tuyauteries.

Toutefois, faites attention : il n'est pas conseillé de laisser trop longtemps la vanne de refoulement d'une pompe fermée, *surtout sur les circulateurs à rotor noyé* (*étudiés page 641*). En effet, l'eau prisonnière de la turbine et du rotor n'étant plus renouvelée, elle risque de beaucoup s'échauffer et le moteur ne sera plus refroidi convenablement. C'est pourquoi la plupart des constructeurs recommandent de ne pas laisser la vanne de refoulement d'une pompe fermée plus de 10 minutes.

B) LA HMT MESURÉE EST PROCHE DE LA HMT0.

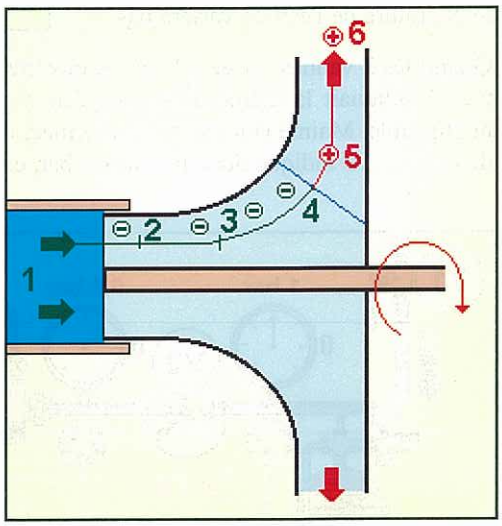
Le problème est similaire au cas précédent mais cette fois-ci, le circuit n'est pas complètement bouché mais il l'est partiellement. Si toutes les vannes de service sont bien ouvertes, vérifiez le filtre ou, selon le type d'installation, tout autre appareil risquant de provoquer un colmatage partiel.

DÉBIT D'EAU TROP FAIBLE : LA PRESSION À L'ASPIRATION DE LA POMPE EST < A ZÉRO

Quelques rappels

Si un circuit hydraulique fermé ne contenait pas d'eau, la pompe brasserait de l'air. Comme une pompe n'est pas un ventilateur *(voir page 674)*, la pression à l'aspiration de la pompe serait égale à 0 bar. En conclusion, si la pression d'aspiration d'une pompe est négative, c'est que le circuit hydraulique contient bien de l'eau.

Dans le chapitre sur la cavitation des pompes *(voir page 541)*, nous avons vu que le mouvement tourbillonnaire créé par la turbine produit une dépression dans l'ouie d'aspiration.



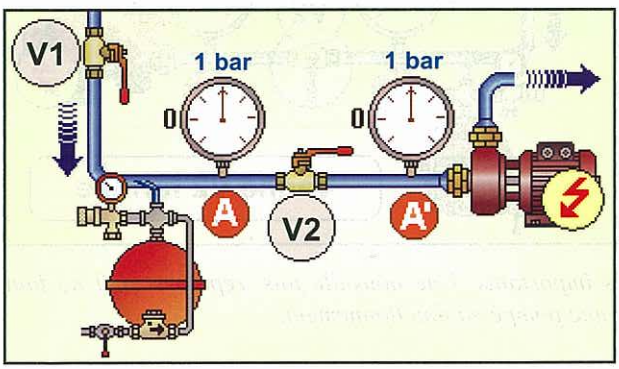
Entre les points **1** et **4** ci-contre, la pression diminue constamment mais en aucun cas cette chute de pression ne doit risquer de provoquer la vaporisation du liquide pompé, ce qui ferait caviter la pompe.

C'est pourquoi les fabricants indiquent le NPSH requis pour chacune de leurs pompes, c'est à dire la pression minimale en-dessous de laquelle il ne faut jamais descendre à l'aspiration *(voir page 550)*.

Sur la plupart des circulateurs, la pression à l'aspiration doit toujours rester supérieure à 0,5 bar (voire même 1 bar si l'eau est très chaude).

Alors, pour éviter tout risque de cavitation (susceptible de créer des dégâts destructeurs), ne laissez jamais une pompe fonctionner avec une pression d'aspiration négative.

EXERCICE



Sur la partie d'installation ci-contre, la pompe est en service et les 2 manomètres A et A' indiquent chacun 1 bar.

Qu'indiqueront ces 2 manomètres :

1) Si on ferme la vanne V1 ?
2) Si on ferme la vanne V2 ?
3) Si on ferme les 2 vannes V1 et V2 ?

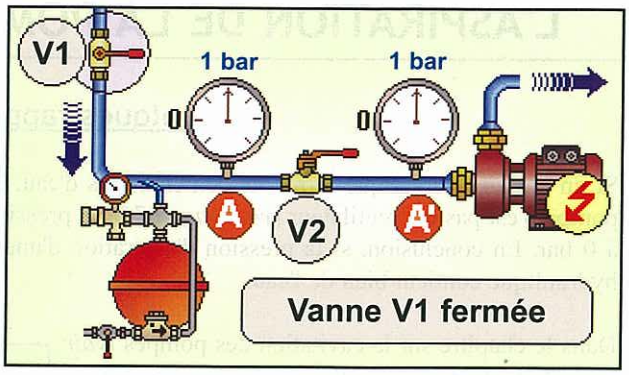
Correction page suivante...

Correction de l'exercice

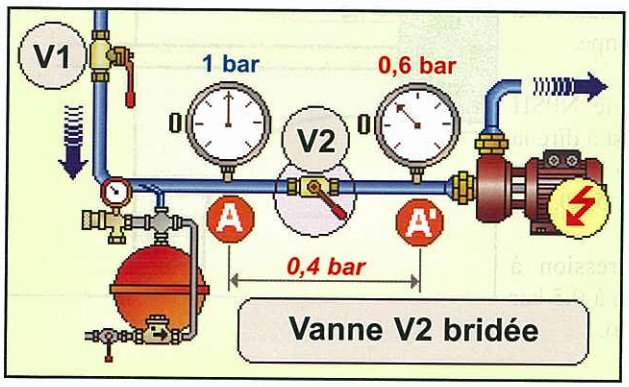
1) Vanne V1 fermée

Rappelons une nouvelle fois que sur un circuit hydraulique, la pression délivrée par le vase d'expansion ne dépend que de la température de l'eau.

Aussi, que la vanne V1 soit ouverte ou qu'elle soit fermée, la pression en **A** restera constamment de 1 bar tant que la température de l'eau ne variera pas.



Quand les 2 vannes V1 et V2 étaient ouvertes (il y avait donc du débit entre A et A'), le manomètre A' indiquait la même pression qu'en A : c'est dire que la perte de charge entre A et A' est négligeable. Maintenant que V1 est fermée, il n'y a plus du tout de débit et donc plus aucune perte de charge : A' indique donc toujours 1 bar, exactement comme A.



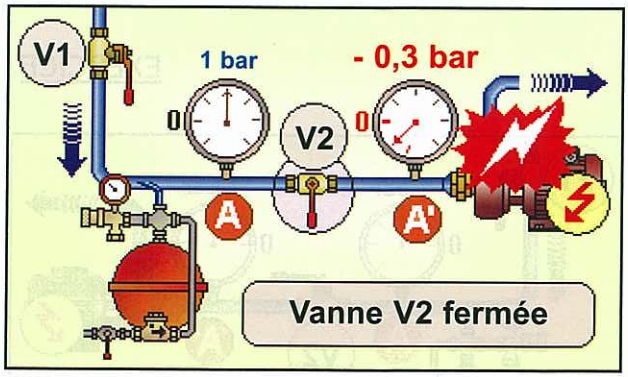
2) Vanne V2 fermée

V1 étant ouverte, si on bride V2 sans la fermer complètement, on crée une perte de charge entre A et A'. En conséquence, la pression en A' diminue au fur et à mesure que l'on bride V2. Dans l'exemple ci-contre V2 est bridée en occasionnant une perte de charge de 0,4 bar (puisque A' indique 0,6 bar).

Notez qu'à ce moment, si on fermait V1, il n'y aurait plus de débit et donc plus de perte de charge : la manomètre A' indiquerait donc à nouveau la même pression que A, c'est à dire que sa pression remonterait de 0,6 à 1 bar.

Si nous continuons à brider V2, la pression en A' continue de diminuer. Quand à la pression en A, uniquement contrôlée par le vase d'expansion, elle reste constante à 1 bar.

V2 étant maintenant complètement fermée, la pression en A' s'est stabilisée par exemple à -0,3 bar : c'est alors uniquement la capacité d'aspiration de la pompe qui crée cette dépression.

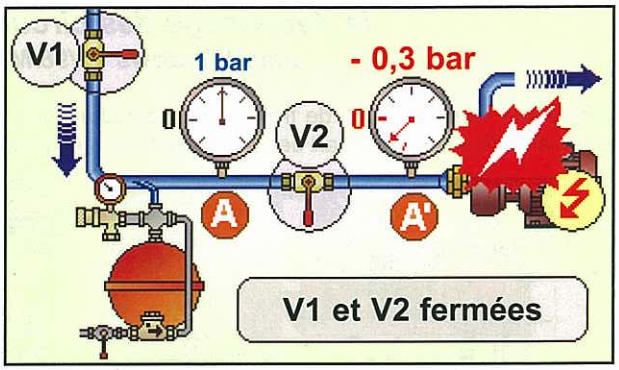


Les risques de cavitation deviennent très importants. Une nouvelle fois, répétons qu'il ne faut jamais fermer une vanne d'aspiration sur une pompe en fonctionnement.

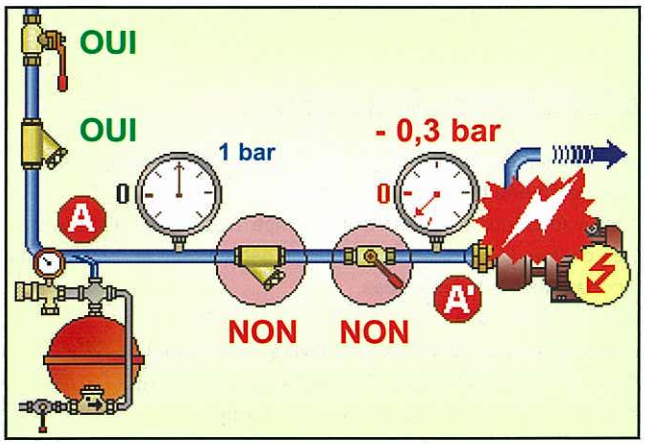
3) Vannes V1 et V2 fermées

La pression en A ne change toujours pas et elle reste constante à 1 bar.

La vanne V2 étant complètement fermée, on retrouve exactement la même dépression de -0,3 bar de la question précédente et donc exactement les mêmes risques de cavitation de la pompe.



Il ne faut jamais fermer la vanne d'aspiration d'une pompe.



Ainsi, nous venons de voir que la moindre perte de charge entre le vase d'expansion et l'aspiration de la pompe entraîne irrémédiablement une chute de la pression d'aspiration qui risque de provoquer des dégâts destructeurs *(voir exercice page 539)*.

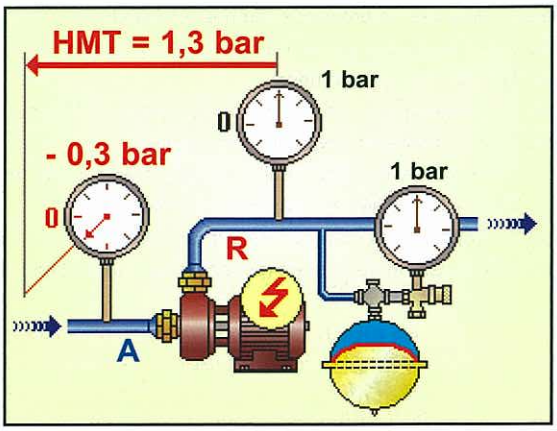
C'est pourquoi il ne faut jamais rien installer (vanne, filtre, etc.) entre le vase d'expansion et la pompe.

Pour terminer, rappelons les risques encourus par une pompe si on installe le vase d'expansion sur son refoulement (problème déjà évoqué *page 570*).

La pression maintenue par le vase d'expansion étant de 1 bar, on retrouve cette pression au refoulement **R** de la pompe, qu'elle soit ou non en service.

Imaginons que la pompe délivre une HMT de 13 mCE (1,3 bar). La pression d'aspiration en **A** serait donc égale à : Pression en **R** - HMT = 1 bar - 1,3 bar = **-0,3 bar.**

L'aspiration étant en dépression, on retrouve les risques de cavitation vus précédemment.



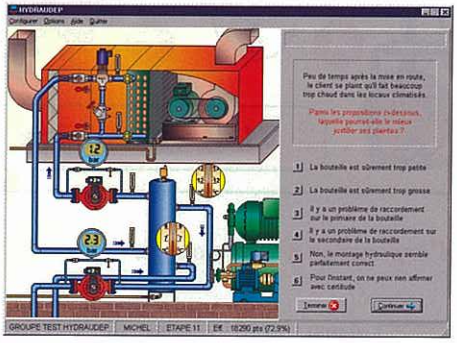
Il ne faut jamais installer le vase d'expansion au refoulement de la pompe.

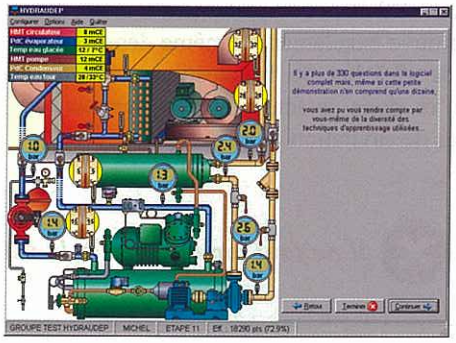
HYDRAUDEP4

le dépannage des circuits hydrauliques

pour Windows 95/98/Me/NT/2000/XP

HYDRAUDEP : environ 20% de froid et 80% d'hydraulique. Ce logiciel s'adresse à tous ceux qui souhaiter acquérir la maîtrise de la plupart des problèmes hydrauliques couramment rencontrés sur les circuits de "clim'





THÈME DE CHAQUE ÉTAPE D'HYDRAUDEP

Etape 1	Problèmes du raccordement hydraulique d'unités intérieures à un groupe de production d'eau glacée.
Etape 2	Installation du vase d'expansion. Remplissage en eau de l'installation et purge du circuit.
Etape 3	Comment mesurer la perte de charge d'un évaporateur et la HMT d'une pompe ? Utilisation d'abaques.
Etape 4	Mesure de la HMTo d'une pompe. Perte de charge d'un réseau. Sécurités de débit. Contrôle du fonctionnement
Etape 5	Diagnostic de panne en fonction de divers paramètres hydrauliques.
Etape 6	Raccordement hydraulique de la batterie froide d'une CTA.
Etape 7	Montage d'un circulateur sur un réseau d'eau glacée. Asservissements divers. Contrôleurs de débit.
Etape 8	Comment évaluer et mesurer un débit d'eau glacée ? Adaptation d'un circulateur au réseau.
Etape 9	Circulateurs jumelés. Régulation du compresseur. Diagnostic de pannes hydrauliques.
Etape 10	Dépannages sur un collecteur d'eau glacée (circuit primaire et secondaire). La bouteille casse pression.
Etape 11	Raccordement d'un condenseur à eau perdue. Fonctionnement et dépannages.
Etape 12	Problèmes d'amorçage. Pressions, NPSH et pertes de charge. Les pompes multicellulaires.
Etape 13	Raccordement d'un dry-cooler. Différents montages du circuit d'eau glycolée. Dépannages HP.
Etape 14	Mesures de pressions (pompe à l'arrêt) sur le circuit hydraulique d'une tour aéroréfrigérante " ouverte ".
Etape 15	Mesures de pressions (pompe en marche) sur le circuit d'une tour aéroréfrigérante " ouverte ".
Etape 16	Influence des pertes de charge et sur le débit du circuit tour. HMT de la pompe.
Etape 17	Exercices de synthèse.
Etape 18	Dépannage d'une tour de refroidissement. Entartrage sur un condenseur.
Etape 19	Problèmes de cavitation des pompes.
Etape 20	Remplissage d'un circuit à eau glycolée sur une tour indirecte. Dépannages divers.
Etape 21	Problèmes liés aux vases d'expansion.
Etape 22	Dépannages de synthèse sur une installation complète (GEG + CTA + circuit tour).
Etape 23	Recherche de pannes (possibles ou impossibles) sur une installation complète.

Une multitude de problèmes, seulement effleurés dans Climeaudep sont décortiqués dans Hydraudep : les centrales à eau glacée dans leur environnement hydraulique, les problèmes de débits, de HMT, de HMTo, de $\Delta\theta$, de ΔP, les différents montages des pompes, les circuits de distribution, les bouteilles de mélange, les bouteilles casse pression, les circuits à eau perdue, les dry-cooler, les tours de refroidissement ouvertes et fermées, les vases d'expansion, etc.

Kotza International

CD de démonstration absolument gratuit sur simple demande :

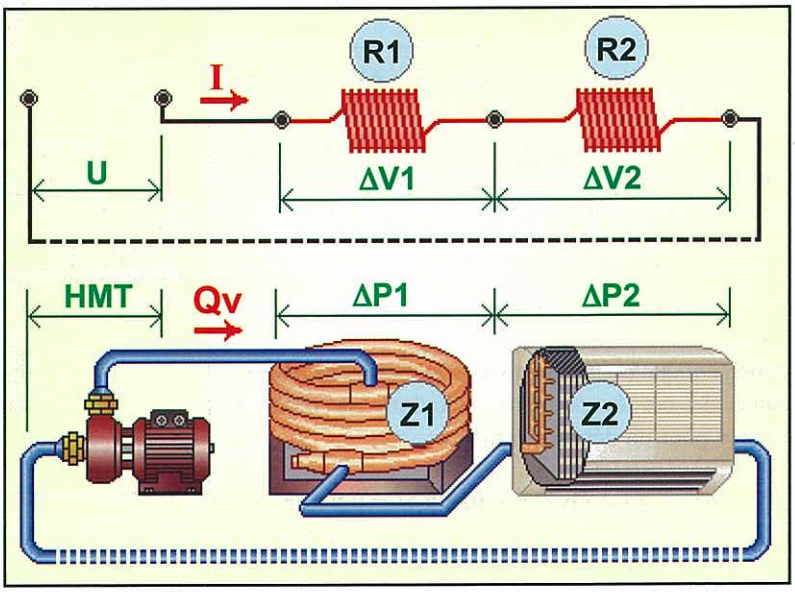
www.kotza.com

QUELQUES EXEMPLES DE CALCUL DES PERTES DE CHARGE

De nombreux lecteurs nous ont demandé d'apporter quelques précisions sur les pertes de charge dans un réseau hydraulique. Bien que cela ne soit pas l'objectif de cet ouvrage, ce chapitre va essayer de clarifier les notions qui peuvent sembler si abstraites à certains.

A) ÉVALUATION DES PERTES DE CHARGE ET SÉLECTION DE LA POMPE

Observez bien les 2 schémas ci-dessous.



Malgré que l'un représente un circuit électrique et l'autre un circuit hydraulique, il y a de très importantes analogies entre ces deux schémas.

La tension **U** alimente le montage électrique en énergie. La **HMT** de la pompe fait exactement la même chose sur le montage hydraulique.

Les résistances électriques **R1** et **R2** s'opposent au passage des électrons exactement comme les résistances hydrauliques **Z1** et **Z2** s'opposent au passage des molécules d'eau.

Dans les 2 cas, les 2 résistances étant montées en série, la résistance totale est égale à R1 + R2 sur le circuit électrique et à Z1 + Z2 sur le circuit hydraulique.

Une différence de potentiel **ΔV** est mesurable aux bornes de chaque résistance électrique. De même, une différence de pression **ΔP** est mesurable aux bornes de chaque résistance hydraulique.

Une intensité **I** traverse le circuit électrique de la même manière qu'un débit **Qv** traverse le circuit hydraulique.

Plus l'intensité **I** est élevée, plus la chute de tension **ΔV1** augmente aux bornes de **R1**. C'est une application bien connue de la loi d'ohm : **U = R x I**. Dans notre exemple, **ΔV1 = R1 x I**

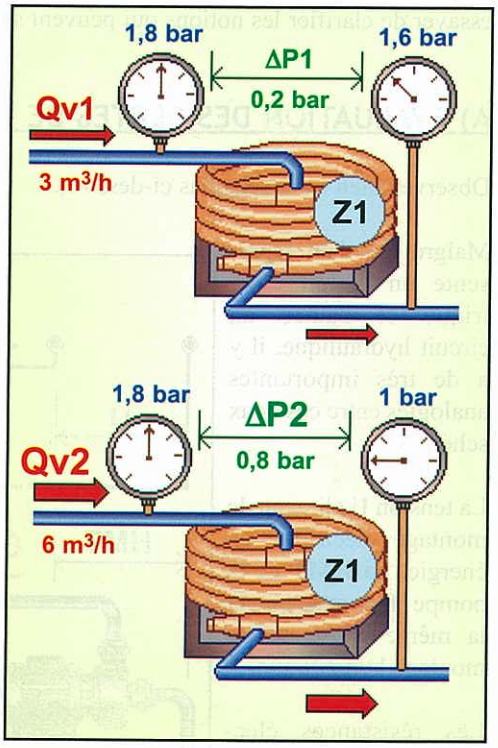
Plus le débit **Qv** sera important, plus la perte de charge **ΔP1** sera importante aux bornes de l'évaporateur de résistance **Z1**. Mais, connaissez-vous la loi physique qui lie **Qv, ΔP1 et Z1 ?**

Sur un circuit hydraulique, nous savons que plus le débit augmente et plus la perte de charge du réseau augmente *(voir : Courbe de réseau, page 608)*.

Nous avons également vu que la perte de charge varie comme le carré du débit (*page 530*), ce qui revient à dire que si le débit double, la perte de charge est multipliée par 4 !

Dans l'exemple ci-contre, nous constatons qu'avec un débit Qv1 = 3 m³/h, la résistance Z1 de l'évaporateur occasionne une perte de charge ΔP1 égale à 1,8 - 1,6 = 0,2 bar.

Si le débit est doublé (Qv2 = 6 m³/h), la même résistance Z1 crée une perte de charge ΔP2 égale à 1,8 - 1 = 0,8 bar, soit 4 fois plus.



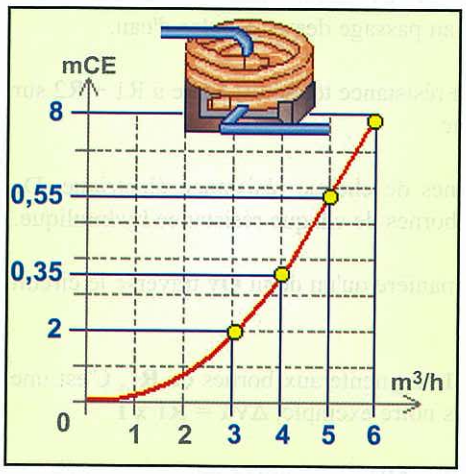
On peut en déduire la loi suivante : **$\Delta P = Z \times Qv^2$**

Pour bien comprendre comment appliquer cette loi, calculons Z1 en fonction des mesures effectuées sur le premier schéma, avec ΔP = 0,2 bar et Qv = 3 m³/h :

$$Z1 = \Delta P / Qv^2 = 0,2 / 3^2 = 0,022$$

A présent que nous connaissons la résistance hydraulique de cet évaporateur, calculons sa perte de charge pour un débit de 6 m³/h :

$$\Delta P2 = Z1 \times Qv2^2 = 0,022 \times 6^2 = 0,8 \text{ bar}$$



Ainsi, nous sommes maintenant en mesure de calculer la perte de charge de cet évaporateur quel que soit le débit qui le traverse.

Pour un débit de 4 m³/h :
$$\Delta P = Z1 \times Qv^2 = 0,022 \times 4^2 = 0,35 \text{ bar}$$

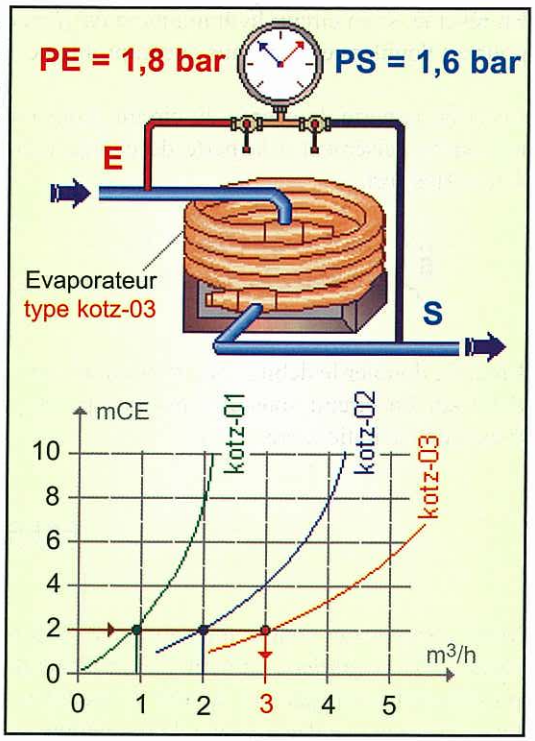
Pour un débit de 5 m³/h :
$$\Delta P = Z1 \times Qv^2 = 0,022 \times 5^2 = 0,55 \text{ bar}$$

Et ainsi de suite…

Vous pourriez ainsi tracer la courbe des pertes de charge de cet évaporateur pour tous les débits que vous désirez.

Cependant, ne le faites pas, le constructeur l'a fait pour vous : c'est la courbe ci-dessus.

Sur le chantier, si vous disposez de la courbe qui indique la perte de charge de l'évaporateur en fonction du débit, une simple mesure du ΔP aux bornes de cet évaporateur vous permettra de connaître très rapidement le débit d'eau qui le traverse. C'est très simple et cela marche à coup sûr. En effet, un évaporateur à eau glacée ne s'encrasse pratiquement pas (ce qui n'est pas le cas par exemple d'un condenseur à eau raccordé sur une tour de refroidissement ouverte). Cela rend l'utilisation de cette courbe très fiable.

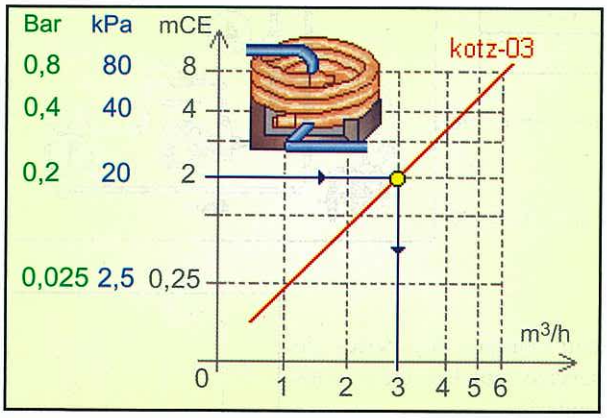


Par exemple, si vous effectuez les mesures ci-contre, le ΔP mesurée étant égal à 0,2 bar, vous lisez aussitôt sur la courbe de l'évaporateur correspondant (modèle kotz-03) que le débit est de 3 m³/h.

Cependant, attention à prendre la courbe du bon évaporateur.

En effet, avec le modèle kotz-02 le débit ne serait que de 2 m³/h et il serait inférieur à 1 m³/h avec le modèle kotz-01 !

Vous pouvez également rencontrer un abaque avec l'aspect ci-dessous. Bien que cela puisse ne pas vous sembler évident au premier abord, il s'agit très exactement du même évaporateur que précédemment. Pourtant la lecture ne se fait pas sur une courbe mais sur une droite !



En fait, observez les échelles : elles ne sont pas linéaires (par exemple, la distance entre 1 et 2 m³/h est plus importante qu'entre 5 et 6 m³/h). Il s'agit en fait d'un repérage logarithmique (ne nous affolons pas, c'est un artifice mathématique qui nous simplifie bien la vie puisqu'il transforme une courbe parabolique en une simple droite). Remarquez que la précision de lecture est améliorée, principalement pour les faibles pertes de charge.

Profitons de l'occasion pour attirer votre attention sur les unités utilisées. Ne confondez pas les mCE avec les kPa ou les bar. Dans l'exemple ci-dessus, 2 mCE = 20 kPa = 0,2 bar. Veillez à bien utiliser l'échelle de pression qui correspond aux graduations du manomètre ayant servi à la mesure !

En effet, si vous mesurez 2 mCE et que vous lisez le débit pour une perte de charge de 2 kPa, vous trouverez un résultat complètement fantaisiste !

En résumé, si un circuit hydraulique *a été dimensionné pour un certain débit*, ne pensez pas qu'on pourrait doubler ce débit sans aucun problème.

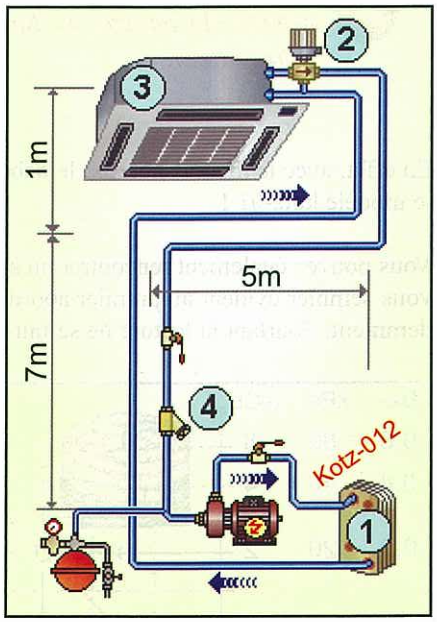
En effet, la perte de charge du circuit serait multipliée par 4. Comme la HMT de la pompe correspond précisément à la perte de charge totale du circuit, cela signifie qu'elle devrait pousser 4 fois plus fort.

Sachez que pour fournir une telle énergie hydraulique, la pompe devrait absorber une puissance électrique 8 fois plus importante !

En clair, doubler le débit serait impossible sans changer de pompe. De plus, toute augmentation de débit sur un circuit sous-dimensionné provoquerait d'autres problèmes tels que bruits, érosion, risque de cavitation, etc.

EXERCICE 1

Vous apercevez ci-contre une petite installation *volontairement très simplifiée* : un petit groupe d'eau glacée d'une puissance frigorifique de 4,6 kW alimente une batterie terminale équipée d'une vanne de régulation.



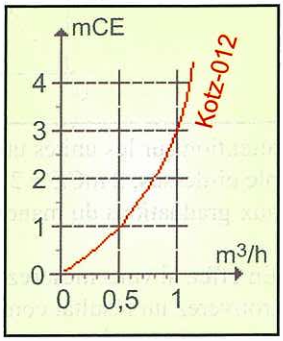
La perte de charge des différents éléments est indiquée ci-dessous :

Repère	*Désignation*	***ΔP (mCE)***
1	Evaporateur	*Voir courbe*
2	Vanne de régulation	**1,5**
3	Batterie terminale	**1,5**
4	Filtre	**1**

Vous avez à votre disposition la courbe des pertes de charge de l'évaporateur kotz-012.

Pour chaque mètre de tuyauterie, comptez une perte de charge de 15 mmCE.

Dans un souci de simplification, pour tenir compte des pertes de charge dues aux accessoires (vannes de service, coudes, etc.), vous rajouterez 15% aux pertes de charge des tuyauteries.

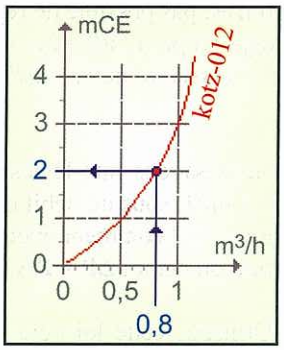


Calculez la perte de charge totale du circuit.

Correction page suivante...

Correction de l'exercice 1

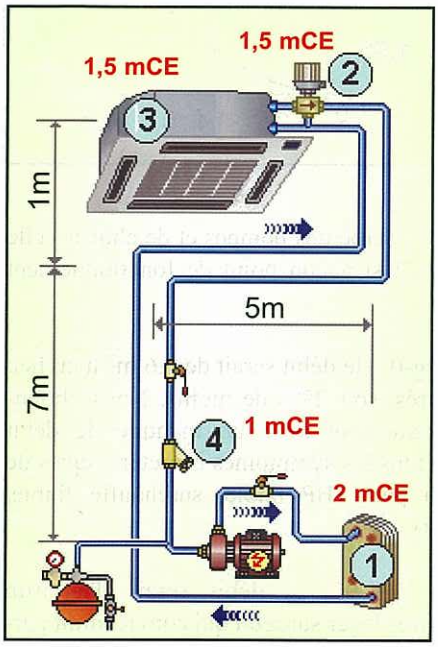
Pour connaître la perte de charge de l'évaporateur, nous devons auparavant évaluer le débit de la pompe.



Nous avons vu *page 605* que le débit peut être évalué à Φo / Δθ / 1,16 et que le Δθ sur l'eau est de l'ordre de 5°C sur les réseaux d'eau glacée traditionnels. De plus, nous savons que le groupe a une puissance frigorifique Φo de 4,6 kW.

Le débit d'eau glacée doit donc être de 4,6 / 5 / 1,16 = 0,8 m³/h

La courbe de l'évaporateur kotz-012 nous indique alors que sa perte de charge sera égale à 2 mCE.



On peut évaluer la longueur des tuyauteries entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée de la batterie terminale à 5 + 7 + 5 + 1 = 18 m. Bien sûr, l'eau devant revenir à l'évaporateur, la longueur totale est d'environ 2 x 18 = 36 m.

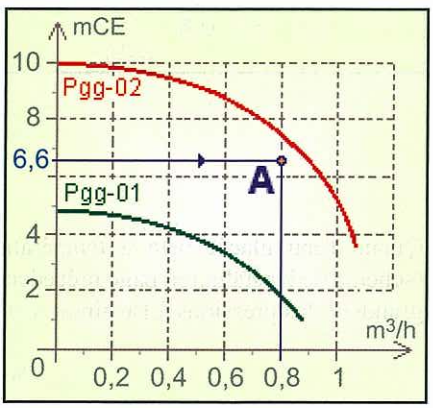
Chaque mètre de tuyauterie ayant une perte de charge de 15mm/m, leur ΔP total est de 36 x 15 = 540 mm soit 0,54 mCE.

Le ΔP des accessoires (15% des tuyauteries) est alors d'environ 0,54 x 0,15 = 0,08 mCE, soit un ΔP total pour les canalisations et leurs accessoires d'environ 0,54 + 0,08 = 0,6 mCE. En résumé :

ΔP évaporateur : 2,0 mCE
ΔP vanne de régulation : 1,5 mCE
ΔP batterie terminale : 1,5 mCE
ΔP filtre : 1,0 mCE
ΔP tuyaux + accessoires : 0,6 mCE
ΔP Total : 6,6 mCE

EXERCICE 2

La pompe doit donc être capable de vaincre une perte de charge de 6,6 mCE sous un débit de 0,8 m³/h (**A** est le point de fonctionnement désiré).



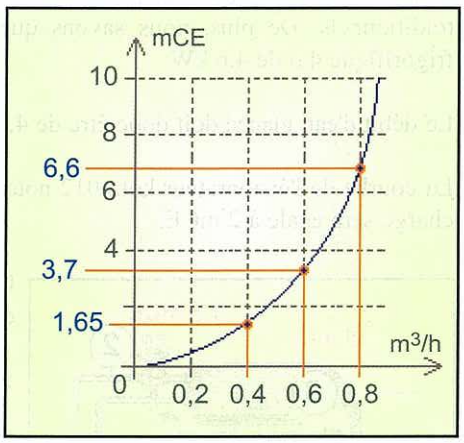
Comme dans la réalité, vous trouverez très rarement la pompe idéale. Par exemple, vous avez le choix entre les 2 pompes ci-contre. Laquelle choisiriez-vous : la Pgg01 ? La Pgg02 ? Aucune des 2 ?

Solution page suivante,
mais ne tournez pas trop vite la page !

Correction de l'exercice 2

Il n'est pas possible de répondre à la question sans tracer la courbe du réseau. En effet, nous avons déjà vu *page 608* que *le point de fonctionnement d'une installation se trouve obligatoirement à l'intersection de la courbe de la pompe avec la courbe du réseau.*

Nous savons que le réseau a une perte de charge de 6,6 mCE sous un débit de 0,8 m³/h. Or, nous avons vu *page 688* comment évolue la perte de charge en fonction du débit : $\mathbf{\Delta P = Z \times Qv^2}$



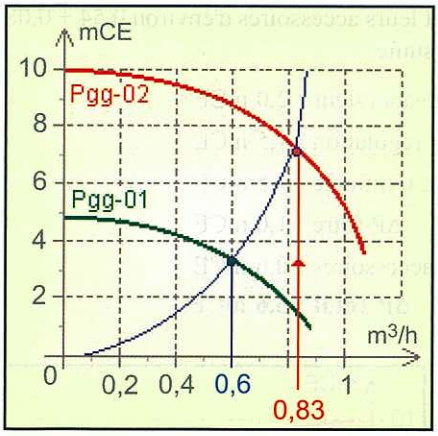
Utilisons cette loi pour calculer la résistance hydraulique Z de notre réseau : $Z = \Delta P / Qv^2 = 6,6 / 0,8^2 = 10,3$

Si le débit = 0,6 m³/h le $\Delta P = 10,3 \times 0,6^2 = 3,7$ mCE

Avec 0,4 m³/h le $\Delta P = 10,3 \times 0,4^2 = 1,65$ mCE

et ainsi de suite…

A ce moment, il suffit de reporter la courbe du réseau sur la courbe des pompes et de choisir celle qui correspondra le mieux à notre besoin (ou aucune des 2 si aucun point de fonctionnement obtenu n'est satisfaisant).



Avec la pompe Pgg-01, le débit serait de 0,6 m³/h au lieu des 0,8 m³/h désirés, soit 25% de moins. Nous obtiendrions un fonctionnement avec un manque de débit important et donc tous les symptômes caractéristiques de l'évaporateur trop petit (BP faible, surchauffe faible, grand Δθ dur l'eau).

Avec la pompe Pgg-02, le débit serait d'environ 0,83 m³/h, soit un très léger surdébit qui conviendrait parfaitement. Du reste, nous pouvons vérifier le Δθ sur l'eau que nous obtiendrions avec ce débit :
$\Delta\theta = \Phi o / Qv / 1,16 = 4,6 / 0,83 / 1,16 =$ environ 4,8°C ce qui est très satisfaisant.

EXERCICE 3

Quand l'eau glacée sera à température, le thermostat de régulation arrêtera le compresseur (schéma de l'installation page précédente). A ce moment, pourriez-vous évaluer quel sera l'ordre de grandeur des pressions à l'aspiration et au refoulement de la pompe Pgg-02 ?

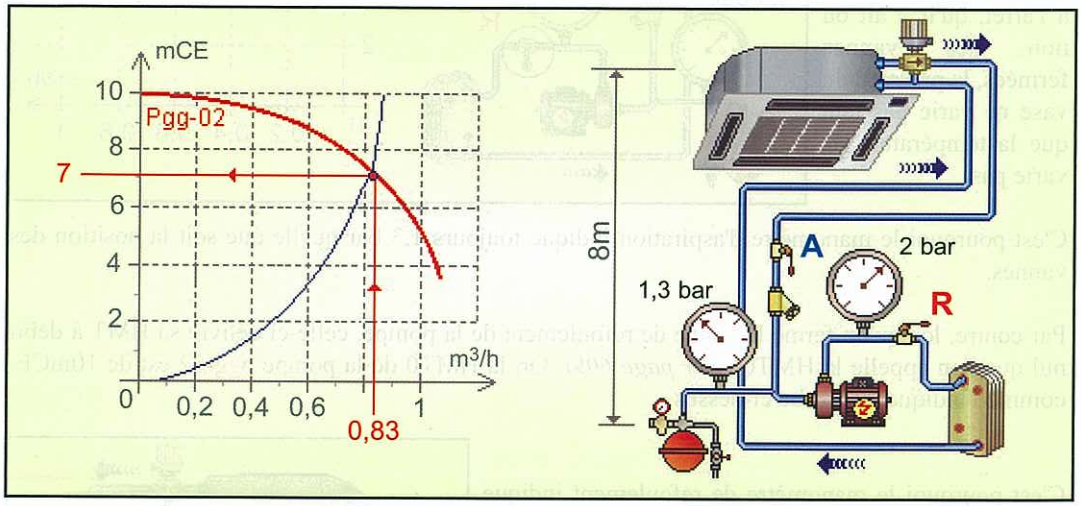
Solution page suivante…

Correction de l'exercice 3

Le vase d'expansion est installé à l'aspiration de la pompe (ce qui est le meilleur emplacement possible) 8 m en-dessous du point le plus haut de l'installation (ce qui équivaut à 0,8 bar).

Quand l'eau glacée sera à température, et afin de s'assurer que la pression au point le plus haut reste supérieure à la pression atmosphérique, nous appliquerons comme d'habitude une marge de sécurité de 0,5 bar.

C'est dire qu'à ce moment la pression dans le vase sera d'environ 0,8 + 0,5 = 1,3 bar.



Nous avons vu que la pompe Pgg-02 nous donnera sur ce réseau un débit d'environ 0,83 m³/h. La courbe de la pompe nous indique que pour ce débit, sa **HMT sera d'environ 7 mCE.**

Rappelez-vous, nous avons calculé la résistance hydraulique du réseau *page 692* et nous avons trouvé Z = 10,3. Si nous réutilisons la loi **ΔP = Z** x **Qv2** pour calculer le ΔP du réseau sous 0,83 m³/h, on trouve ΔP = 10,3 x 0,83² = environ **7 mCE**.

Une nouvelle fois, nous vérifions que la HMT de la pompe est égale à la perte de charge totale du réseau !

EXERCICE 4

Sur le schéma ci-dessus, on lit 1,3 bar à l'aspiration et 2 bar au refoulement de la pompe.

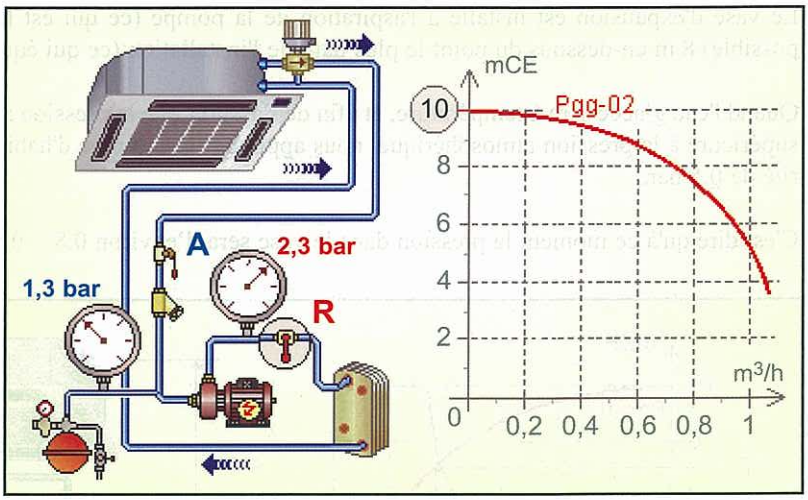
A ce moment, si on ferme la vanne **R** au refoulement de la pompe, qu'indiqueront les 2 manomètres ? Et si on ferme la vanne **A** placée au dessus du filtre, que feront les pressions ?

Essayez de répondre avant de tourner la page.
Si vous ne savez vraiment pas, révisez la page 681...

Correction de l'exercice 4

Nous avons déjà vu à maintes reprises que la pression au niveau du vase d'expansion ne dépend que de la température de l'eau.

Que la pompe soit en marche ou qu'elle soit à l'arrêt, qu'il y ait ou non des vannes fermées, la pression du vase ne varie pas tant que la température ne varie pas.



C'est pourquoi le manomètre d'aspiration indique toujours 1,3 bar quelle que soit la position des vannes.

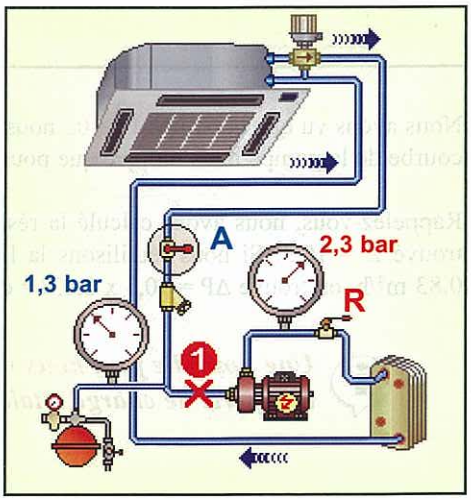
Par contre, lorsqu'on ferme la vanne de refoulement de la pompe, celle-ci délivre sa HMT à débit nul que l'on appelle la HMT0 *(voir page 609)*. Or, la HMT0 de la pompe pgg-02 est de 10mCE, comme l'indique la courbe ci-dessus.

C'est pourquoi le manomètre de refoulement indique 1,3 + 1 = 2,3 bar.

Si on ferme la vanne A, celle-ci étant située en amont du piquage du vase d'expansion, cela équivaut sur le plan hydraulique à fermer la vanne R *(voir page 681)*.

Les manomètres indiquent donc exactement les mêmes pressions que dans la question précédente.

Pour rappel, il ne faut jamais rien installer entre le vase d'expansion et l'aspiration de la pompe, sur la portion de tuyauterie repérée **1**.

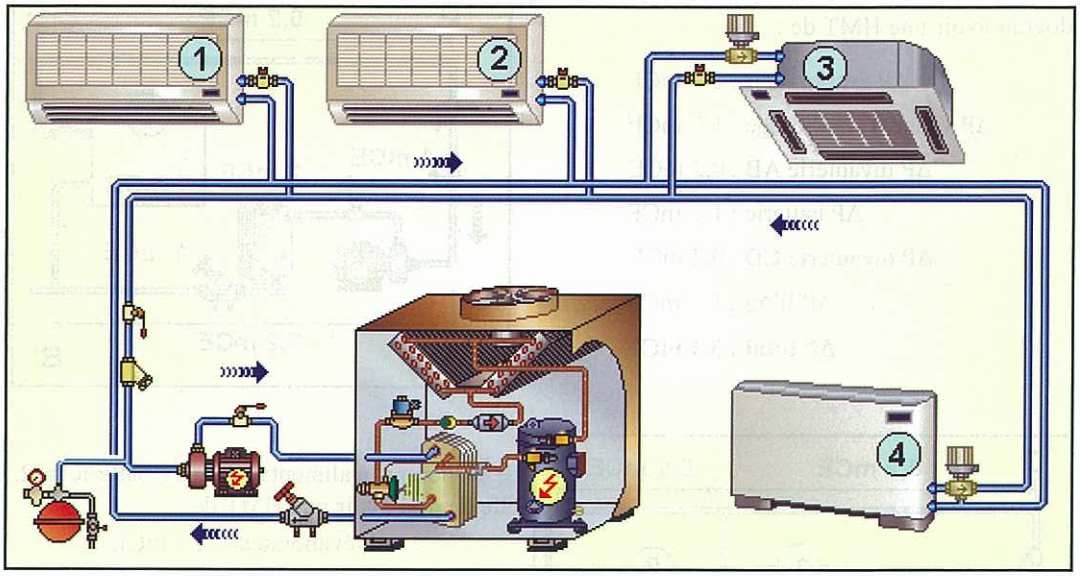


S'il y avait une vanne installée en **1** et qu'on la ferme, nous nous exposerions à de graves ennuis (ce cas de figure été largement commenté *page 684*).

B) CAS DE PLUSIEURS BATTERIES EN PARALLÈLE

Pour terminer ce chapitre, nous allons répondre à la question suivante : et s'il y a plusieurs batteries montées en parallèle, quelle perte de charge faut-il considérer pour sélectionner la pompe ?

Prenons l'exemple ci-dessous d'une installation avec différentes batteries terminales équipées pour certaines d'un robinet d'équilibrage et d'une vanne de régulation 2 voies ou 3 voies.

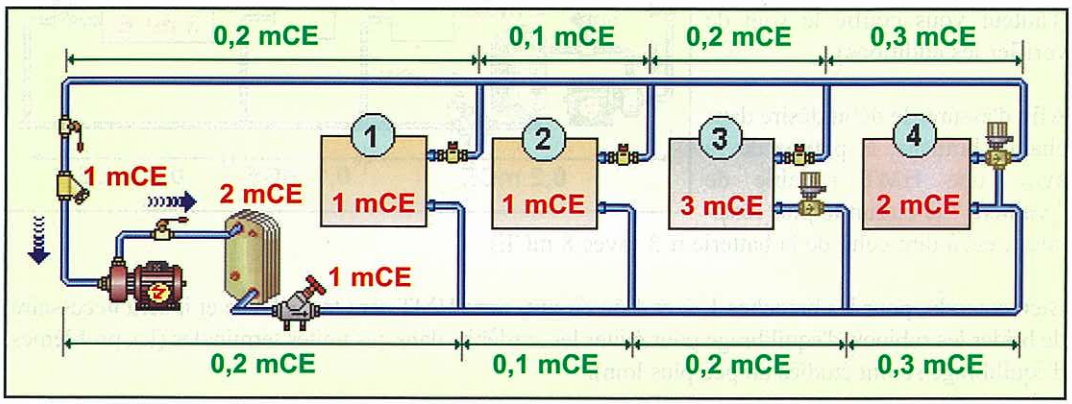


Nous n'allons pas entrer dans le détail du calcul des éléments de cette installation, ce serait long et fastidieux. Nous allons simplement nous attacher à clarifier certains points.

Toutes ces batteries étant raccordées en parallèle, pour calculer la perte de charge totale du réseau il ne faut absolument pas additionner la perte de charge de chaque batterie.

EXERCICE 5

Quand une pompe alimente plusieurs branches montées en parallèle (qu'il y en ait 2 ou 50), la perte de charge à considérer est celle de la branche la plus résistante. Pour simplifier, nous avons reporté sur le schéma de principe ci-dessous les différents ΔP des appareils et de leurs accessoires (en rouge) ainsi que le ΔP des portions de tuyauteries (en vert).

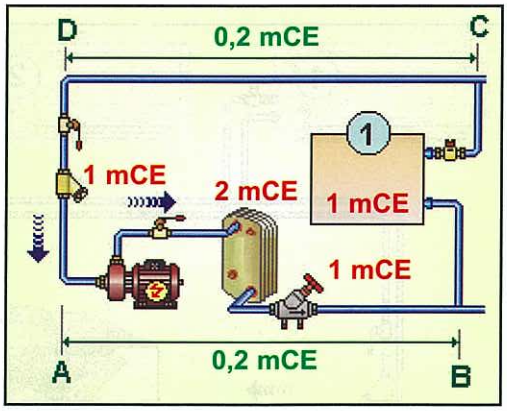


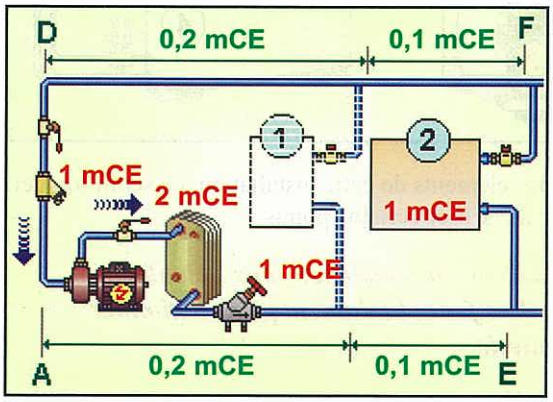
Essayez de déterminer la HMT de la pompe *(correction page suivante)*.

Correction de l'exercice 5

Si la pompe n'alimentait que la batterie n°1, elle devrait avoir une HMT de :

ΔP évaporateur : 2 mCE
ΔP vanne d'équilibrage : 1 mCE
ΔP tuyauterie AB : 0,2 mCE
ΔP batterie : 1 mCE
ΔP tuyauterie CD : 0,2 mCE
ΔP filtre : 1 mCE
ΔP total : 5,4 mCE



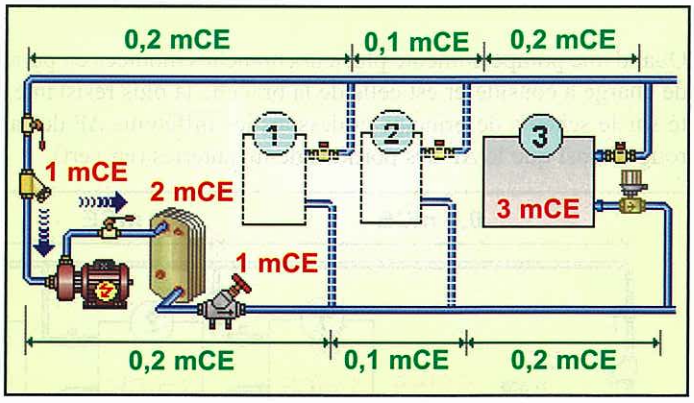


Si la pompe n'alimentait que la batterie n°2, elle devrait avoir une HMT de :

ΔP évaporateur : 2 mCE
ΔP vanne d'équilibrage : 1 mCE
ΔP tuyauterie AE : 0,3 mCE
ΔP batterie : 1 mCE
ΔP tuyauterie FD : 0,3 mCE
ΔP filtre : 1 mCE
ΔP total : 5,6 mCE

De la même manière, si la pompe n'alimentait que la batterie n°3, elle devrait avoir une HMT de :
2 + 1 + 0,5 + 3 + 0.5 + 1 = 8 mCE

et de 7,6 mCE pour la batterie n°4 (l'auteur vous confie le soin de vérifier les additions).



Afin d'assurer le débit désiré dans chaque branche, la pompe devra avoir une HMT capable de " vaincre " le circuit le plus résistant, c'est à dire celui de la batterie n°3 (avec 8 mCE).

Bien entendu, pour les branches 1, 2 et 4 du circuit, cette HMT sera trop élevée et il sera nécessaire de brider les robinets d'équilibrage pour éviter les surdébits dans ces unités terminales (les problèmes d'équilibrage seront étudiés un peu plus loin).

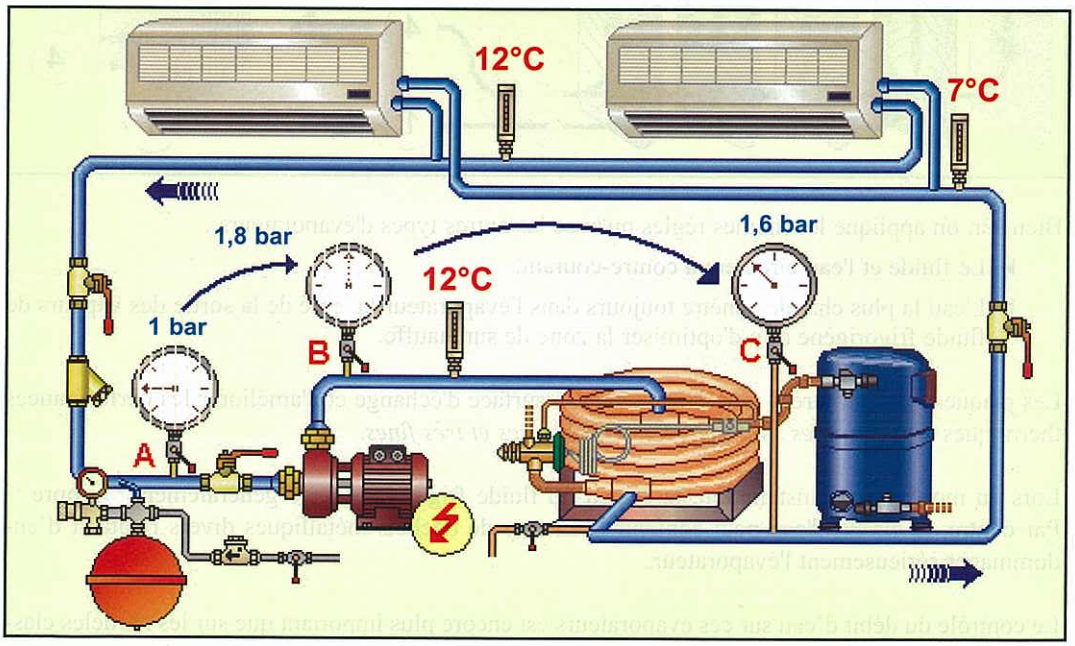
Bien sûr, le débit le la pompe devra être égal à la somme des débits de chacune des batteries.

CONTROLE DU DÉBIT PAR LE ΔP DE L'ÉVAPORATEUR

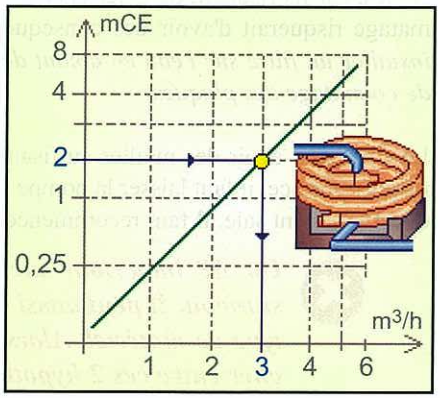
Nous venons de voir que le débit d'eau dans une installation peut-être connu en mesurant la HMT de la pompe. Cependant, cette méthode n'est applicable que si on dispose d'une courbe assez précise de la pompe et si les manomètres sont de bonne qualité. Pourtant, l'ajustement des débits est essentiel sur les installations modernes. **En effet, les échangeurs sont de plus en plus performants mais en contrepartie, ils sont de plus en plus fragiles en cas d'absence de débit.**

S'il y a une prise de pression sur l'eau à la sortie de l'évaporateur et si vous disposez de la courbe des pertes de charge correspondante, vous avez une possibilité supplémentaire de contrôler le débit d'eau glacée.

Si vous n'avez qu'un seul manomètre à disposition, vous le déplacez de **A** à **B**, puis de **B** à **C** et vous notez bien toutes les mesures. Sur le schéma ci-dessous la perte de charge de l'évaporateur est égale à : pression en **B** - pression en **C** = 1,8 - 1,6 = 0,2 bar (soit 2 mCE).



La courbe de l'évaporateur nous indique alors qu'un ΔP de 2 mCE est provoqué par un débit de 3 m³/h.



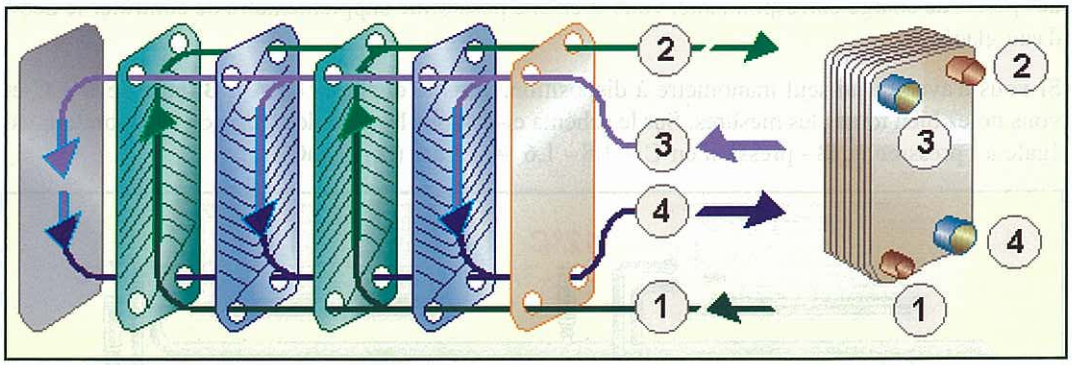
Remarque 1 : Les différences d'altitude entre les prises manométriques sont généralement négligées quand elles sont inférieures à 0,25 m. Sinon, n'oubliez pas d'en tenir compte *(voir page 533)*.

Remarque 2 : l'abaque utilisé ci-contre utilise un repérage logarithmique *(explications page 689)*.

Remarque 3 : Sur le schéma de la page précédente, nous avons représenté un évaporateur coaxial. Cependant, sur les groupes de production d'eau glacée modernes, on rencontre très souvent des évaporateurs à plaques brasées qui contiennent moins d'eau, sont moins encombrants, plus performants mais aussi plus fragiles, surtout en cas de gel.

Entre les plaques, l'espace est très réduit (cela ressemble un peu aux évaporateurs des réfrigérateurs ménagers). Le fluide frigorigène et l'eau circulent de part et d'autre des plaques (bien sûr, aucune communication n'est possible entre le fluide et l'eau !).

Sur le schéma de principe ci-dessous, le fluide frigorigène entre en **1** et ressort en **2**. L'eau entre en **3** et ressort en **4**.



Bien sûr, on applique les mêmes règles qu'avec les autres types d'évaporateurs :

- Le fluide et l'eau circulent à contre-courant.
- L'eau la plus chaude pénètre toujours dans l'évaporateur du coté de la sortie des vapeurs de fluide frigorigène afin d'optimiser la zone de surchauffe.

Les plaques sont nervurées afin d'augmenter la surface d'échange et d'améliorer les performances thermiques : *les nervures sont donc très nombreuses et très fines.*

Lors du montage de l'installation, le circuit du fluide frigorigène reste généralement " propre ". Par contre, le circuit d'eau peut contenir beaucoup de déchets métalliques divers risquant d'endommager sérieusement l'évaporateur.

Le contrôle du débit d'eau sur ces évaporateurs est encore plus important que sur les modèles classiques, car ils risquent de geler encore plus rapidement. Alors, n'oublions pas que le moindre colmatage risquerait d'avoir des conséquence dramatiques ! *C'est pourquoi il faut obligatoirement installer un filtre sur l'eau en amont de l'évaporateur afin d'éviter tout risque d'encrassement ou de colmatage des plaques.*

Le filtre doit avoir des mailles suffisamment fines (généralement moins de 1 mm). A la première mise en service, il faut laisser la pompe fonctionner au moins 1 heure puis nettoyer le filtre. Si celui-ci est vraiment sale, il faut recommencer l'opération avant de démarrer le compresseur.

Un ΔP important sur l'évaporateur ne signifie par forcément un surdébit. Il peut aussi indiquer un colmatage, principalement sur ce type de matériel. Alors, pensez à vérifier le Δθ sur l'eau pour trancher entre ces 2 hypothèses.

POMPE ET RÉSEAU : UNE AFFAIRE DE MARIAGE !

A) SITUATION DU COUPLE " POMPE ET RÉSEAU "

Quand une pompe est en service sur un réseau hydraulique, comment s'assurer que l'on a le bon débit ? Pour l'instant, nous avons dans notre panoplie plusieurs techniques pour évaluer le débit :

- Reporter la HMT mesurée sur la courbe de la pompe.
- Reporter le ΔP mesuré sur la courbe des pertes de charge de l'évaporateur.
- Connaître si possible la puissance frigorifique nominale et mesurer le Δθ sur l'eau.

Nous allons prendre un exemple nous permettant de repasser ces 3 techniques en revue et d'approfondir nos connaissances.

1) Avant de mesurer la HMT, mesurez la HMT0 *(voir méthode page 681).*

Dans notre exemple, si vous ne trouvez pas une HMT0 de 10 mCE, il y a un problème : soit votre manipulation est mauvaise, soit vos manomètres sont mal placés, soit la courbe utilisée ne correspond pas à la pompe, etc.

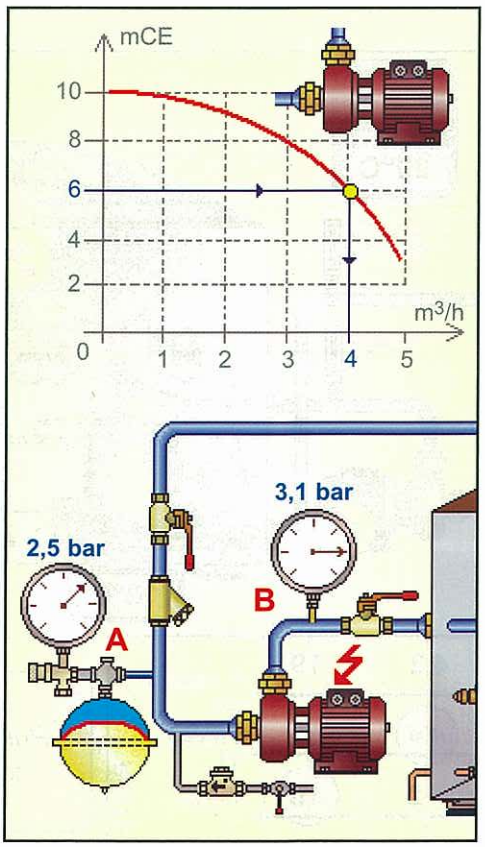
Dans ce cas ne passez pas à l'étape suivante avant d'avoir résolu le problème *(voir le synoptique des pannes de pompe page 672).*

2) Ouvrez toutes les vannes du circuit et mesurez la HMT de la pompe.

Dans notre exemple, la HMT = 3,1 - 2,5 = 0,6 bar (soit 6 mCE). D'après la courbe de la pompe, le débit est donc de 4 m³/h.

Il ne faut pas considérer ce résultat comme une valeur absolument sûre et exacte. La forme de la courbe (plutôt plate ou plongeante), ses dimensions (3x4 cm ou 30x40 cm), les écarts de hauteur entre les manomètres ou leur qualité (0-4 bar ou 0-10 bar), peuvent provoquer des petites erreurs inévitables.

Une mesure précise à + ou - 10% est généralement satisfaisante : les mesures effectuées avec du matériel de chantier ne sont pas des mesures de laboratoire !



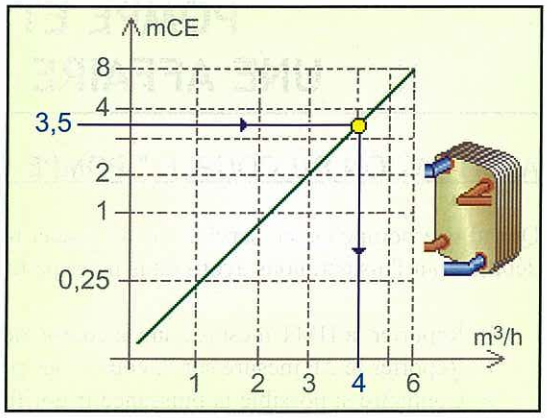
C'est pourquoi il est toujours préférable de vérifier la mesure du débit par une autre méthode.

3) En mesurant le ΔP à l'évaporateur, si on trouve par exemple 3,5 mCE, c'est que le débit qui le traverse est de 4 m³/h, ce qui conforte le résultat de la mesure par la HMT de la pompe.

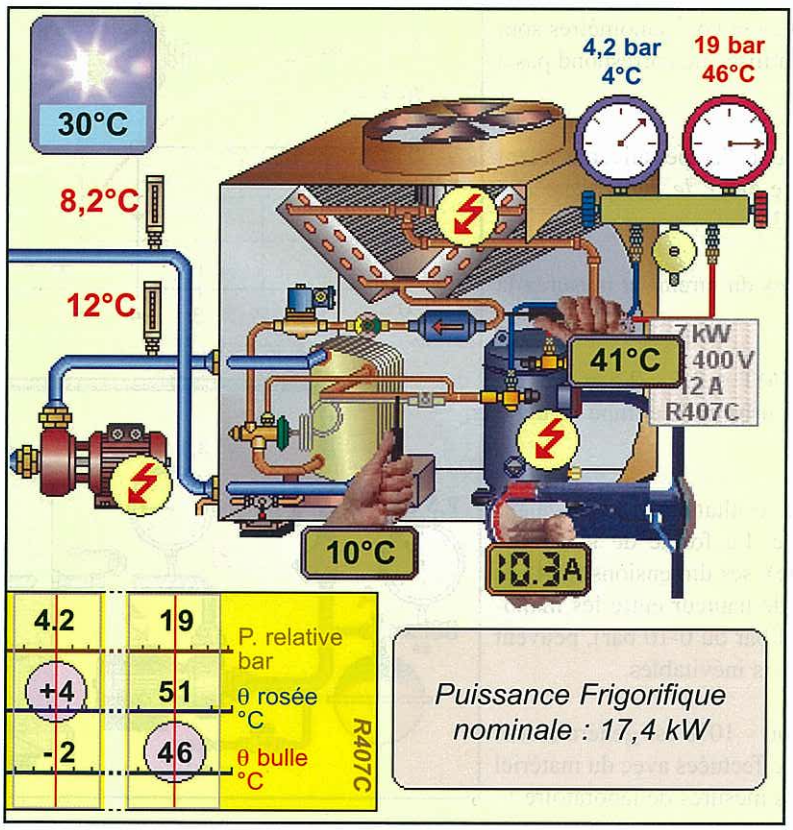
Il se confirme que l'ordre de grandeur du débit dans l'installation est bien de 4 m³/h.

4) En mesurant le Δθ sur l'eau, on trouve environ 3,8°C (voir ci-dessous).

Le Δθ devrait se situer aux alentours de 5°C. Ce Δθ un peu faible indique soit un manque de puissance frigorifique, soit que le débit d'eau est trop important.



Si le Δθ sur l'eau est trop grand, il y a à coup sûr un manque de débit. Par contre, si le Δθ est trop faible, soit il y a trop de débit, soit la puissance frigorifique est trop faible.



La BP est de +4°C avec de l'eau à 12°C à l'entrée de l'évaporateur, la HP est de 46°C avec 30°C extérieur.

La surchauffe au bulbe du détendeur est de 6°C, le sous refroidissement à la sortie du condenseur est de 5°C, le Δθ total à l'évaporateur est de 4,2°C, le Δθ total au condenseur est de 16°C, l'intensité absorbée est de 10,3A.

Tous ces paramètres de fonctionnement semblent absolument normaux *(vous pouvez les comparer aux conditions nominales de fonctionnement vues pages 659 et 660).*

Puisqu'on peut à priori éliminer un dysfonctionnement du circuit frigorifique, il se confirme que c'est bien un surdébit qui explique le faible Δθ sur l'eau.

Notre mesure de 4 m³/h par la méthode de la HMT de la pompe (confortée par la mesure du ΔP sur l'évaporateur) semble donc correcte. Ainsi, avec un débit Qv de 4 m³/h et un Δθ sur l'eau de 3,8°C, nous pouvons *évaluer* la puissance frigorifique Φo de notre groupe d'eau glacée en réutilisant la formule empirique de la *page 605 :*

$$\Phi o = Qv \times \Delta\theta \times 1{,}16 = 4 \times 3{,}8 \times 1{,}16 = 17{,}6 \text{ kW.}$$

- ***Si nous connaissons la puissance nominale du groupe d'eau glacée,*** nous pouvons la comparer au résultat trouvé *(nous avons vu page 661 que cette puissance était d'environ 17,4 kW).* Ne nous affolons pas si nous trouvons une petite différence : il y a une part d'imprécision due à nos mesures et la puissance frigorifique varie en fonction de la HP et de la BP. A présent, nous pouvons dire que pour ramener le Δθ sur l'eau à 5°C, le débit devrait être d'environ 17,4 / 5 / 1,16 = 3 m³/h.

- ***Si nous ignorons complètement la puissance frigorifique nominale,*** nous aurions également pu faire une simple règle de trois. En effet, si le Δθ est de 3,8°C avec un débit de 4 m³/h, pour ramener ce Δθ à 5°C il faudra réduire le débit à 4 x 3,8 / 5 = 3 m³/h.

B) QUELLES SONT LES CONSÉQUENCES D'UN SURDÉBIT ?

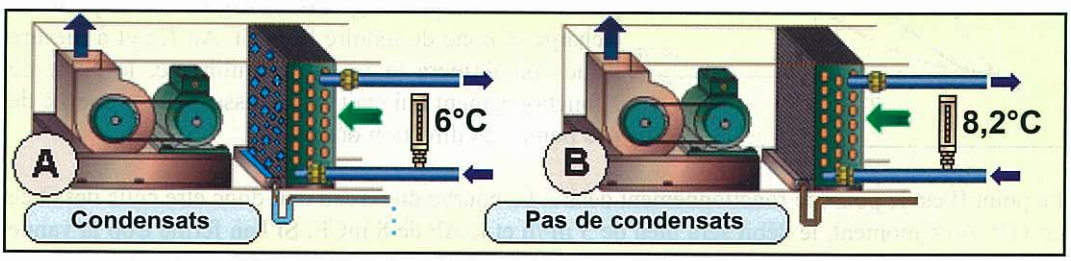
Un surdébit entraîne obligatoirement une augmentation de la vitesse de l'eau dans les tuyauteries. Non seulement une vitesse élevée est génératrice de bruits et de sifflements, mais en plus elle accélère par érosion le vieillissement des équipements (clapets de vannes, etc.).

De plus, l'énergie électrique absorbée par une pompe augmente comme la puissance 3 du rapport des débits. En clair, un surdébit de 25% entraîne une augmentation de près de 95% de la puissance absorbée : pensez-y quand une pompe coupe en sécurité thermique !

EXERCICE 1 :

Il y a un autre inconvénient dans le cas d'une installation d'air conditionné sur laquelle on traite également l'hygrométrie. Dans l'exemple ci-dessous, la déshumidification de l'air se fait très bien avec de l'eau à 6°C.

Par contre, si l'eau arrive à 8,2°C, il n'y a plus aucun condensat et le client appelle pour un dépannage car l'air dans les locaux est " trop humide ". **Auriez-vous une explication ?**

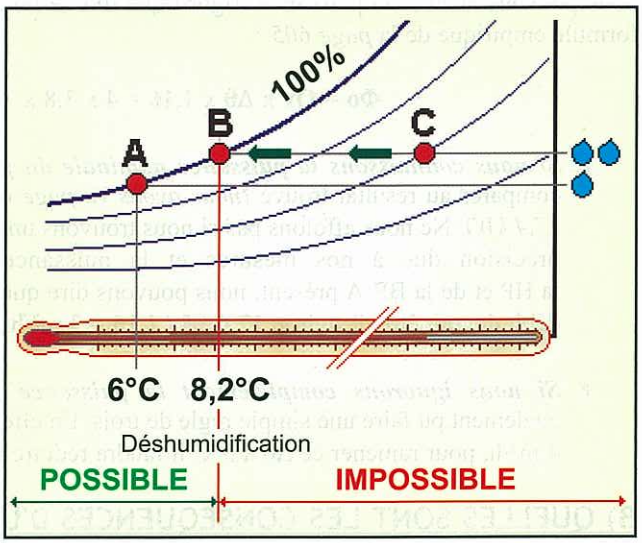


Solution page suivante...

Solution de l'exercice 1 :

Si l'air qui arrive sur la batterie est situé par exemple au point **C** avec une température de rosée *(voir page 501)* égale à 8,2°C.

Il ne pourra y avoir déshumidification de cet air que si la température des ailettes de la batterie est inférieure à ces 8,2°C.



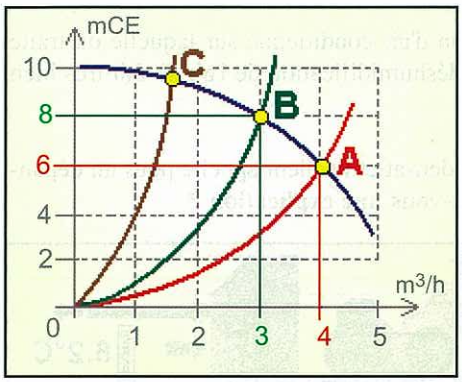
En provoquant une réduction du $\Delta\theta$, le surdébit entraîne une augmentation de la température de l'eau qui alimente les batteries. Or, plus cette température est élevée et moins il y a de déshumidification. Alors, pour éviter ces problèmes, réglons les débits comme prévu lors de la conception de l'installation.

C) MAUVAIS MARIAGE ENTRE POMPE ET RÉSEAU : COMMENT CHANGER LE RÉSEAU ?

Nous venons de voir qu'il est essentiel d'éliminer un surdébit. A ce moment, il est tout aussi essentiel de connaître le débit nominal prévu pour l'installation : nous avons vu comment l'évaluer page précédente.

A présent, comment peut-on faire pour ramener le débit de 4 à 3 m³/h ?

Puisque le mariage " n'est pas bon " entre la pompe et le réseau, il faut changer l'un des éléments du couple. **Pour commencer, étudions la possibilité de changer le réseau.**



Notre courbe de réseau actuelle est dessinée en rouge avec un ΔP de 6 mCE pour un débit de 4 m³/h *(nous avons vu comment tracer une telle courbe page 692)*. Le point de fonctionnement obtenu (**A**) se trouve à l'intersection du réseau avec la courbe de la pompe.

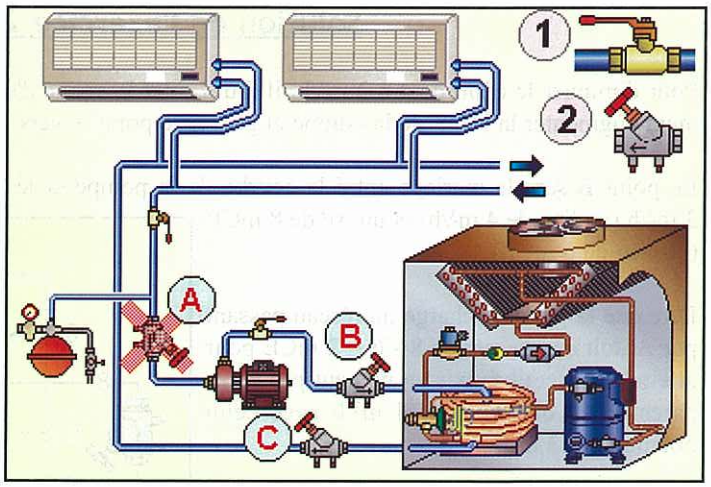
Pour changer le réseau, il suffit simplement de fermer une vanne d'équilibrage afin d'augmenter la perte de charge et donc de réduire le débit. Au fur et à mesure que l'on fermera la vanne d'équilibrage, le point de fonctionnement qui était en **A** glissera sur la courbe de la pompe en direction du point **B**.

Le point **B** est le point de fonctionnement désiré. La courbe du réseau doit donc être celle dessinée en vert. A ce moment, le débit sera bien de 3 m³/h et le ΔP de 8 mCE. Si l'on ferme trop la vanne d'équilibrage, le point de fonctionnement continuera de glisser le long de la courbe de la pompe pour se diriger vers le point **C** : nous aurions alors tous les symptômes d'un manque de débit.

N'espérez pas régler le débit avec une vanne / de tour **(repère 1).**

Le rôle de ces vannes d'isolement n'est pas de régler un débit, d'autant plus que leur technologie rendrait le réglage assez délicat. De plus, elles pourraient très facilement être déréglées.

Une vanne d'équilibrage **(repère 2)** sera nécessaire. Nous aurons l'occasion de reparler de ces vannes un peu plus tard.

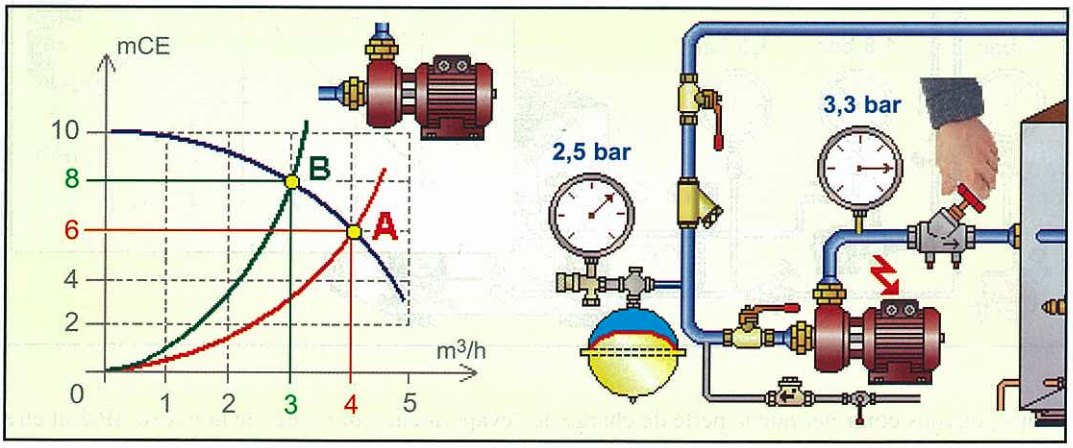


Comme nous l'avons déjà vu page 684, rappelez-vous qu'on ne doit jamais rien installer (même pas une vanne d'équilibrage) entre le piquage du vase d'expansion et l'aspiration de la pompe (repère A).

Par contre, les positions **B** ou **C** sont tout à fait correctes.

EXERCICE 2 :

Le point de fonctionnement actuel est le point **A**. Pour réduire le débit de 4 m³/h à 3 m³/h, nous fermons la vanne d'équilibrage pour ramener la courbe de réseau en B. A ce moment, la HMT de la pompe sera de 8 mCE.



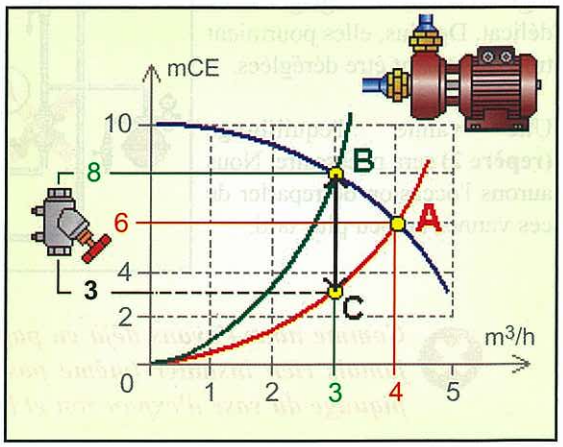
Selon vous, quelle doit être la perte de charge supplémentaire provoquée par la vanne d'équilibrage ?

Solution page suivante...

Solution de l'exercice 2 :

Pour diminuer le débit de 4 à 3 m³/h, il faut brider la vanne d'équilibrage, ce qui fera simultanément augmenter la HMT de la pompe et glisser le point **A** vers le point **B**.

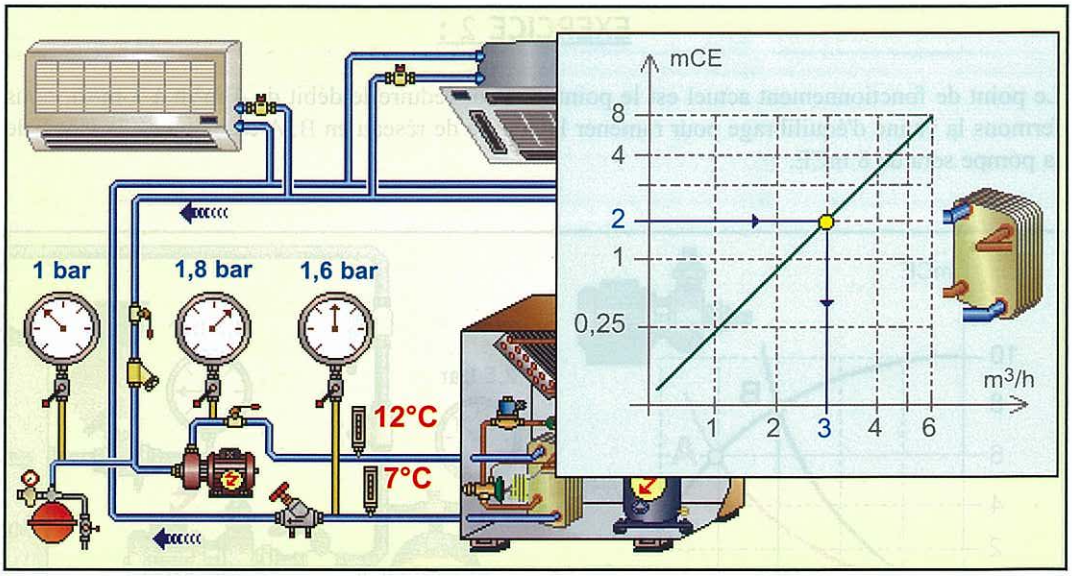
Le point **B** sera le mariage entre la courbe de la pompe et le nouveau réseau avec un débit de 3 m³/h (au lieu de 4 m³/h) et un ΔP de 8 mCE (au lieu de 6 mCE).



Dire que la perte de charge du réseau passant par **A** doit augmenter de 8 - 6 = 2 mCE pour atteindre **B** serait faux : on ne peut pas comparer le ΔP obtenu pour 4 m³/h avec celui obtenu pour 3 m³/h.

En fait, la vanne d'équilibrage doit occasionner une perte de charge supplémentaire d'environ 8 - 3 = 5 mCE pour un débit de 3 m³/h. (**repère B-C** sur le schéma ci-contre).

Le réglage étant terminé et la HMT de la pompe étant bien réglée à 8 mCE, le débit est de 3 m³/h. Cependant, il est conseillé de contrôler ce débit par une autre méthode.



Nous pouvons contrôler que la perte de charge de l'évaporateur a diminué : le nouveau ΔP doit être de 2 mCE ce qui correspondra bien à un débit de 3 m³/h.

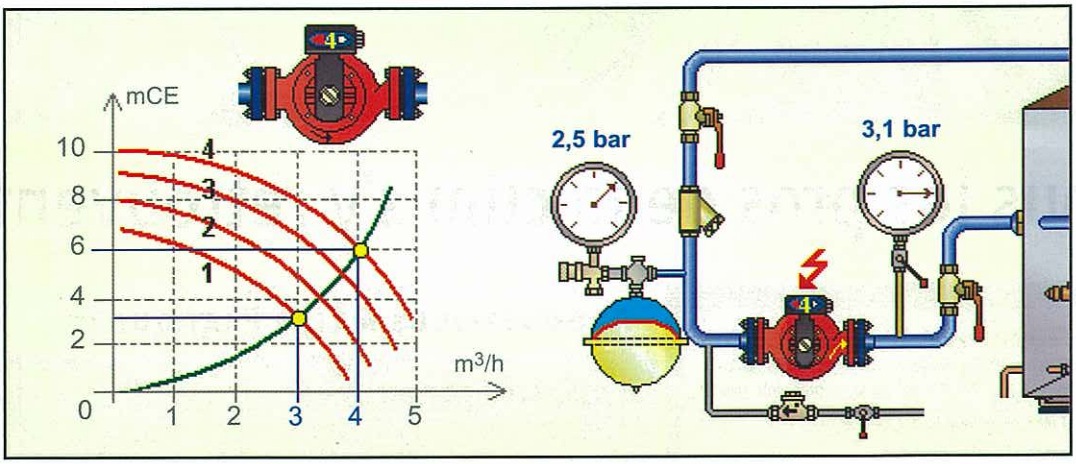
Il est également très important de vérifier que le Δθ sur l'eau entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur s'est bien rapproché du Δθ nominal de 5°C *et que les paramètres de fonctionnement frigorifique sont restés corrects.*

D) MAUVAIS MARIAGE ENTRE POMPE ET RÉSEAU : PEUT-ON CHANGER LA POMPE ?

Maintenant que nous venons de voir comment procéder pour changer le réseau, étudion l'hypothèse du changement de la pompe. Gardons toutefois à l'esprit que changer la pompe ne pourrait se concevoir qu'en dernier ressort puisque cela signifierait qu'il y a eu une grosse erreur lors de la conception de l'installation.

Les pompes à garnitures mécaniques *(voir page 642)* telles que celles installées couramment sur les petits groupes de production d'eau glacée actuels ne possèdent le plus souvent qu'une seule vitesse. Les constructeurs installent alors sur leurs modules hydrauliques des pompes qui " poussent " fort (donc avec une HMT0 élevée) et une vanne de réglage. Cette méthode permet de simplifier la vie de l'installateur. Il peut très facilement ajuster le débit sur une multitude de circuits hydrauliques différents et donc obtenir le débit nominal uniquement en réglant la vanne, comme nous venons de le voir. L'inconvénient est pour le client final qui paye la consommation électrique d'une pompe souvent surdimensionnée.

Si l'installation est équipée d'un circulateur à plusieurs vitesses, il est facile d'ajuster le débit tout en réalisant des *économies d'énergie*.



Par exemple, pour réduire le débit de 4 m³/h à 3 m³/h, il suffit de passer le circulateur de la vitesse 4 à la vitesse 1. *C'est une méthode facile et digne d'un technicien capable de tracer un réseau sur les courbes d'un circulateur (voir page 692).*

Si on ne dispose pas de la courbe du circulateur, il faut opérer par tâtonnements : changer une vitesse puis mesurer le débit (et ainsi de suite) jusqu'à obtenir un débit suffisamment proche de celui recherché.

Nous avons donc passé en revue 3 méthodes pour évaluer un débit d'eau glacée et apprécier le bon fonctionnement d'une installation.

Bien entendu, ces 3 méthodes de contrôle du débit d'eau doivent aboutir sensiblement au même résultat.

CLIM PRATIQUE

Tous les pros de la clim s'y retrouvent !

Bon de commande à photocopier et à faxer à PYC édition • Dominique André • 16-18, place de la Chapelle 75018 Paris • Tél. : 01 53 26 48 05 • Fax : 01 53 26 48 01 • E-mail : info@pyc.fr

❑ Ci-joint mon règlement (copie du chèque)

❑ Je règlerai à réception de facture.
Attention l'abonnement ne prendra effet qu'après réception du règlement.

Nom : .....

Prénom : .....

Adresse : .....

.....

Ville : .....Code postal : .....

Pays : .....

Société : .....

Tél. : .....Fax : .....

Date, signature et cachet :

ABONNEZ-VOUS À CLIM PRATIQUE :

8 numéros par an :

❑ France :	60 € TTC.
❑ Étranger :	80 €.
❑ Dom-Tom :	70 €.

Connaissez-vous les autres revues de Pyc Edition ?
N'hésitez pas... Contactez notre service abonnement.
Tél. : 01 53 26 48 05 • Fax : 01 53 26 48 01 • E-mail : info@pyc.fr

POMPES EN SÉRIE OU EN PARALLÈLE

Certains constructeurs de petits producteurs d'eau glacée proposent 2 pompes en parallèle sur le même circuit hydraulique. L'automate qui commande le groupe met en service soit une pompe, soit l'autre. Généralement, il permute la pompe en service chaque jour. Cette alternance permet d'éviter le grippage susceptible de se produire lorsqu'une pompe reste trop longtemps à l'arrêt *(voir page 668)*.

En cas d'avarie sur l'une des pompes, cela permet également d'utiliser l'autre en secours et d'éviter ainsi un arrêt trop prolongé de l'installation (*voir exercice 2 page 774*).

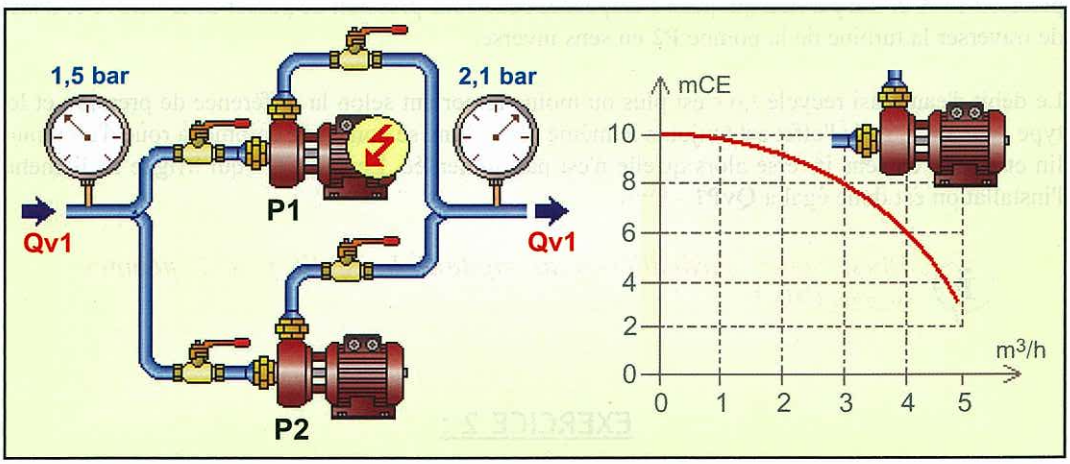
A) QUE DEVIENT LE DÉBIT SI ON FAIT FONCTIONNER 2 POMPES EN PARALLÈLE ?

Afin de compléter nos connaissances en hydraulique, nous allons essayer de comprendre ce qui se passerait si l'on faisait fonctionner les 2 pompes en même temps.

EXERCICE 1 :

2 pompes identiques P1 et P2 sont raccordées en parallèle exactement comme indiqué ci-dessous :

- Les 4 vannes d'isolement sont ouvertes.
- P1 est en service.
- P2 est à l'arrêt.
- Le manomètre d'aspiration indique 1,5 bar.
- Le manomètre de refoulement indique 2,1 bar.



Selon la courbe de la pompe ci-dessus, quel est le débit Qv1 qui circule dans l'installation ?

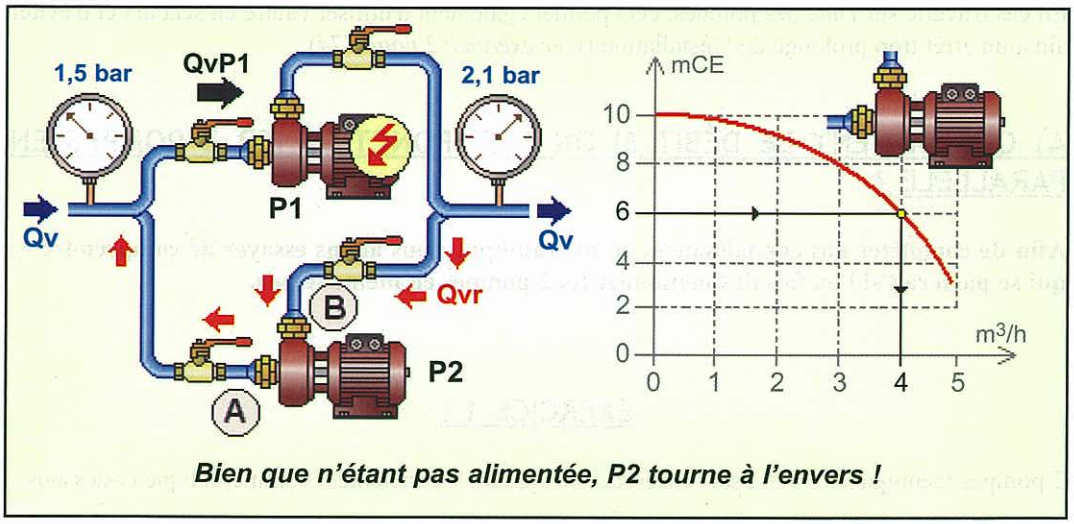
Solution page suivante...

Correction de l'exercice 1 :

Un technicien non averti ou trop pressé pourrait facilement se laisser abuser.

En se fiant uniquement à la courbe de la pompe, il conclurait qu'une HMT de 6 mCE implique que le débit dans l'installation est de 4 m³/h ***et ce serait complètement faux !***

Du reste, le circuit frigorifique présenterait tous les symptômes d'un manque de débit d'eau. Auriez-vous une explication ?



Bien que n'étant pas alimentée, P2 tourne à l'envers !

Comme l'indique la courbe de la pompe, il est exact que le débit est de 4 m³/h, mais il s'agit uniquement du débit QvP1 qui traverse la pompe P1 !

En effet, les vannes de service sont ouvertes sur la pompe **P2**. La pression en **B** est supérieure à la pression en **A** et il n'y a rien qui puisse empêcher l'eau sous pression de passer de **B** vers **A** et donc de traverser la turbine de la pompe **P2** en sens inverse.

Le débit d'eau ainsi recyclé **Qvr** est plus ou moins important selon la différence de pression et le type de pompe, mais l'effet est toujours le même : la turbine se comporte comme la roue d'un moulin et tourne en sens inverse alors qu'elle n'est pas alimentée. Le débit **Qv** qui irrigue réellement l'installation est donc égal à **QvP1** - **Qvr.**

Alors, soyez particulièrement vigilant lorsqu'il y a 2 pompes en parallèle !

EXERCICE 2 :

Que proposeriez-vous pour solutionner ce problème ?

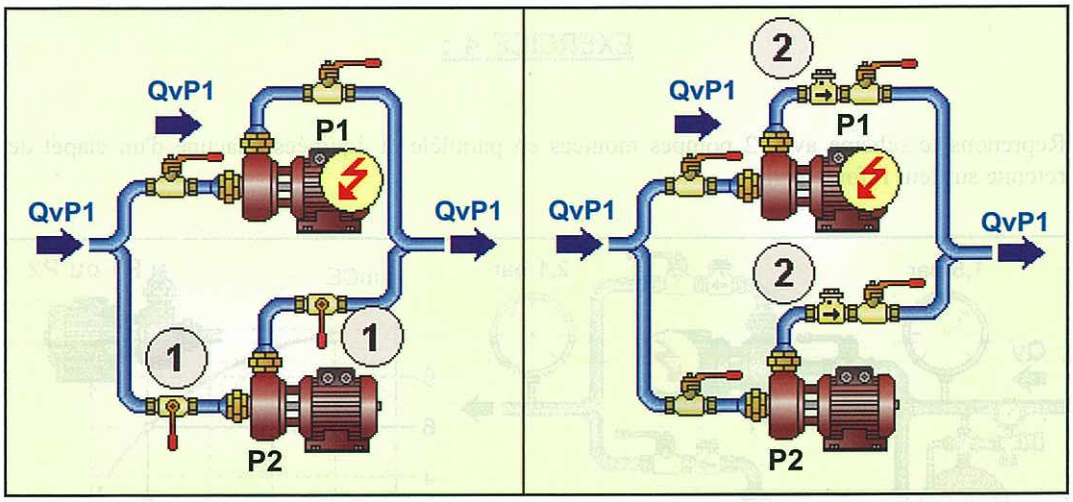
Solution page suivante...

Correction de l'exercice 2 :

Il y a 2 façons de remédier au problème :

Maintenir fermée au moins une vanne d'isolement de la pompe qui est à l'arrêt (repères 1 ci-dessous), ce qui interdit radicalement toute possibilité de recyclage. L'inconvénient de ce procédé est qu'il nécessite une intervention manuelle à chaque permutation, ce qui rend impossible toute permutation automatique.

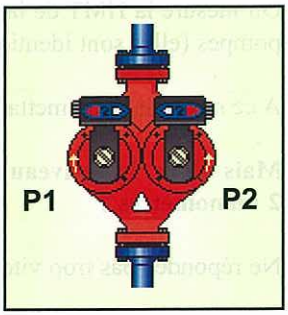
Installer un clapet de retenue (repères 2 ci-dessous) sur le refoulement de *chaque pompe*, ce qui interdit également toute possibilité de recyclage. L'avantage du procédé est qu'il permet d'automatiser la permutation des pompes. Par contre, afin d'éviter tout risque de blocage d'un clapet, le circuit hydraulique doit être parfaitement " propre " et l'installation d'un filtre sur l'eau est très fortement recommandée, en particulier sur le circuit d'une tour de refroidissement ouverte *(étudiée page 506)*.



Soit il faut installer un clapet de retenue au refoulement de chaque pompe, soit il faut fermer manuellement les vannes d'isolement de la pompe à l'arrêt à chaque permutation.

EXERCICE 3 :

Tous les fabricants de pompes proposent dans leur gamme des circulateurs jumelés tel que celui représenté ci-contre.



Avec ce type de circulateurs, est-il possible d'automatiser la permutation des 2 pompes ? Comment procéder ?

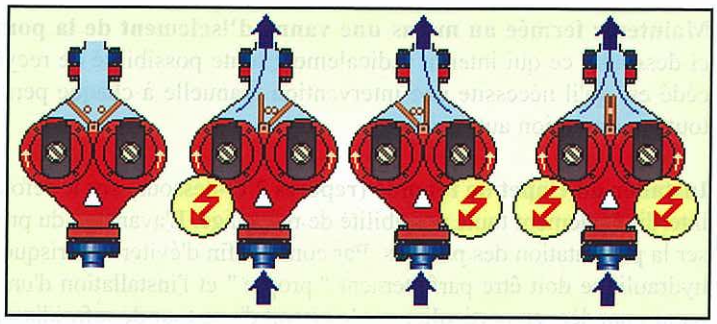
Solution page suivante...

Correction de l'exercice 3 :

Vous apercevez la réponse sur le schéma ci-dessous *(l'aspect électrique est traité page 774)*.

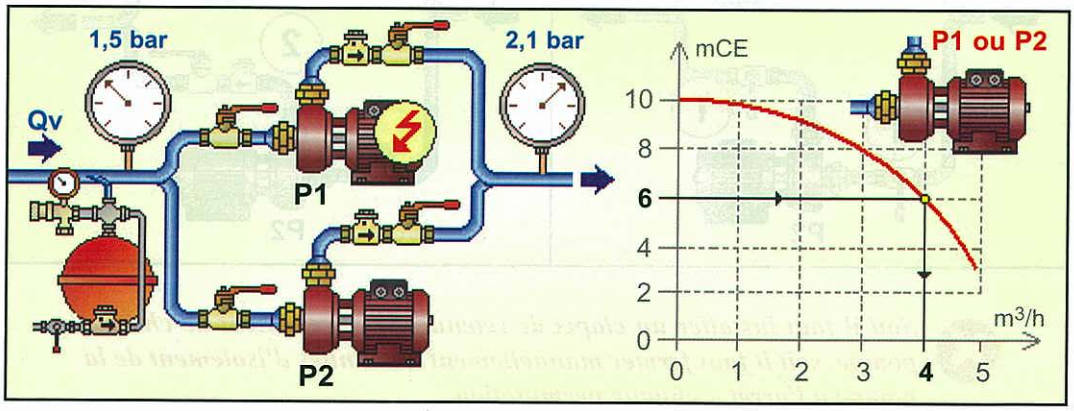
En fait, les fabricants intègrent les clapets de retenue à l'intérieur du corps des 2 circulateurs jumelés, ce qui permet d'automatiser les permutations.

Notez que les 2 circulateurs peuvent également fonctionner en même temps.



EXERCICE 4 :

Reprenons le schéma avec 2 pompes montées en parallèle et équipées chacune d'un clapet de retenue sur leur refoulement.



Seule la pompe **P1** est en service. La pompe **P2** est à l'arrêt avec ses vannes d'isolement ouvertes, ce qui n'est pas un problème grâce aux clapets de retenue.

On mesure la HMT de la pompe **P1** et on trouve 2,1 - 1,5 = 0,6 bar (soit 6 mCE). La courbe des pompes (elles sont identiques) nous indique que le débit dans l'installation est alors de 4 m³/h.

A ce moment, si on mettait en service le pompe **P2**, les 2 pompes fonctionneraient en même temps.

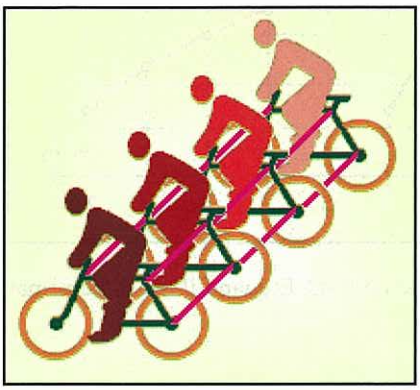
Mais alors, le nouveau débit d'eau sera-t-il de 8 m3/h ? Et qu'indiqueraient chacun des 2 manomètres ?

Ne répondez pas trop vite, la question est moins facile que vous l'imaginez.

Solution pages suivantes...

Correction de l'exercice 4 :

Pour vous aider, prenons l'image d'un champion cycliste qui roule en moyenne à 40 km/h. Si plusieurs cyclistes forment un peloton, chacun sur son propre vélo, ils peuvent se relayer et la moyenne va augmenter, par exemple jusqu'à 50 km/h.



Si 2 cyclistes pédalaient côte à côte sur 2 vélos reliés entre eux, que se passerait-il ? Rouleraient-ils à 80 km/h de moyenne ? Et s'ils étaient 20, rouleraient-ils à la vitesse d'un avion de ligne, soit 20 x 40 = 800 km/h ? Bien sûr que non ! En fait, la résistance opposée par l'air augmente comme le carré de la vitesse. C'est une loi générale de l'aéraulique ($\Delta P = CX \times V^2$) dans laquelle le **CX** représente le coefficient de pénétration dans l'air du vélo, du cycliste, etc. Dans notre exemple, la puissance des cyclistes plafonne rapidement face à la résistance de l'air qui augmente comme le carré de la vitesse.

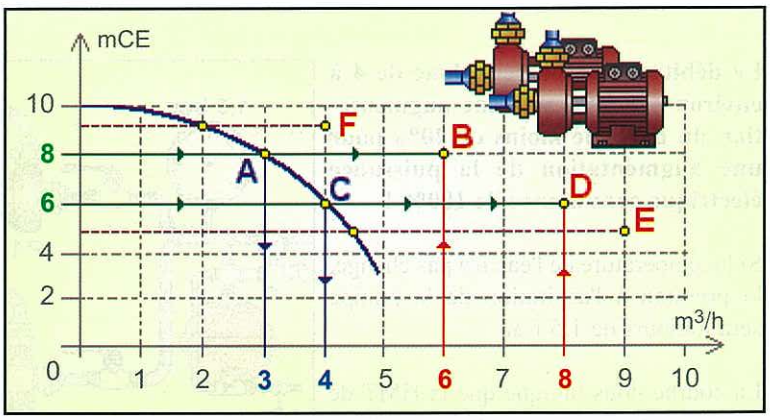
Notez que nous avons déjà vu une formule de ce type *page 688* à propos de la perte de charge d'un circuit hydraulique qui augmente comme le carré du débit : $\Delta P = Z \times Qv^2$.

Vous pouvez appliquer le même type de raisonnement pour 2 pompes fonctionnant en parallèle. Le débit peut augmenter plus ou moins fortement, mais il ne risque pas de doubler !

Pour savoir comment va évoluer le débit, il n'y a pas de secret, c'est toujours la même méthode : le nouveau point de fonctionnement se trouve obligatoirement à l'intersection de la courbe du réseau avec la courbe de la pompe (*voir exercice n°2 page 691*). Seul ce point peut nous donner le débit et la MHT.

Le problème est que si nous connaissons la courbe de chacune des 2 pompes (en bleu ci-dessous, les 2 pompes étant identiques), nous n'avons pas la courbe des 2 pompes lorsqu'elles fonctionnent en parallèle. *Qu'à cela ne tienne, traçons-la !*

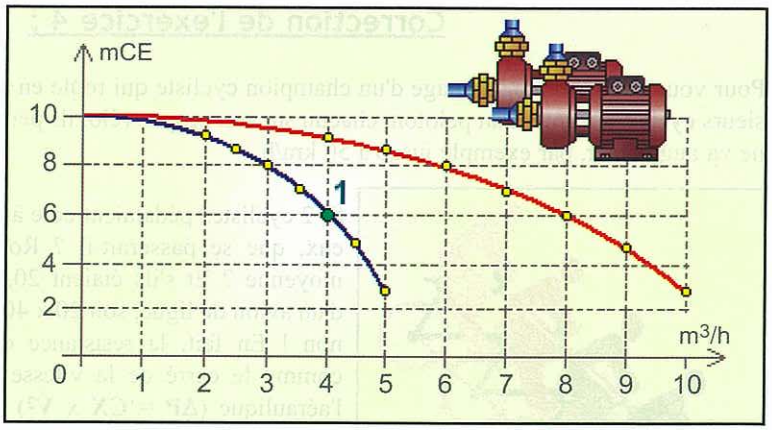
Par exemple, pour une HMT de 8 mCE, une pompe unique donne un débit de 3 m³/h (**point A**). L'autre pompe étant raccordée en parallèle, sa HMT sera également de 8 mCE et son débit théorique de 3 m³/h.



L'ensemble des 2 pompes est donc *potentiellement* capable de délivrer un débit de 6 m³/h sous 8 mCE (**point B**).

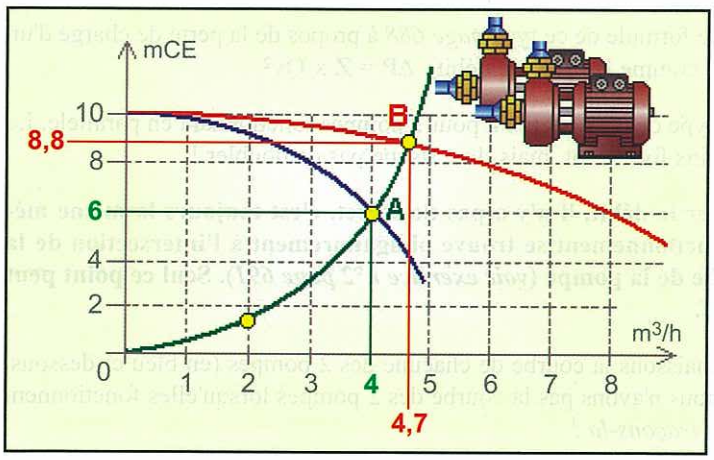
Nous pouvons tenir le même raisonnement avec une HMT de **6 mCE** pour les points **C** (4 m³/h) et **D** (2 x 4 = 8 m³/h) ainsi que pour chacun des points de la courbe **en bleu** : nous obtiendrons ainsi un ensemble de points (**F, B, D, E, etc.**) permettant de tracer la courbe des 2 pompes en parallèle...

A présent, nous avons tracé la courbe de fonctionnement des 2 pompes en parallèle (**en rouge**).



Pour savoir quel sera le débit, rappelons-nous la mesure faite *page 710* : une pompe seule débite 4 m³/h sous une HMT de 6 mCE (**point 1**).

Or, la HMT est égale à la perte de charge du circuit : cela revient à dire que ce réseau présente une perte de charge de 6 mCE quand il est traversé par un débit de 4 m³/h.

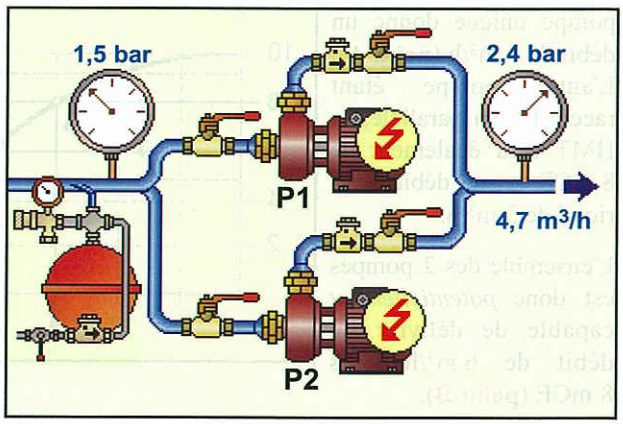


Nous avons vu *page 692* comment tracer la courbe du réseau. C'est ce que nous avons fait **en vert**.

Avec une seule pompe, le point de fonctionnement **A** se situait à 4 m³/h avec un ΔP de 6 mCE.

Le même réseau, alimenté par les 2 pompes en parallèle, verra son point de fonctionnement se déplacer de **A** vers **B**.

Le débit obtenu passera donc de 4 à environ 4,7 m³/h soit une augmentation du débit de moins de 20% pour une augmentation de la puissance électrique consommée de 100% !

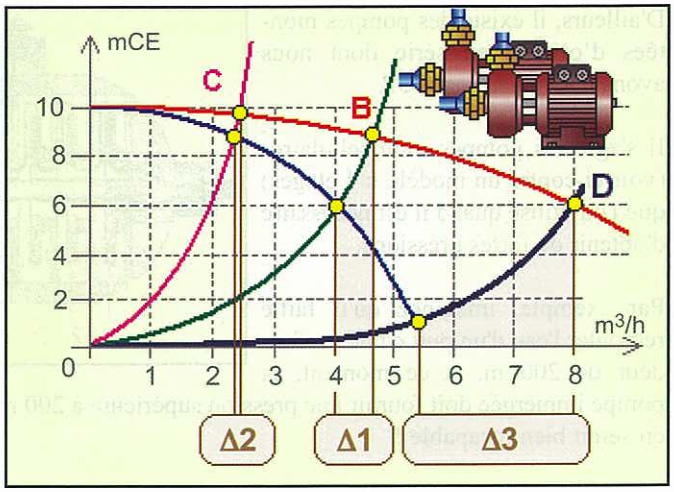


Si la température de l'eau n'a pas changé, la pression à l'aspiration de la pompe sera toujours de 1,5 Bar.

La courbe nous indique que la HMT de la pompe passera de 6 mCE à *environ* 8,8 mCE.

Le manomètre de refoulement indiquera donc 1,5 + 0,88 = *environ* 2,4 bar.

Pour compléter vos informations, observez ci-contre l'augmentation de débit provoqué par la mise en parallèle des 2 pompes sur différents types de réseaux.



On constate qu'avec un réseau très résistant (**repère C**) la variation de débit Δ2 est extrêmement faible. Par contre, la consommation électrique sera celle de 2 pompes !

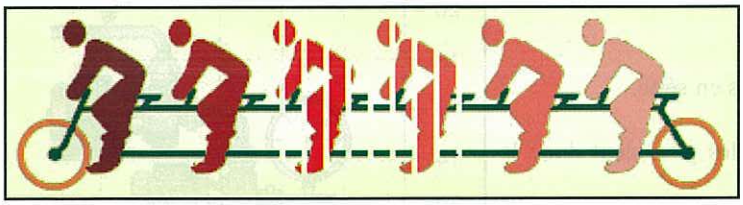
Il apparaît clairement que moins le circuit est résistant (**repère D**) et plus la variation de débit sera importante.

En résumé, ne rêvons pas : faire fonctionner 2 pompes en parallèle ne permet pas de doubler le débit.

De plus, avec une consommation électrique multipliée par 2, ce n'est la plupart du temps guère intéressant : alors, il vaut mieux ne pas se tromper lors de la sélection d'une pompe !

B) ET QUE SE PASSE-T-IL SI ON FAIT FONCTIONNER 2 POMPES EN SÉRIE ?

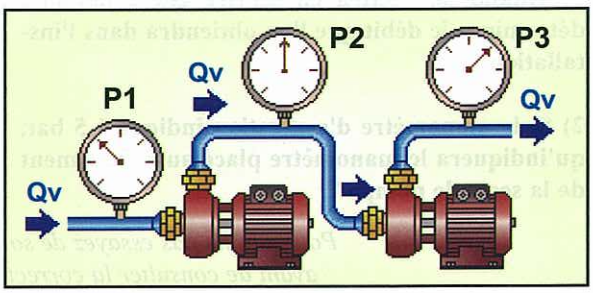
Le type de raisonnement est identique à celui utilisé pour 2 pompes en parallèle.



Imaginez des cyclistes sur un tandem. Pensez-vous que 20 cyclistes unissant leurs efforts pourraient atteindre 20 x 40 km/h = 800 km/h ?

Nous avons vu avec les pompes en parallèle que c'est impossible à cause de la résistance de l'air qui augmente comme le carré de la vitesse. Par contre, il est évident que dans les montées, la puissance de l'ensemble sera supérieure à la puissance d'un seul individu : ils pourront fournir davantage de " pression ".

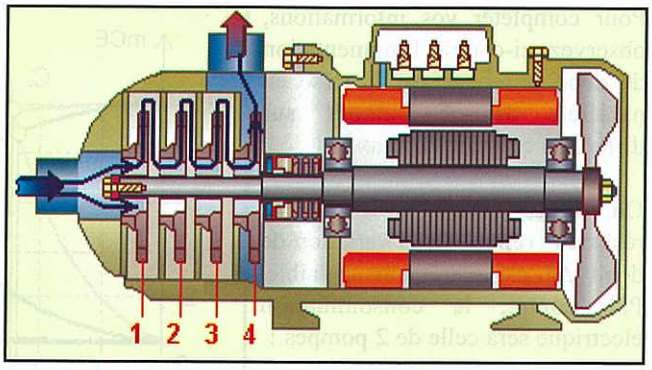
Bien sûr, si 2 pompes fonctionnent en série, le débit **Qv** traversant la première pompe sera exactement le même que celui traversant la seconde.



De plus, il semble bien évident que la HMT de la première pompe augmentera la pression de **P1** à **P2**.

De même, la HMT de la seconde pompe augmentera la pression de **P2** à **P3**…

D'ailleurs, il existe des pompes montées d'origine en série dont nous avons déjà parlé *page 552.*



Il s'agit des pompes multicellulaires (voir ci-contre un modèle à 4 étages) que l'on utilise quand il est nécessaire d'obtenir de fortes pressions.

Par exemple, imaginez qu'il faille remonter l'eau d'un puit d'une profondeur de 200 m. A ce moment, la pompe immergée doit fournir une pression supérieure à 200 mCE (soit 20 bar) : une simple pompe en serait bien incapable !

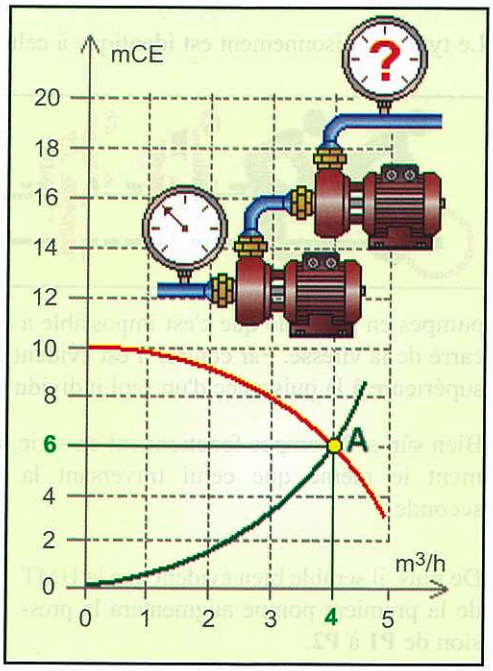
Notez au passage que certains constructeurs de groupes de production d'eau glacée proposent un kit hydraulique équipé d'une pompe multicellulaire, capable de " pousser " dans des circuits longs et résistants (et donc avec une importante perte de charge).

La pression disponible dépasse alors souvent 25 mCE (soit 2,5 bar). Afin d'éviter tout surdébit parasite *(voir page 701)*, il est bien sûr indispensable d'ajuster le débit par l'intermédiaire d'une vanne d'équilibrage placée au refoulement de la pompe *(en cas de besoin, voir exercice 2 page 703).*

EXERCICE 5 :

Vous apercevez ci-contre la courbe d'une pompe dessinée **en rouge**. Sachant que :

- Les 2 pompes sont montées en série.
- Elles sont identiques et elles possèdent donc la même courbe **rouge.**
- Elles débitent dans le réseau tracé **en vert**, ce qui donnerait avec une seule pompe le point de fonctionnement repéré **A** (6 mCE et 4 m³/h).



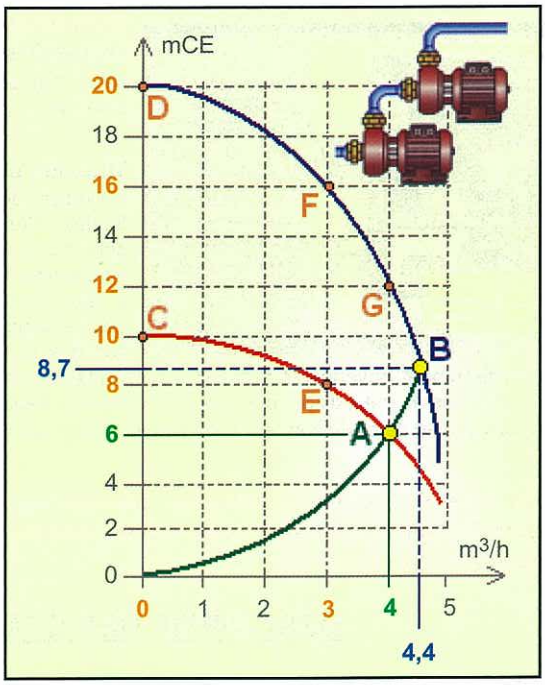
1) Quand on mettra en service ces 2 pompes, déterminez le débit que l'on obtiendra dans l'installation.

2) Si le manomètre d'aspiration indique 1,5 bar, qu'indiquera le manomètre placé au refoulement de la seconde pompe ?

Pourquoi ne pas essayez de solutionner le problème avant de consulter la correction page suivante ?

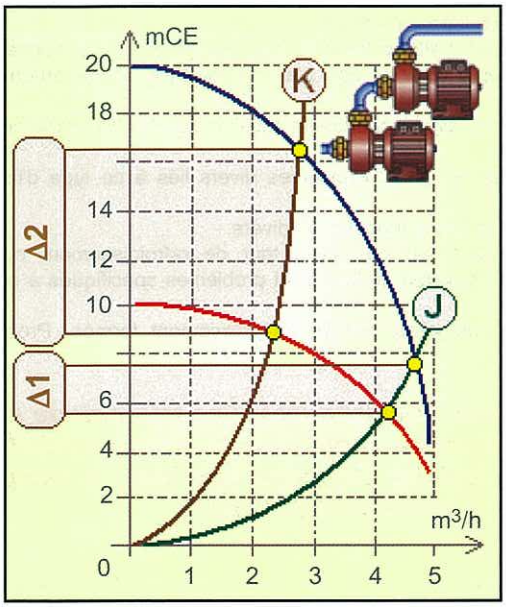
Correction de l'exercice 5 :

Nous avons tracé en bleu la courbe résultante des 2 pompes en série. Comment avons-nous procédé ?



- Par exemple, **pour un débit nul**, la HMT0 d'une pompe unique est de 10 mCE (point **C**). L'autre pompe étant raccordée en série, *la HMT0 totale sera égale au double*, soit 20 mCE (point **D**).
- **Pour un débit de 3 m³/h**, la HMT d'une pompe unique est de 8 mCE (point **E**). Avec la seconde pompe en série, *la HMT totale sera égale au double*, soit 16 mCE (point **F**).
- **Pour un débit de 4 m³/h**, la HMT d'une seule pompe est de 6 mCE (point **A**). Les 2 pompes étant en série, *la HMT totale sera doublée*, soit 12 mCE (point **G**), *et ainsi de suite...*

A l'arrivée, lorsque l'on marie la nouvelle courbe au réseau (point **B**), on s'aperçoit que le débit et la HMT augmentent assez peu alors que la puissance électrique absorbée est multipliée par 2 !



Pour compléter vos informations, observez ci-contre l'augmentation de pression provoquée par la mise en série des 2 pompes sur 2 réseaux différents.

On constate qu'avec un réseau peu résistant (repère **J**) la variation de pression **Δ1** est extrêmement faible. Par contre, la consommation électrique sera celle de 2 pompes !

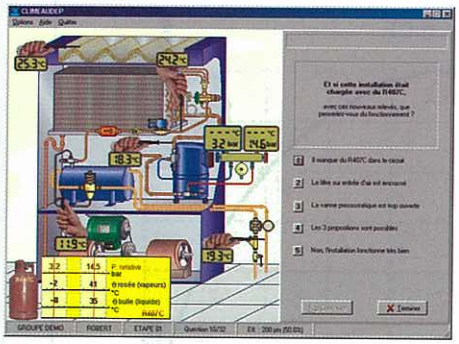
Il apparaît clairement que plus le circuit est résistant (repère K) et plus la variation de pression sera importante (on passe d'environ 9 à presque 17 mCE, soit près du double).

En conclusion, la mise en série de 2 pompes n'est pas une mince affaire. Comme nous le voyons sur la courbe ci-contre, le résultat final peut être vraiment très décevant si l'étude n'est pas menée par des spécialistes.

CLIMEAUDEP4

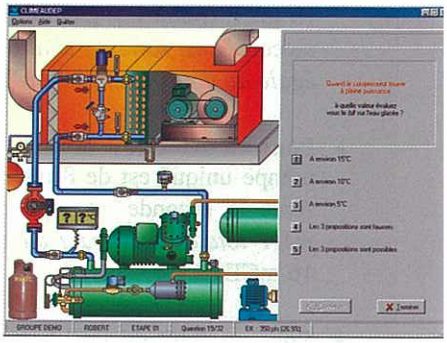
Le dépannage des refroidisseurs de liquide

pour Windows 95/98/Me/NT/2000/XP



Ce nouveau logiciel s'adresse à tous ceux qui sont amenés à intervenir sur des installations utilisant de l'eau : condenseur à eau, tour de refroidissement, refroidisseur de liquide, centrale de traitement d'air.

Tous les problèmes annexes sont abordés : utilisation des nouveaux fluides, démarrage des compresseurs, divers accessoires des centrales à eau glacée, montage des échangeurs, utilisation des dry-cooler, tours de refroidissement ouvertes et fermées, psychrométrie, vases d'expansion, problèmes de débit d'eau, pompes et circulateurs, hauteur manométrique, problèmes de cavitation, etc. (voir détails ci-dessous).



Grâce à l'auto correction intégrée, Climeaudep permet de progresser absolument seul et de réaliser des progrès aussi rapides que spectaculaires.

DESCRIPTIF DES ÉTAPES DE CLIMEAUDEP

- *Etapes 1 à 5 :* Armoire de climatisation de type salle informatique à condenseur à eau. Prise de connaissance de l'installation et mise en service. Montage des manomètres, interprétation des mesures avec différents fluides frigorigènes (avec et sans glissement). Montage et réglage d'une vanne pressostatique. Analyse de quelques pannes frigorifiques spécifiques aux condenseurs à eau.
- *Etapes 6 à 11 :* Groupe d'eau glacée à condensation par air alimentant différents ventilos-convecteurs. Prise de connaissance de l'installation. Mise en service et analyse de quelques pannes spécifiques .Dépannages de base sur le circuit hydraulique. Analyse détaillée de différentes pannes frigorifiques et hydrauliques.
- *Etapes 12 et 13 :* Centrale à eau glacée à condensation par eau avec échangeurs multitubulaires. Prise de connaissance de l'installation. Problèmes électriques liés à ce type de matériel.
- *Etape 14 et 15 :* Centrale de traitement d'air équipée d'une batterie froide à eau glacée. Prise de connaissance de l'installation. Problèmes liés à la régulation du couple centrale eau glacée / centrale de traitement d'air. Matériels spécifiques.
- *Etape 16 :* Centrale à eau glacée à condensation par eau avec échangeurs multitubulaires. Raccordement du condenseur et dépannages spécifiques à ce type de matériel.
- *Etape 17 :* Centrale à eau glacée à condensation par eau de puits. Problèmes divers liés à ce type d'installation.
- *Etape 18 :* Centrale à eau glacée à condensation par air. Problèmes frigorifiques divers.
- *Etapes 19 et 20 :* Centrale à eau glacée à condensation par eau avec tour de refroidissement ouverte. Fonctionnement de la tour et bases de la psychrométrie. Régulation de la tour et problèmes spécifiques à ce type de matériel.
- *Etape 21 :* Centrale à eau glacée à condensation par eau avec tour de refroidissement fermée. Problèmes divers liés à ce type d'installation.

Un réalisme saisissant, des animations graphiques sophistiquées, une très grande simplicité d'utilisation, un fonctionnement interactif et une progressivité pédagogique très étudiée sont les points forts de ce tout nouveau logiciel, idéal pour acquérir une complète maîtrise des systèmes de froid ou de climatisation utilisant de l'eau.

Kotza International

CD de démonstration absolument gratuit sur simple demande :

www.kotza.com

VANNES DE RÉGULATION 3 VOIES : GÉNÉRALITÉS

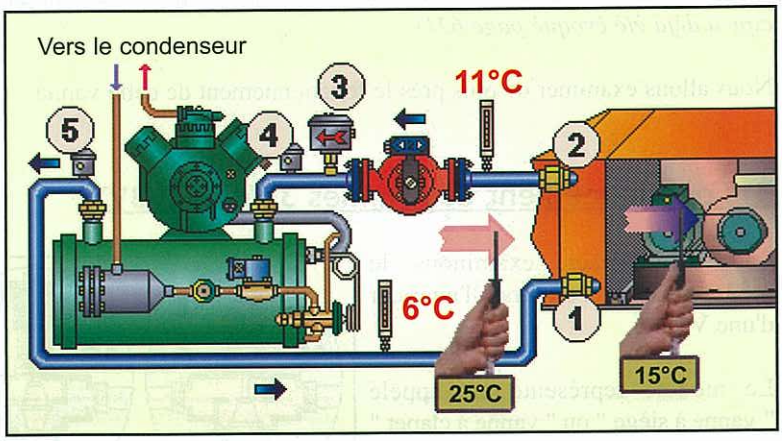
Nous avons déjà longuement parlé des groupes de production d'eau glacée du point de vue frigorifique, électrique et hydraulique. A présent, nous allons examiner les différentes façons d'utiliser l'eau glacée ainsi produite.

A) Le rôle des vannes 3 voies.

Pour commencer, examinons le petit groupe ci-dessous qui alimente en eau glacée la batterie froide d'une centrale de traitement d'air.

L'eau produite par le groupe pénètre dans la batterie froide à 6°C (**repère 1**) et en ressort à 11°C (**repère 2**).

L'air qui traverse la batterie froide est refroidi, par exemple de 25 à 15°C, avant d'être distribué dans les locaux climatisés par le ventilateur de la centrale.



Notez que l'air traverse la batterie de la gauche vers la droite alors de l'eau circule de la droite vers la gauche : ce n'est pas par hasard. En effet, nous avons vu à maintes reprises qu'un montage à contre-courant permet d'améliorer très sensiblement l'échange de chaleur.

Notez sur le groupe d'eau glacée la présence d'éléments déjà étudiés précédemment :

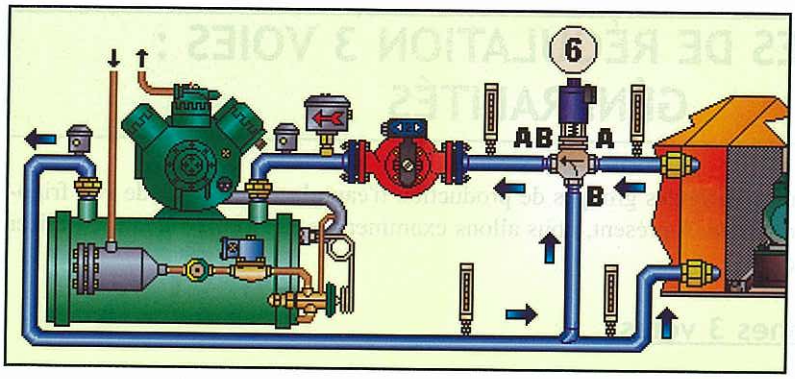
- Un flow-switch (**repère 3**) dont le rôle est d'arrêter le compresseur si le débit d'eau devient trop faible pour irriguer convenablement l'évaporateur.
- Le thermostat de régulation (**repère 4**) qui commande les mises en route et les arrêts du compresseur en fonction de la température de retour de l'eau glacée.
- Le thermostat antigel (**repère 5**) qui coupe le compresseur si la température de sortie d'eau glacée diminue dangereusement.

On retrouve également sur ce schéma quelques principes fondamentaux déjà commentés :

- La pompe pousse dans l'évaporateur pour faciliter l'évacuation d'éventuelles poches d'air.
- L'eau la plus chaude pénètre dans l'évaporateur du coté de la sortie des vapeurs de fluide frigorigène afin d'optimiser la zone de surchauffe.

Le vase d'expansion n'est pas représenté volontairement afin de ne pas trop encombrer les schémas.

Avec ce montage, toute la puissance frigorifique est intégralement transmise à l'air. Si cela peut convenir pour des températures extérieures très élevées, il n'en est pas de même lorsque les besoins en froid vont diminuer dans les locaux…



Il est donc impératif de disposer d'un moyen de régulation de la puissance frigorifique de la batterie froide en fonction des besoins en froid.

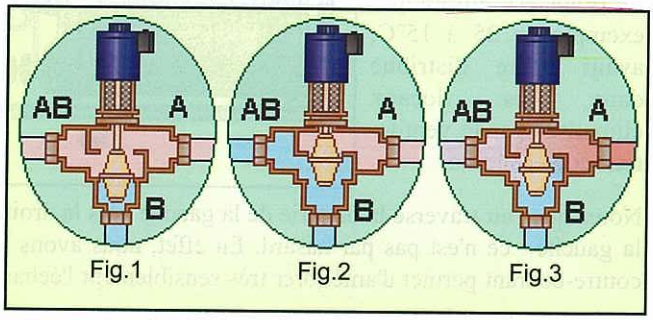
C'est précisément le rôle de la vanne 3 voies (**repère 6**).

Commandée par une sonde qui mesure la température dans les locaux climatisés, la V3V régule la puissance de la batterie froide entre 0 et 100% proportionnellement aux besoins en froid (*le principe a déjà été évoqué page 621).*

Nous allons examiner de plus près le fonctionnement de cette vanne.

B) Fonctionnement des Vannes 3 Voies (V3V).

Pour commencer, examinons le schéma ci-contre, montrant l'intérieur d'une V3V.



Le modèle représenté est appelé " vanne à siège " ou " vanne à clapet " ou encore " vanne à soupape " (nous verrons un autre type de vanne un peu plus tard). D'une façon plus générale, ce type de vanne s'appelle également " vanne mélangeuse ". Nous en comprendrons bientôt la raison.

Comme son nom l'indique, la V3V est équipée de 3 voies fréquemment appelées **A**, **B** et **AB**.

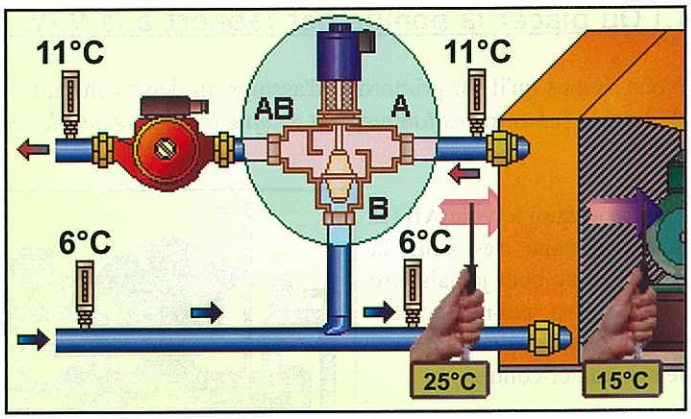
Notez que la voie **B** est connue sous le nom de " voie de by-pass " et la voie **AB** sous le nom de " voie commune " (en fait, la voie **AB** est la seule qui ne peut jamais être fermée).

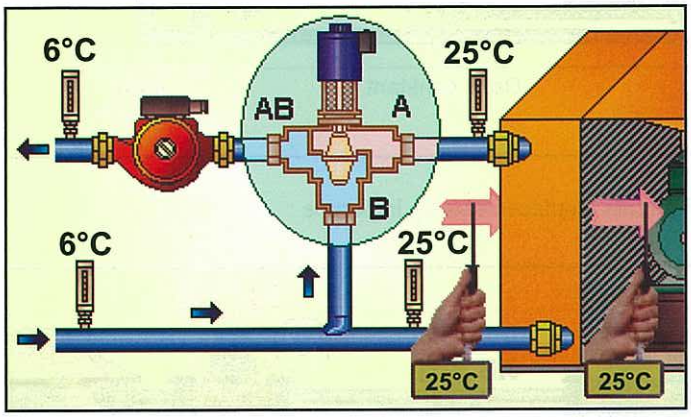
- **Figure 1** : Le clapet de la vanne est fermé sur la voie **B**. A ce moment, tout le débit d'eau passe de **A** vers **AB** et la batterie froide donne alors sa puissance maximum (voir également le schéma de l'installation en haut de cette page).
- **Figure 2** : Le clapet de la vanne est fermé sur la voie **A**. Tout le débit d'eau passe alors de **B** vers **AB**. Attendu qu'il n'y a plus aucun débit dans la batterie, sa puissance frigorifique est nulle.
- **Figure 3** : Le clapet est en position intermédiaire. L'eau "réchauffée" qui arrive par **A** se mélange donc avec l'eau plus froide qui arrive par **B**. On comprend aisément que plus le clapet sera fermé sur **B** et plus la puissance de la batterie froide sera importante.

Pour mieux comprendre le fonctionnement, analysons celui-ci de plus près…

La vanne étant fermée sur **B**, tout le débit d'eau à 6°C qui arrive de l'évaporateur traverse la batterie froide en se réchauffant jusqu'à 11°C. Simultanément, l'air à 25°C qui traverse la batterie se refroidit par exemple jusqu'à 15°C.

La batterie froide donne alors sa puissance maximum et c'est de l'eau réchauffée à 11°C qui retourne vers l'évaporateur.





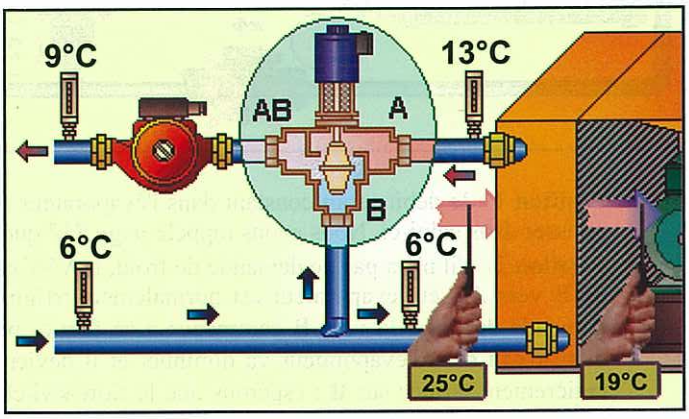
La vanne est fermée sur **A**. L'eau à 6°C ne pouvant plus traverser la batterie froide, elle retourne à l'évaporateur à 6°C (le thermostat de régulation placé sur l'entrée d'eau va donc arrêter le compresseur).

Si l'air arrive à 25°C sur la batterie froide il en ressort à la même température puisque la batterie n'est plus du tout irriguée.

L'eau restant immobile dans la batterie, sa température va rapidement s'équilibrer avec la température de l'air à 25°C.

La vanne étant en position intermédiaire, une partie de l'eau à 6°C peut passer de **B** vers **AB** tandis que l'autre partie traverse la batterie froide, se réchauffe au contact de l'air et arrive sur la voie **A** par exemple à 13°C.

Bien sûr, la puissance de la batterie sera d'autant plus importante que le débit d'eau à 6°C qui la traverse sera important.



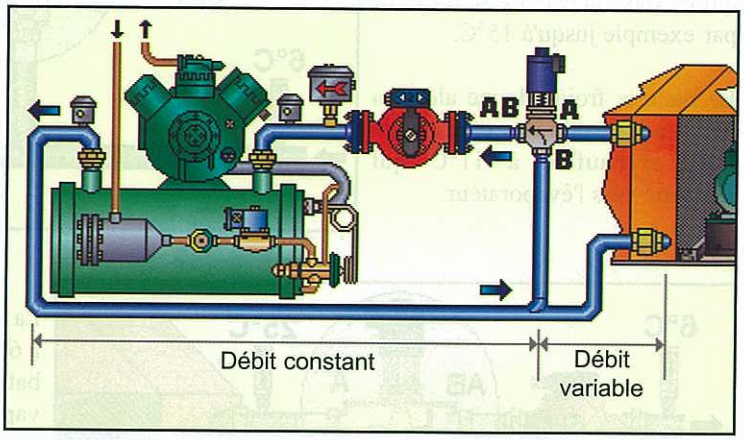
L'eau à 13°C arrivant par **A** se mélange dans la vanne avec l'eau à 6°C qui arrive par **B**. La température du mélange dépend des débits respectifs arrivant en **A** et en **B** (dans l'exemple, l'eau retourne à l'évaporateur à 9°C).

Ainsi, la vanne peut réguler la puissance de la batterie froide entre 0% (vanne fermée sur A) et 100% (vanne fermée sur B).

C) Où placer la pompe par rapport à la V3V ?

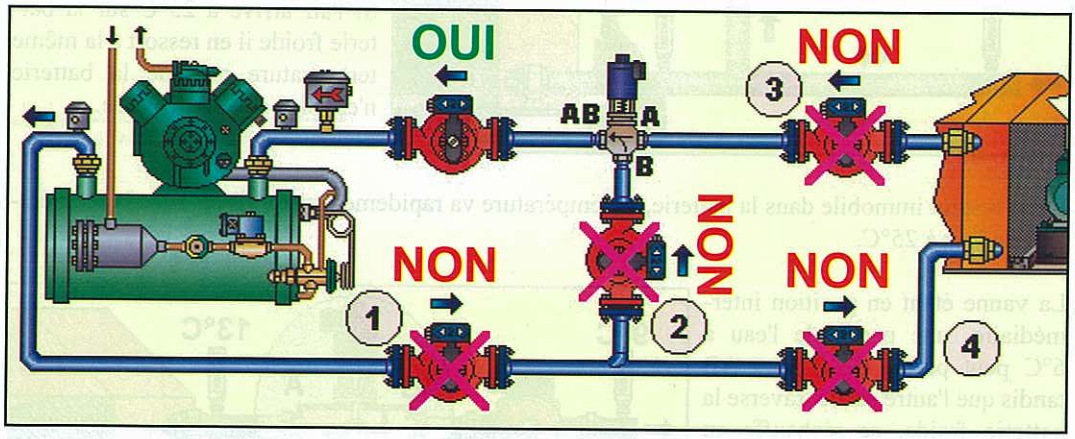
Nous savons qu'il est primordial d'assurer un débit constant dans l'évaporateur d'un refroidisseur de liquide (*nous avons longuement évoqué les problèmes de manque de débit d'eau des pages 580 à 596).*

C'est pourquoi la voie **AB** (la voie commune, c'est à dire la seule qui ne peut jamais être fermée) est connectée sur l'aspiration de la pompe dans le schéma ci-contre.



Ainsi, le débit est constant coté évaporateur (c'est une obligation technologique) et variable coté batterie (ce qui permet de réguler sa puissance).

A présent, examinons ci-dessous différents emplacements de la pompe :

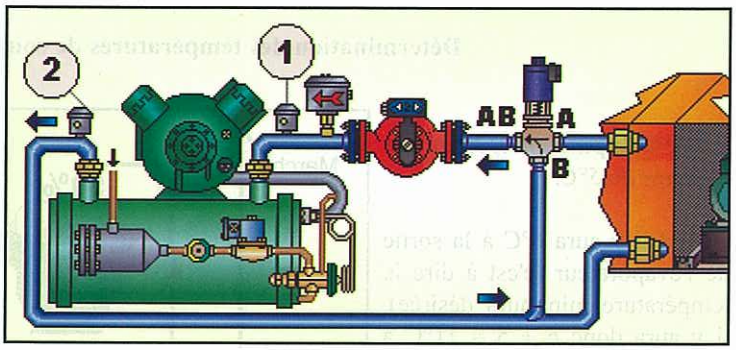


- **Position 1** : le débit serait constant dans l'évaporateur mais la pompe aspirerait au lieu de pousser dans celui-ci. Nous avons rappelé *page 717* que c'était déconseillé.
- **Position 2** : s'il n'y a pas de demande de froid, la V3V est fermée sur **A**. L'eau circule alors de **B** vers **AB** et l'évaporateur est normalement irrigué. Mais, dès que la V3V passe en demande de froid, la voie **B** commence à se fermer progressivement. Simultanément, le débit d'eau dans l'évaporateur va diminuer et il deviendra même nul quand la V3V sera entièrement fermée sur **B** : espérons que le flow-switch est bien réglé sinon c'est la casse assurée ! Au passage, rappelons qu'il n'est pas recommandé de laisser une vanne fermée sur le refoulement d'un circulateur plus d'une dizaine de minutes (*voir page 682*).
- **Position 3** : Si la vanne est en pleine demande de froid (donc fermée sur la voie **B**), l'eau peut circuler de **A** vers **AB** et l'évaporateur est correctement irrigué. Par contre, dès que les besoins en froid vont diminuer, la voie **A** va commencer à se fermer progressivement et on retrouve les mêmes conséquences qu'en position 2.
- **Position 4** : on retrouve exactement les mêmes problèmes qu'en position 3.

D) Comment réguler le compresseur et la vanne 3 voies ?

Il est très important de bien comprendre qu'il y a en fait 2 boucles de régulation absolument différentes, l'une qui commande le compresseur en fonction de la température de l'eau glacée et l'autre qui commande la position de la vanne en fonction de la température dans les locaux climatisés. **Nous allons commencer par examiner la régulation du compresseur.**

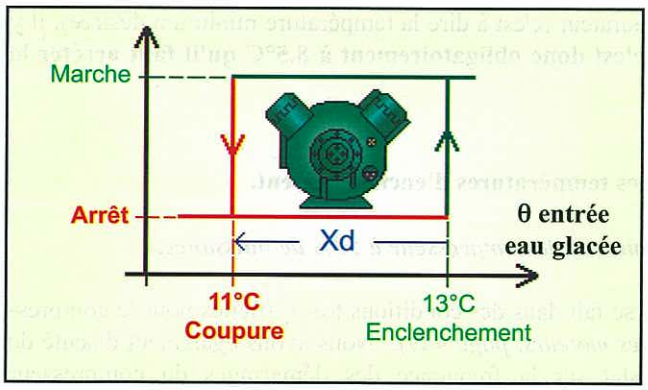
Dans les systèmes classiques, le thermostat qui commande le compresseur est placé sur l'entrée de l'eau glacée dans l'évaporateur (**repère 1**).



S'il s'agit d'un compresseur à 1 seul étage de puissance et qu'on souhaite obtenir de l'eau glacée à 6°C, comment faut-il régler ce thermostat ?

Premièrement, n'oublions pas que le thermostat antigel (**repère 2** ci-dessus) coupe en sécurité si la température à son bulbe atteint environ 3 à 4°C.

De plus, nous savons que le $\Delta\theta$ sur l'eau avec ce type de matériel est généralement de 5°C. Enfin, quand le compresseur fonctionne, l'eau glacée doit sortir de l'évaporateur *au minimum* à 5 ou 6°C.

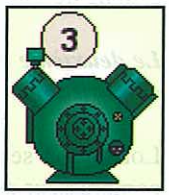


Quand l'eau sortira de l'évaporateur à 6°C, elle y entrera à 6 + $\Delta\theta$ de 5°C = 11°C. C'est donc obligatoirement à cette température que le thermostat placé à l'entrée de l'évaporateur doit couper le compresseur.

Notez que si le thermostat était réglé à 6°C, la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur serait alors de 6 - $\Delta\theta$ de 5°C = 1°C, ce qui n'est pas concevable !

Afin de ne pas risquer de faire court-cycler le compresseur, le différentiel du thermostat ne doit pas être trop petit. Dans l'exemple, le différentiel Xd est réglé à 2°C et le compresseur enclenchera quand l'eau glacée reviendra à l'évaporateur à 13°C.

EXERCICE 1



S'il s'agissait d'un compresseur à 2 étages de puissance (100 et 50% par l'intermédiaire d'une électrovanne éliminant l'une des 2 culasses, **repère 3**), comment régleriez-vous chacun des 2 étages du thermostat de régulation ?

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 1

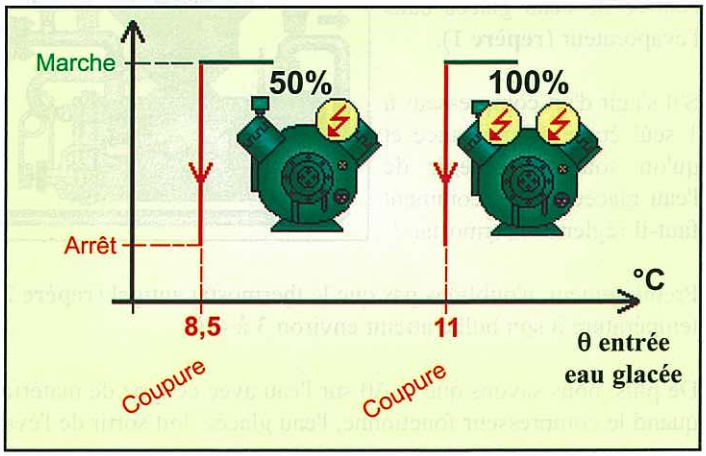
Il est impératif de commencer par définir la température de coupure de chaque étage afin que l'eau à la sortie de l'évaporateur ne puisse en aucun cas descendre en dessous des 6°C désirés.

Détermination des températures de coupure.

A 100% de puissance, le Δθ sur l'eau est de 5°C.

Quand il y aura 6°C à la sortie de l'évaporateur (c'est à dire la température minimum désirée), il y aura donc 6 + 5 = 11°C à l'entrée : **c'est donc obligatoirement à 11°C qu'il faut couper le second étage.**

A 50% de puissance, le Δθ sur l'eau sera de 5 / 2 = 2,5°C.



Quand il y aura 6°C à la sortie de l'évaporateur (c'est à dire la température minimum désirée), il y aura donc 6 + 2,5 = 8,5°C à l'entrée : **c'est donc obligatoirement à 8,5°C qu'il faut arrêter le compresseur.**

Détermination des températures d'enclenchement.

Le premier étage du thermostat fait démarrer le compresseur à 50% de puissance.

Or, nous savons que chaque démarrage se fait dans des conditions très difficiles pour le compresseur (*voir : problèmes du démarrage des moteurs, page 449*). Nous avons également discuté de l'influence du différentiel du thermostat sur la fréquence des démarrages du compresseur (*voir : problème des courts-cycles, page 212).*

C'est pourquoi le différentiel Xd1 du 1er étage ne doit pas être trop petit.

Dans notre exemple, nous le réglons à 1,5°C, ce qui fera enclencher le compresseur à 50% de sa puissance quand la température de l'eau glacée à l'entrée de l'évaporateur sera de 10°C (*voir graphe de fonctionnement page ci-contre).*

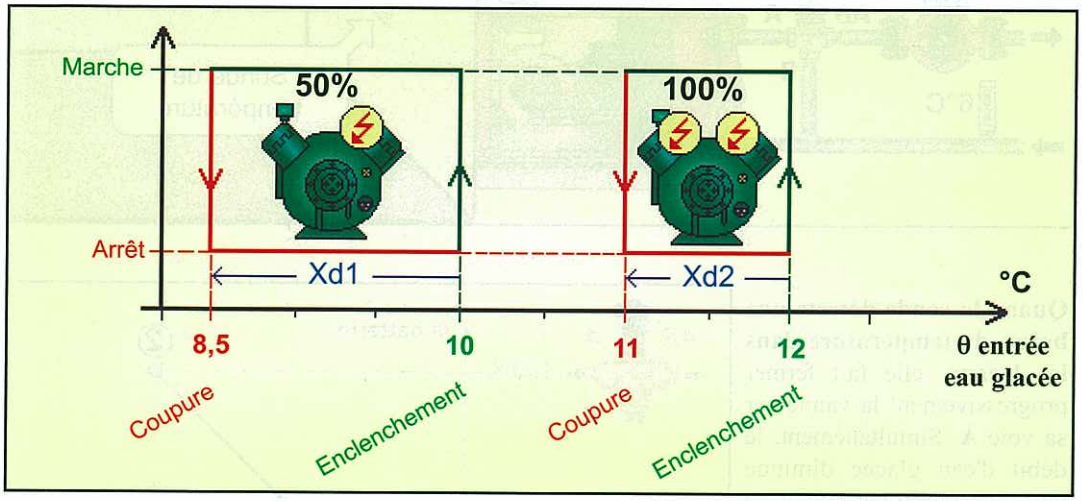
Le deuxième étage du thermostat remet une culasse en service et le compresseur passe à 100% de puissance.

Lorsque la seconde culasse est remise en service, l'à-coup mécanique est très réduit puisque le compresseur est déjà en train de tourner…

Pour la même raison, il n'y a pratiquement pas de surintensité au moment de l'activation de la culasse (bien sûr, l'intensité absorbée augmente puisque la puissance fournie par le compresseur augmente, mais cela se passe en douceur).

C'est pourquoi le différentiel Xd2 du second étage peut être réglé plus petit.

Dans notre exemple, nous le réglons à 1°C, ce qui fera passer le compresseur à 100% de sa puissance quand la température de l'eau glacée à l'entrée de l'évaporateur atteindra 12°C (schéma ci-dessous).



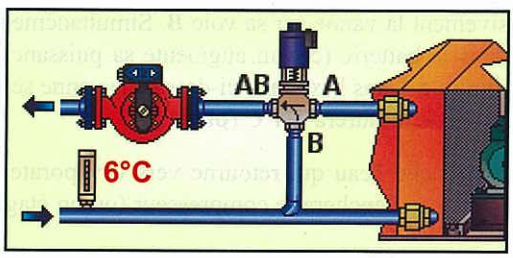
Notez que s'il y avait davantage d'étages, on pourrait appliquer exactement les mêmes principes pour définir les valeurs de réglage.

Rajoutons que la détermination de ces valeurs de coupure et d'enclenchement n'a de sens que si chaque étage est réglable séparément.

Pour terminer, rajoutons que sur les groupes d'eau glacée modernes, l'utilisateur n'a qu'à afficher la température d'eau glacée désirée et c'est l'automate de commande qui se charge intégralement de la régulation.

EXERCICE 2

Maintenant que nous savons un peu mieux comment est régulé le compresseur, intéressons-nous de plus près à la V3V.

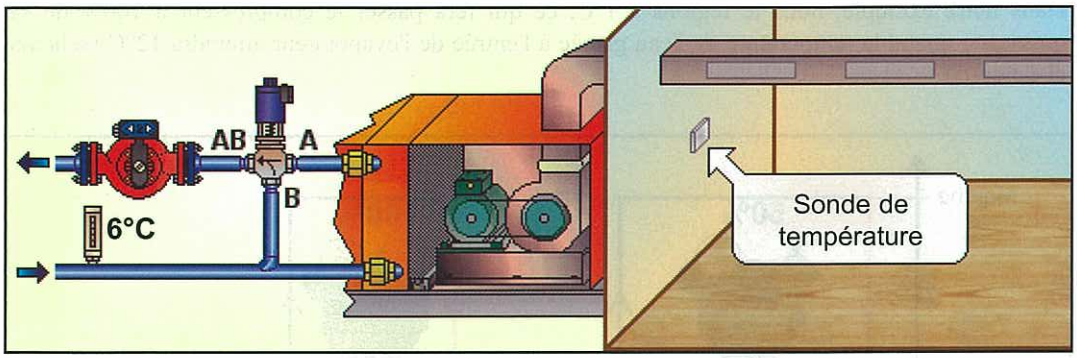


A quel endroit placeriez-vous la sonde de température qui régule cette vanne ?

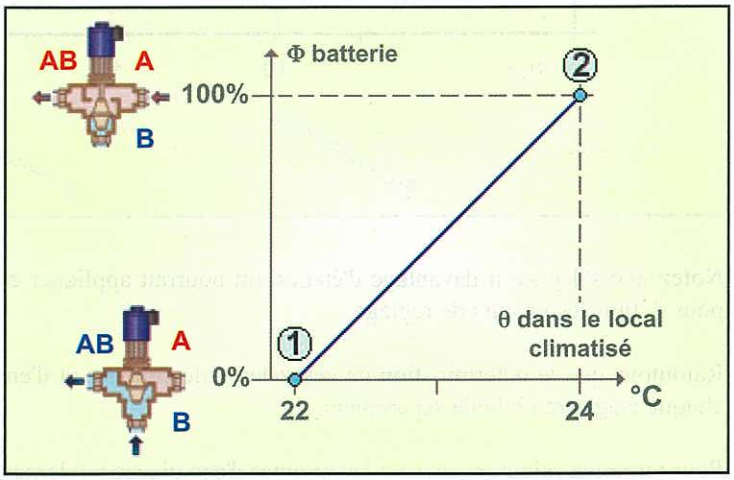
Solution page suivante...

Correction de l'exercice 2

L'objectif de cette installation est d'assurer la température désirée dans les locaux climatisés. La sonde qui commande la vanne (par l'intermédiaire d'un régulateur) doit donc se trouver dans les locaux (ou encore mieux, dans la reprise d'air des locaux).



Quand la sonde détecte une baisse de température dans les locaux, elle fait fermer progressivement la vanne sur sa voie **A**. Simultanément, le débit d'eau glacée diminue dans la batterie (sa puissance Φ diminue donc également) et la température de l'air soufflé dans les locaux augmente. Dans l'exemple ci-contre, la vanne sera entièrement fermée sur **A** quand la sonde mesurera 22°C (**point 1**).



Comprenez bien qu'au fur et à mesure que la vanne ferme sur **A**, elle s'ouvre simultanément sur **B** et c'est de l'eau plus froide qui retourne vers l'évaporateur. Le thermostat du compresseur étant précisément placé sur ce retour d'eau, il détecte la baisse de température et adapte en conséquence la puissance frigorifique du compresseur.

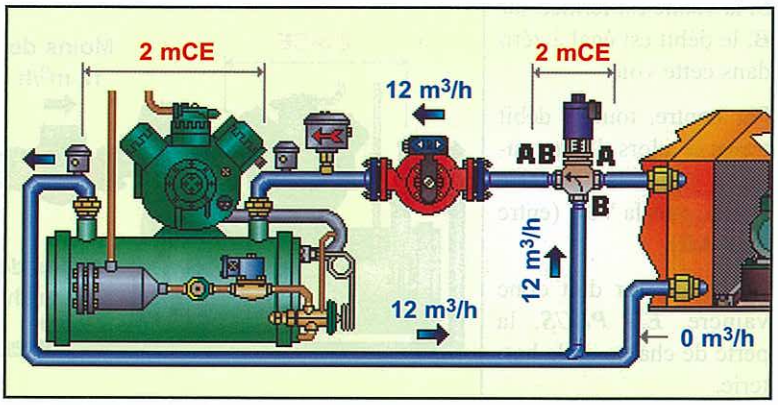
Quand la sonde détecte une augmentation de température dans les locaux, elle ferme progressivement la vanne sur sa voie **B**. Simultanément, la voie **A** s'ouvre, le débit d'eau glacée augmente dans la batterie (ce qui augmente sa puissance) et la température de l'air soufflé dans les locaux diminue. Dans l'exemple ci-dessus, la vanne sera entièrement fermée sur **B** (et ouverte sur **A**) quand la sonde mesurera 24°C (**point 2**).

Notez que l'eau qui retourne vers l'évaporateur sera plus chaude et qu'alors le thermostat d'eau glacée enclenchera le compresseur (ou un étage de puissance).

Alors, ne confondons pas la régulation du compresseur avec celle de la Vanne 3 voies !

EXERCICE 3

La puissance frigorifique du groupe d'eau glacée ci-contre est de 70 kW.

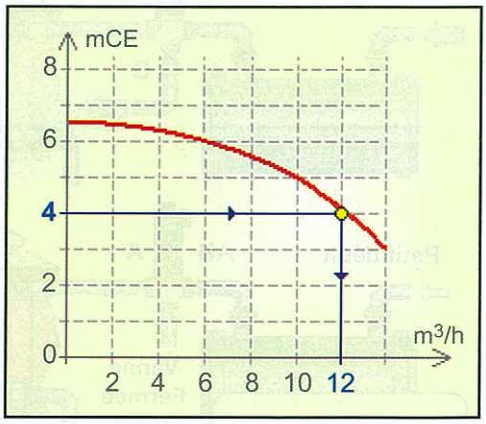


On souhaite obtenir de l'eau glacée à 6/11°C pour alimenter la batterie froide.

Nous avons vu *page 605* qu'avec une puissance frigorifique Φo de 70 kW, le débit d'eau nécessaire au bon fonctionnement avec un Δθ de 5°C est d'environ : Φo / Δθ / 1,16 = 70 / 5 / 1,16 = 12 m³/h.

Dans un soucis de simplification, nous admettrons que les pertes de charge des tuyauteries sont négligeables et que ΔP de l'évaporateur = ΔP de la V3V = 2 mCE.

La température étant satisfaite dans les locaux climatisés, la sonde d'ambiance a fait fermer complètement la V3V sur sa voie **A**. La batterie froide n'est donc plus du tout irriguée et l'intégralité du débit passe de **B** vers **AB**.



notez que le ΔP entre B et AB est égal au ΔP entre A et AB, soit 2 mCE dans l'exemple.

Le circulateur doit donc uniquement vaincre le ΔP de l'évaporateur + le ΔP de la V3V, soit 2 + 2 = 4 mCE.

Sur la courbe du circulateur utilisé, on vérifie bien qu'avec 4 mCE, le débit obtenu est de 12 m³/h, ce qui convient parfaitement.

On se réjouit en pensant que le Δθ sur l'eau sera bien de 5°C et que tous les paramètres de fonctionnement frigorifiques devraient être parfaitement corrects.

Pourtant, ne nous réjouissons pas trop vite !

En effet, *en admettant* que la perte de charge de la batterie froide est également de 2 mCE, que fera le débit dans l'évaporateur quand, la température augmentant dans les locaux climatisés, la V3V se fermera sur sa voie **B** ?

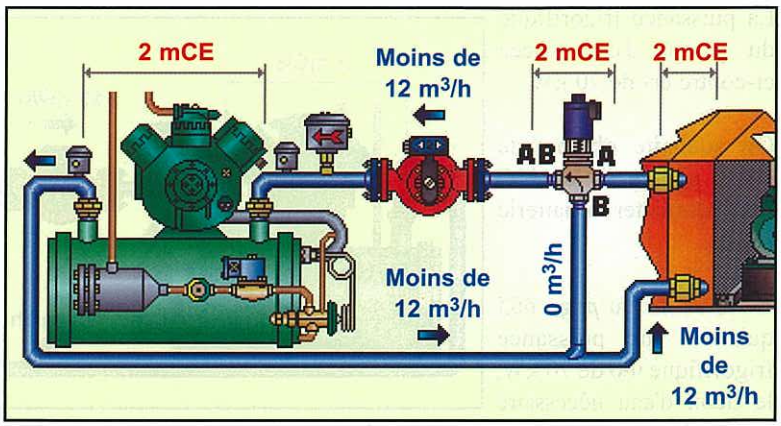
Correction page suivante...

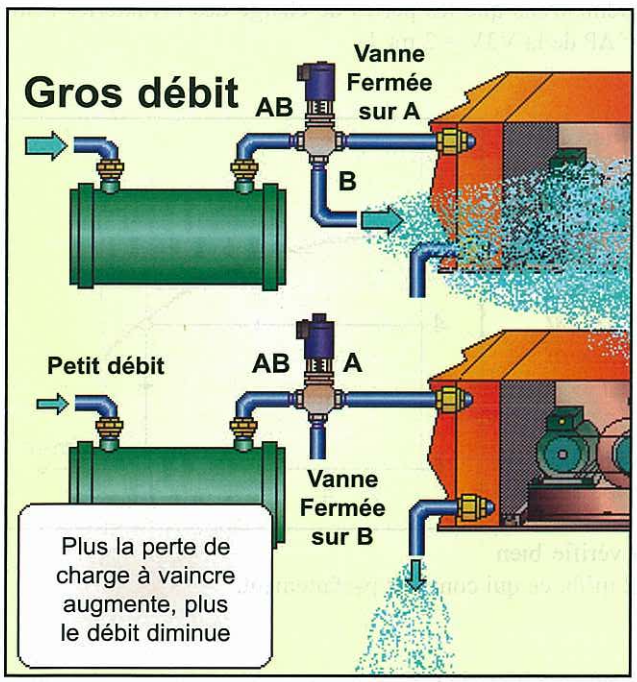
Correction de l'exercice 3

Si la vanne est fermée sur **B**, le débit est égal à zéro dans cette voie.

Par contre, tout le débit traverse alors l'évaporateur, puis la batterie froide, puis la V3V (entre **A** et **AB**).

Le circulateur doit donc vaincre, ***EN PLUS***, la perte de charge de la batterie.





Sans entrer dans des calculs compliqués, nous pouvons comprendre que la perte de charge totale du circuit étant plus importante, la résistance au pas-sage de l'eau va augmenter et le débit va obligatoirement diminuer.

C'est dire que l'évaporateur ne sera plus traversé par 12 m³/h comme précédement, mais par un débit obligatoirement inférieur à cette valeur.

Bien sûr, plus le ΔP de la batterie froide sera élevé et plus la réduction du débit sera importante.

Le circuit frigorifique risque alors de présenter, *de façon plus ou moins prononcée*, tous les symptômes d'un évaporateur " trop petit ", et en particulier un Δθ sur l'eau plus important que la normale.

Il est impératif de respecter un débit sensiblement constant dans l'évaporateur, quelle que soit la position de la vanne 3 voies.

EXERCICE 4

Voyez-vous une solution à ce problème ?

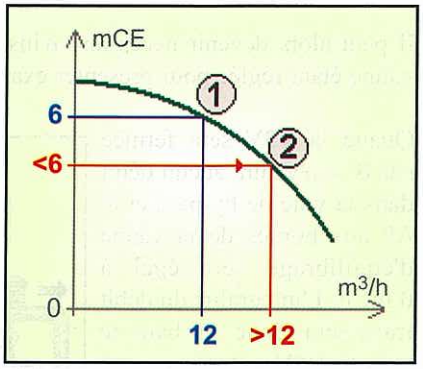
Solution page suivante...

Correction de l'exercice 4

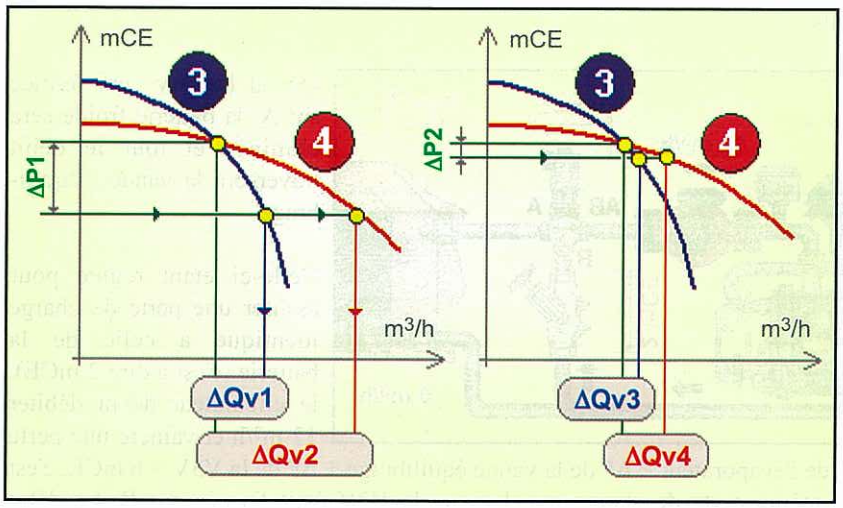
Tout d'abord, il est impératif de respecter le débit désiré pour les conditions de fonctionnement *les plus défavorables,* c'est à dire lorsque la vanne sera fermée sur **B**.

Le circulateur devra fournir un débit de 12 m³/h avec une HMT capable de vaincre le ΔP de l'évaporateur + le ΔP de la batterie + le ΔP de la V3V, c'est à dire 6 mCE (**repère 1**).

Mais alors, lorsque la V3V fermera sur sa voie **A** en éliminant la batterie froide, la perte de charge à vaincre diminuera, ce qui provoquera une augmentation du débit (**repère 2**).



Notez que selon la courbe de la pompe et la variation de la perte de charge, l'augmentation de débit peut être plus ou moins importante.

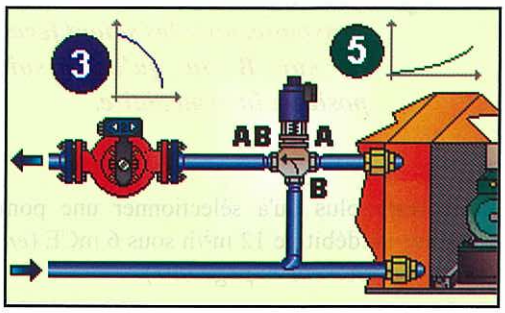


Ainsi, pour une même variation du **ΔP1**, on voit sur le schéma de gauche que la variation de débit **ΔQv1** obtenue avec une pompe à courbe plongeante (**repère 3**) sera beaucoup plus faible que la variation de débit **ΔQv2** obtenue avec une pompe à courbe plutôt plate (**repère 4**).

Pour une variation de perte de charge **ΔP2** *plus faible*, la variation de débit **ΔQv3** obtenue avec la pompe à courbe plongeante (**repère 3**) sera également plus faible que la variation de débit **ΔQv4** obtenue avec la pompe à courbe plate (**repère 4**).

En fait, la variation de débit obtenue peut parfois être sans conséquences vraiment sensibles.

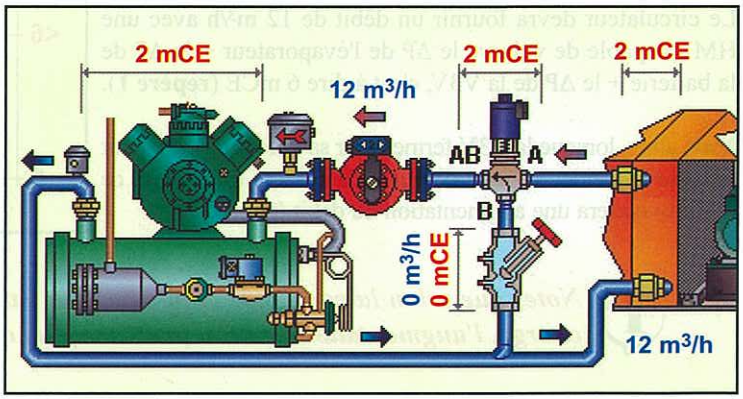
Ce serait le cas avec une pompe à courbe plongeante (**repère 3**) et une batterie présentant une perte de charge plutôt faible (**repère 5**).



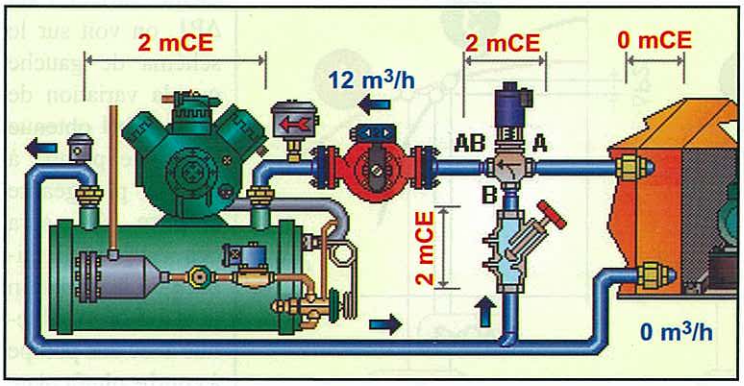
Ainsi, plus la perte de charge de la batterie est élevée et plus la variation de débit d'eau est importante lorsque la vanne change de position.

Il peut alors devenir nécessaire d'installer une vanne d'équilibrage sur la voie de by-pass, cette vanne étant réglée pour présenter exactement la même perte de charge que la batterie.

Quand la V3V sera fermée sur **B**, il n'y aura aucun débit dans la voie de by-pass et le ΔP aux bornes de la vanne d'équilibrage sera égal à 0 mCE. L'intégralité du débit traversera donc la batterie puis la V3V entre ses voies **A** et **AB.**



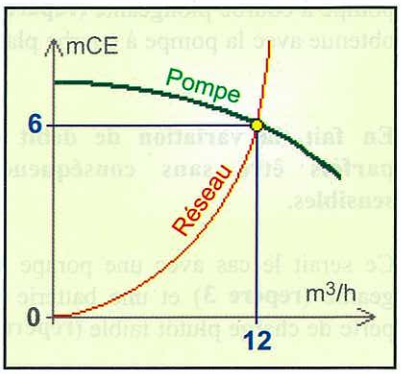
En résumé, le circulateur devra vaincre une perte de charge totale = ΔP de l'évaporateur + ΔP de la batterie + ΔP de la V3V = 6 mCE en assurant un débit de 12 m³/h dans chacun de ces appareils.



Quand la V3V sera fermée sur **A**, la batterie froide sera éliminée et tout le débit traversera la vanne d'équilibrage.

Celle-ci étant réglée pour assurer une perte de charge identique à celle de la batterie (c'est à dire 2 mCE), le circulateur devra débiter 12 m³/h et vaincre une perte de charge totale = ΔP de l'évaporateur + ΔP de la vanne équilibrage + ΔP de la V3V = 6 mCE, c'est à dire exactement la même perte de charge que lorsque la V3V était fermée sur **B**. Le débit restera donc rigoureusement identique, que la vanne soit fermée sur **A** ou sur **B**.

Notez que les V3V sont conçues afin que leur perte de charge reste constante, qu'elles soient fermées sur A, sur B ou qu'elles soient en position intermédiaire.



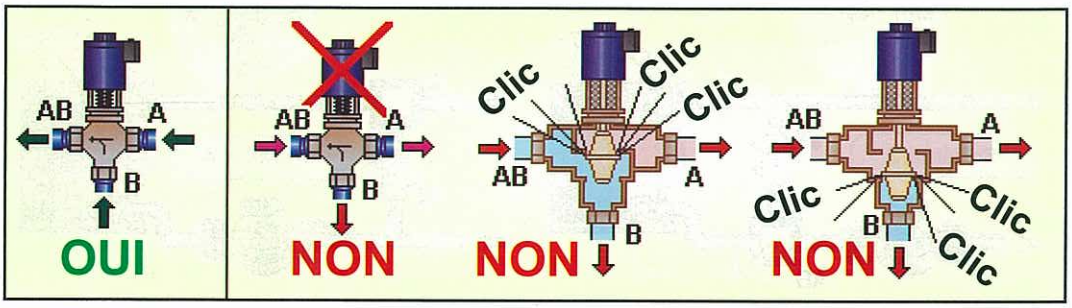
Il ne reste plus qu'à sélectionner une pompe permettant d'assurer un débit de 12 m³/h sous 6 mCE (*en cas de besoin, réviser l'exercice n° 2 page 691*).

MONTAGE DES VANNES 3 VOIES DE RÉGULATION

Après avoir situé la vanne 3 voies à clapet dans son environnement, nous allons compléter nos connaissances sur les différents types de vannes 3 voies et leur montage. Généralement, le sens de passage de l'eau dans les différentes voies d'une V3V est indiqué sur le corps de la vanne.

Avec la plupart des V3V à clapet telle que celle que nous avons utilisé jusqu'à présent, la voie de by-pass **B** doit être une entrée d'eau. En fait, ces vannes possèdent 2 entrées (les voies **A** et **B**) et une sortie (la voie commune **AB**), d'où leur nom de vannes mélangeuses.

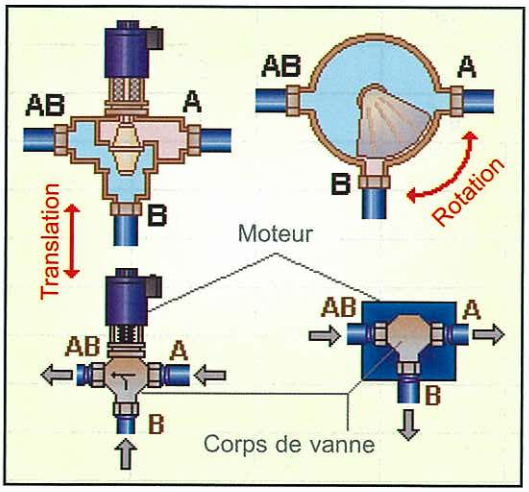
Si la voie **B** était utilisée comme voie de sortie, on obtiendrait une vanne avec 1 entrée (**AB**) et 2 sorties (**A** et **B**). La vanne serait alors utilisée comme diviseuse et, *sauf cas particuliers (voir page 764),* des cliquetis destructeurs risqueraient de se produire quand le clapet s'approcherait d'un siège comme représenté ci-dessous.



Dans tous les cas, il est impératif de respecter scrupuleusement les prescriptions de montage du fabricant de la vanne.

Un autre type de V3V peut se rencontrer, appelé vanne à secteur (ou vanne à disque).

Si le moteur de la vanne à clapet provoque un mouvement vertical de translation pour manœuvrer le clapet de la vanne entre **A** et **B**, le moteur de la vanne à secteur utilise un mouvement de rotation pour effectuer la même manœuvre.

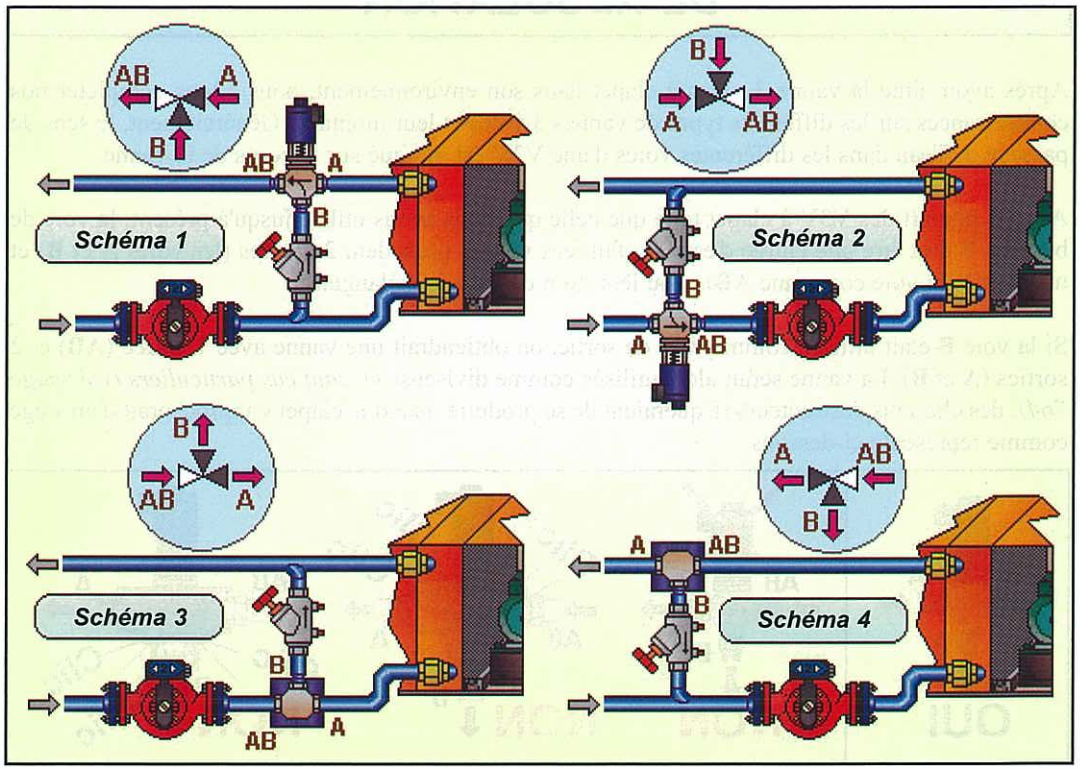


Avec les vannes à secteur, le sens de passage de l'eau dans les différentes voies n'est généralement pas impératif. C'est pourquoi, alors que les vannes à clapet sont utilisées pour effectuer un mélange d'eau (2 entrées et 1 sortie), celles à secteur sont plutôt utilisées pour effectuer une répartition de l'eau (1 entrée et 2 sorties).

Cela explique que les V3V à secteur sont aussi appelées vannes diviseuses alors que celles à clapet sont des vannes mélangeuses.

Bien qu'étant moins chères, les V3V à secteur sont davantage utilisées en chauffage qu'en climatisation car leurs caractéristiques de régulation sont généralement moins performantes.

Vous pouvez observer ci-dessous les 4 montages principaux que l'on est susceptible de rencontrer selon le type de vanne et le fonctionnement désiré.



Comprenez bien ces 4 schémas (les symboles inscrits dans les cercles bleus devraient vous y aider) puis complétez la grille d'analyse ci-dessous en cochant les cases exactes (3 cases sont déjà pré-remplies).

	Schéma 1	Schéma 2	Schéma 3	Schéma 4
Vanne mélangeuse	✔			
Vanne diviseuse			✔	
Vanne à clapet	✔			
Vanne à secteur				
Vanne montée sur l'entrée de la batterie				
Vanne montée sur la sortie de la batterie				
Débit d'eau constant dans la batterie				
Débit d'eau variable dans la batterie				
θ de l'eau constante à l'entrée de la batterie				
θ de l'eau variable à l'entrée de la batterie				

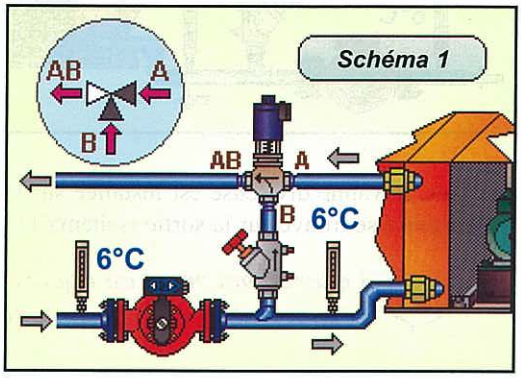
Correction pages suivantes...

Correction de l'exercice 1

Schéma 1 : c'est le montage que nous avons utilisé jusqu'à présent. Il s'agit d'une V3V à clapet, donc de type mélangeuse (du reste il y a 2 entrées et une sortie). Rappelez-vous que la voie de by-pass **B** doit obligatoirement être une entrée sauf prescription particulière du fabricant.

La vanne est placée sur la sortie de la batterie froide (nous avons vu que l'air et l'eau circulent à contre courant afin d'améliorer l'échange thermique).

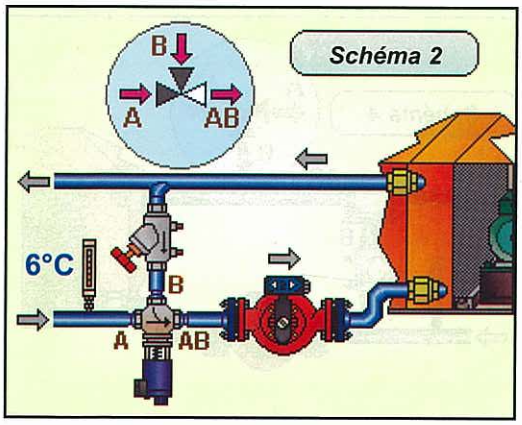
Le débit est variable dans la batterie puisque si la vanne est fermée sur sa voie **A** il n'y a plus aucun débit qui la traverse.



Dès que la vanne commence à ouvrir sur sa voie A, c'est de l'eau à 6°C qui pénètre dans la batterie. Au fur et à mesure de l'ouverture de la vanne, la température de l'eau à l'entrée de la batterie reste constante à 6°C.

Ce montage est fréquemment appelé montage en décharge inversée (température constante et débit variable coté batterie).

Schéma 2 : il s'agit d'une V3V mélangeuse à clapet, exactement comme dans le montage précédent, mais cette fois ci la vanne se trouve sur l'entrée de la batterie (*au lieu d'être sur la sortie, comme dans le schéma 1).*



Quelle que soit la position de la vanne, la pompe assure un débit constant dans la batterie (*alors que le débit est variable dans le schéma 1).*

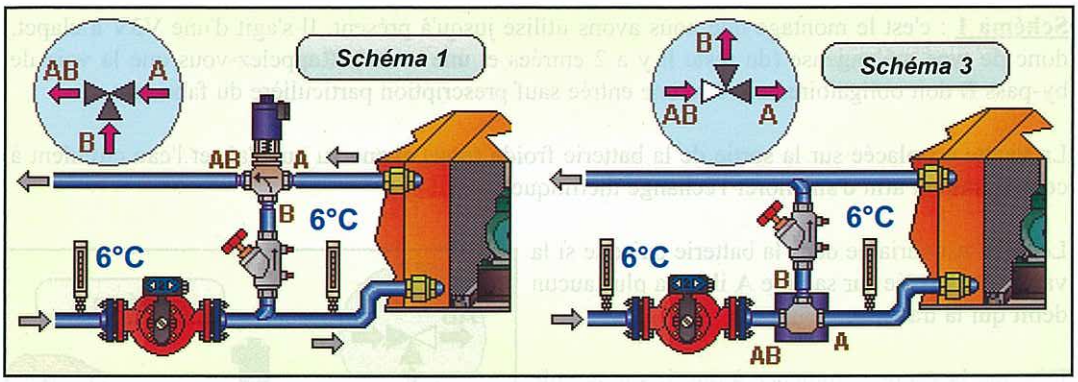
Si la vanne est fermée sur **A**, l'eau à 6°C ne peut absolument plus arriver dans la batterie. L'eau circule alors en boucle dans la batterie, la vanne d'équilibrage et la V3V. Sa température va donc s'équilibrer avec la température de l'air qui arrive sur la batterie, par exemple 20°C.

Dès que la V3V va commencer à ouvrir, l'eau à 6°C pénétrant par la voie **A** va se mélanger avec l'eau à 20°C arrivant par la voie **B** et la température de l'eau à l'entrée de la batterie va diminuer par exemple jusqu'à 18°C. Cette température ne sera de 6°C que lorsque la V3V sera entièrement fermée sur **B**.

Avec ce montage, la température de l'eau à l'entrée de la batterie varie donc en fonction de la position de la vanne (*alors que c'est le débit qui varie dans le schéma 1*).

Ce montage est généralement appelé montage en mélange (température variable et débit constant coté batterie).

Schéma 3 : La principale différence avec le schéma 1 est due au fait que la voie de by-pass est une sortie sur le schéma 3 (vanne diviseuse) alors que c'est une entrée sur le schéma 1.

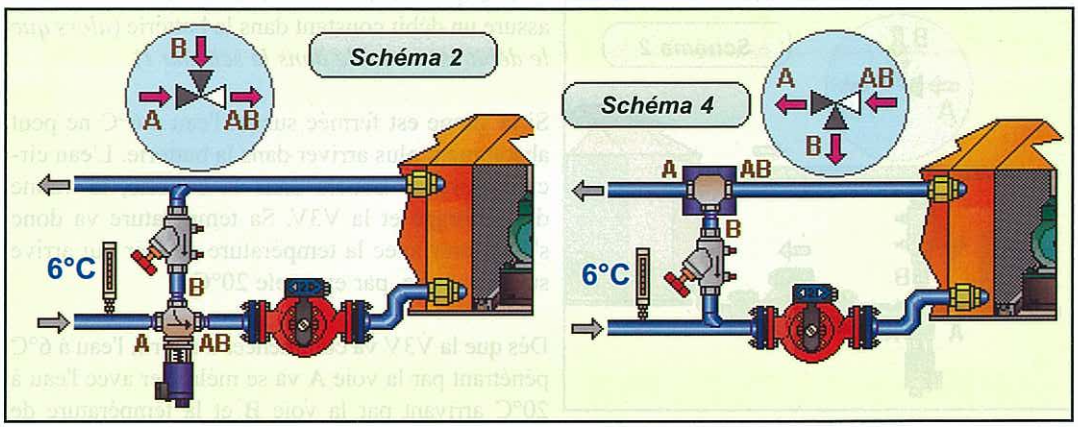


De plus, la vanne diviseuse est installée sur l'entrée de la batterie (schéma 3) alors que la vanne mélangeuse se trouve sur la sortie (schéma 1)

Le fonctionnement est rigoureusement identique à celui du schéma 1 : la température est constante et le débit est variable dans la batterie.

Si le schéma 1 est appelé montage en décharge inversée, le schéma 3 s'appelle généralement montage en décharge.

Schéma 4 : Comme ci-dessus, la principale différence provient au fait que la voie de by-pass est une sortie sur le schéma 4 (vanne diviseuse) alors que c'est une entrée sur le schéma 2.

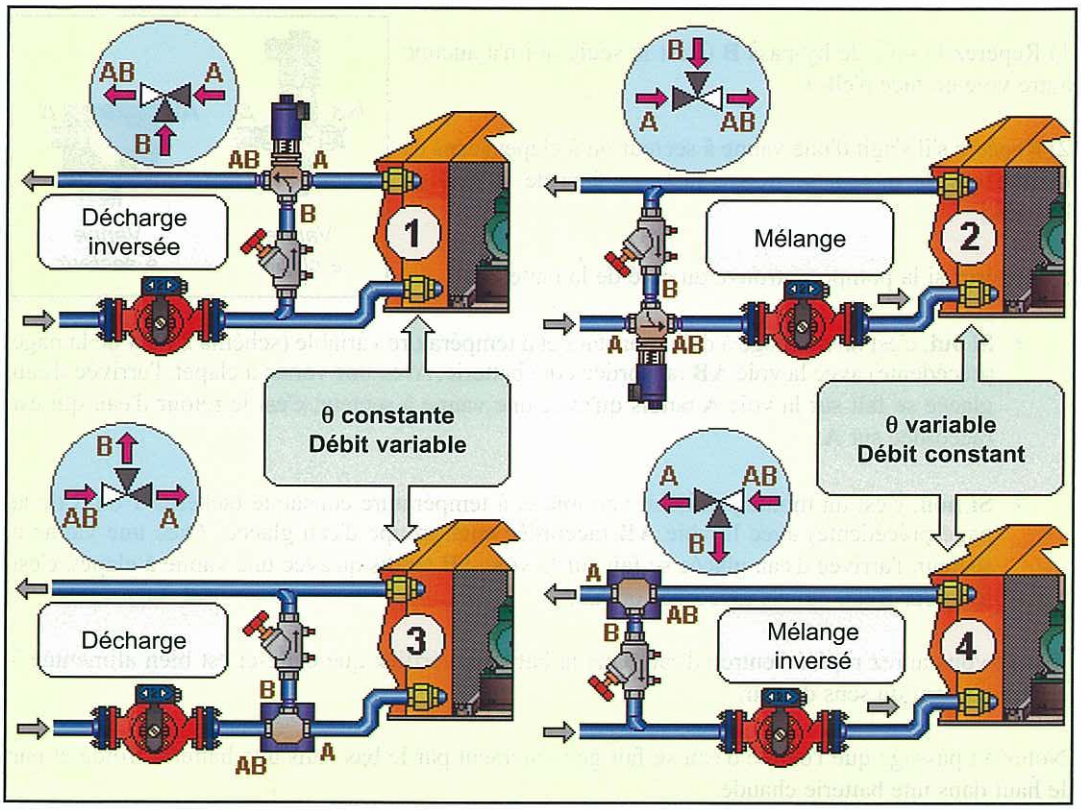


Cette fois ci, La vanne diviseuse est installée sur la sortie de la batterie (schéma 4) alors que la vanne mélangeuse se trouve sur l'entrée (schéma 2)

Le fonctionnement est rigoureusement identique à celui du schéma 2 : le débit est constant et la température est variable dans la batterie.

Si le schéma 2 est appelé montage en mélange, le schéma 4 s'appelle souvent montage en mélange inversé.

Nous avons résumé ci-dessous les 4 montages que nous venons de commenter :



Et voici le corrigé de la grille proposée page 730 :

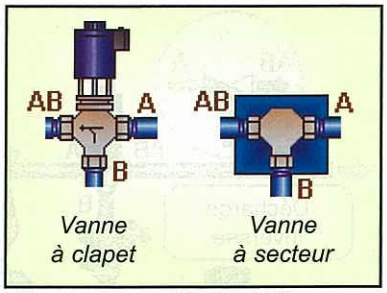
	Schéma 1	Schéma 2	Schéma 3	Schéma 4
Vanne mélangeuse	✔	✔		
Vanne diviseuse			✔	✔
Vanne à clapet	✔	✔		
Vanne à secteur			✔	✔
Vanne montée sur l'entrée de la batterie		✔	✔	
Vanne montée sur la sortie de la batterie	✔			✔
Débit d'eau constant dans la batterie		✔		✔
Débit d'eau variable dans la batterie	✔		✔	
θ de l'eau constante à l'entrée de la batterie	✔		✔	
θ de l'eau variable à l'entrée de la batterie		✔		✔

Avec un peu d'habitude, il est assez rapide et facile de reconnaître le montage d'une V3V sur le chantier :

1) Repérez la voie de by-pass **B** (c'est la seule qui n'a aucune autre voie en face d'elle).

2) Repérez s'il s'agit d'une vanne à secteur ou à clapet (dans ce dernier cas, le moteur se trouve juste en face de la voie de by-pass).

3) Repérez si la pompe se trouve du coté de la batterie :



- **Si oui**, c'est un montage à débit constant et à température variable (schéma 2 ou 4 de la page précédente) avec la voie **AB** raccordée coté batterie. Avec une vanne à clapet, l'arrivée d'eau glacée se fait sur la voie **A** tandis qu'avec une vanne à secteur, c'est le retour d'eau qui est raccordée sur **A**.

- **Si non**, c'est un montage à débit variable et à température constante (schéma 1 ou 3 de la page précédente) avec la voie **AB** raccordée coté groupe d'eau glacée. Avec une vanne à secteur, l'arrivée d'eau glacée se fait sur la voie **AB** tandis qu'avec une vanne à clapet, c'est le retour d'eau qui est raccordé sur **AB**.

Quand vous aurez repéré l'entrée d'eau dans la batterie, vérifiez que celle-ci est bien alimentée à contre-courant du sens de l'air.

Notez au passage que l'entrée d'eau se fait généralement par le bas dans une batterie froide et par le haut dans une batterie chaude.

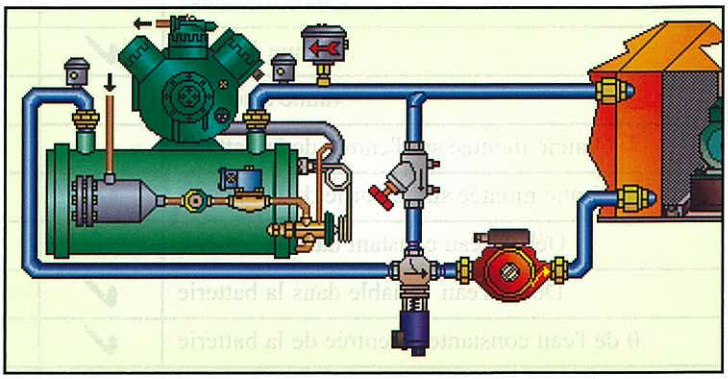
Savoir détecter une erreur de montage rend très souvent service lors d'une première mise en service ou d'un dépannage difficile.

EXERCICE 2

Nous venons d'étudier les 4 montages fondamentaux des vannes 3 Voies.

Observez bien le schéma de l'installation ci-contre. Reconnaissez-vous ce montage ?

Selon vous, cette installation va-t-elle fonctionner correctement ?



Correction page suivante...

Correction de l'exercice 2

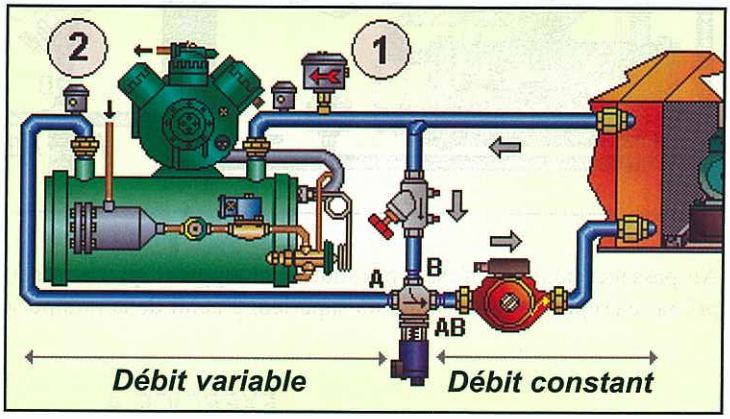
Il s'agit d'une vanne à clapet. La pompe étant montée coté batterie, le débit est constant et la température variable dans celle-ci. La V3V est donc montée en mélange sur la batterie froide.

Au passage, notez que l'entrée d'eau dans la batterie froide se fait bien par le bas et que la batterie est bien montée à contre courrant du sens de l'air.

Quand les locaux climatisés seront en pleine demande de froid, la V3V sera fermée sur sa voie **B**. Tout le débit traversera donc la batterie, l'évaporateur et la V3V entre **A** et **AB** : tout fonctionnera correctement.

Mais, dès que les besoins en froid deviendront moins importants, la sonde d'ambiance demandera à la vanne de fermer sur **A** (et donc d'ouvrir sur **B**).

Si la vanne d'équilibrage est bien réglée (c'est à dire avec une perte de charge identique à celle de l'évaporateur), le débit du circulateur restera rigoureusement constant dans la batterie.



Mais, si de l'eau circule dans la V3V de **B** vers **AB** c'est dire que le débit diminue de **A** vers **AB** et donc qu'il est variable coté évaporateur !

A la limite, s'il n'y a plus du tout de demande de froid dans les locaux climatisés, la vanne sera entièrement fermée sur sa voie **A** et *le débit d'eau dans l'évaporateur sera égal à zéro !*

Si le flow switch (repère 1) ou le thermostat antigel (repère 2) ne coupent pas le compresseur, les tubes de l'évaporateur vont très rapidement prendre en glace et c'est la casse assurée ! Cette installation ne peut donc absolument pas fonctionner.

Rappelons une nouvelle fois qu'il est impératif d'assurer un débit d'eau constant dans l'évaporateur. Tel qu'il est réalisé, le montage ci-dessus constituerait donc une faute professionnelle extrêmement grave.

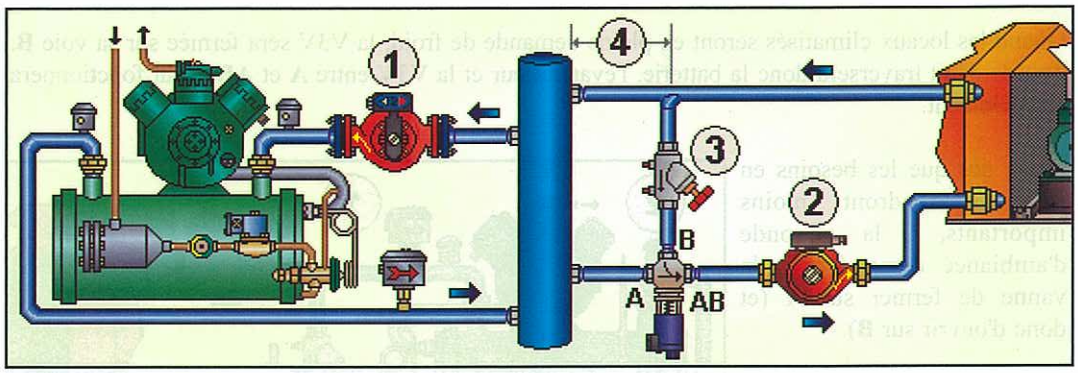
EXERCICE 3

En admettant qu'il soit indispensable de conserver un montage en mélange sur la batterie, que proposeriez-vous pour permettre à l'installation de fonctionner ?

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 3

S'il fallait absolument conserver un montage en mélange, il aurait fallu par exemple utiliser le montage ci-dessous permettant d'assurer un débit constant dans l'évaporateur quelle que soit la position de la V3V *(nous avons longuement parlé de l'utilisation d'une bouteille casse pression des pages 624 à 640)*.



Au passage, peut être n'est-il pas inutile de rappeler qu'il est primordial que le débit de la pompe primaire (**repère 1**) reste toujours supérieur à celui de la pompe secondaire (**repère 2**).

EXERCICE 4

Toujours sur le montage ci-dessus, pensez-vous que la vanne d'équilibrage (**repère 3**) soit indispensable ?

La solution est ci-dessous, mais réfléchissez un peu avant de la consulter...

Correction de l'exercice 4

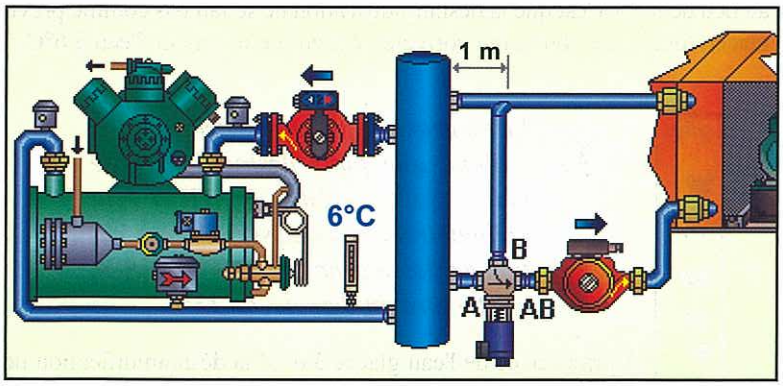
- **Quand la V3V est fermée sur A**, l'eau du circuit secondaire circule dans la batterie, la vanne d'équilibrage et la V3V.

- **Quand la V3V est fermée sur B**, l'eau du circuit secondaire circule dans la batterie, les 2 longueurs de tuyauterie repérées **4** et la bouteille casse pression.

La vanne d'équilibrage doit donc compenser la perte de charge des 2 longueurs de tuyauterie (**repérées 4**) + celle de la bouteille. Or, nous savons que la bouteille présente un ΔP négligeable. Aussi, si la longueur des tuyauteries est plutôt faible, la vanne d'équilibrage devient inutile.

Par contre, imaginez que la vanne soit située à 100 m de la bouteille. Si l'on considère pour les tuyauteries une perte de charge linéaire moyenne *tout compris* de 15 mm/m, les 2 longueurs de tuyauterie présenteraient un ΔP de 200 x 15 = 3 000 mm (soit 3 mCE). Selon la courbe du circulateur, cette variation de perte de charge risque alors de ne plus être négligeable.

EXERCICE 5



Reprenons l'installation précédente avec la vanne 3 voies montée en mélange.

Comme nous l'avons vu page précédente, la V3V se trouvant très près de la bouteille (1 m dans l'exemple), la vanne d'équilibrage devient inutile et nous ne l'avons pas représentée.

Le cahier des charges de l'installation stipule que la température dans les locaux doit être au maximum de 23°C et l'hygrométrie de 50%. Le groupe d'eau glacée a été sélectionné pour fournir de l'eau à 6/11°C.

L'installation a été mise en service en plein été. Jusqu'à présent, le client semblait satisfait mais voici qu'à l'approche de l'automne, alors que les besoins en froid diminuent, il appelle pour un dépannage.

En effet, si la température ambiante dans les locaux est bien de 23°C (ce qui convient parfaitement), *l'hygrométrie est montée à 60% alors que le maximum prévu est de 50% !*

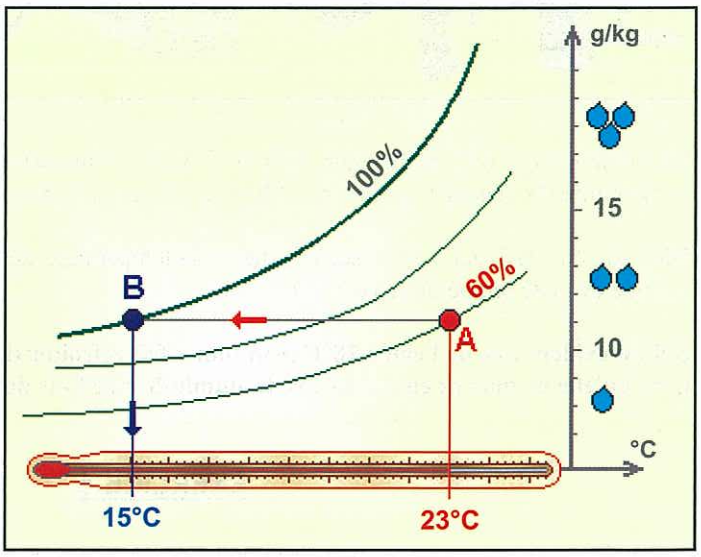
Arrivé sur place, vous constatez qu'effectivement l'hygrométrie est trop élevée. Le groupe d'eau glacée fournit bien de l'eau à 6°C et il fonctionne parfaitement bien.

Le débit de la pompe primaire et celui de la pompe secondaire sont admirablement bien réglés.

En fait absolument tout est parfaitement normal !

Un simple coup d'œil sur le diagramme psychrométrique vous permet de constater qu'avec de l'air à 23°C et 60% de HR (point **A**) la température de rosée se situe à 15°C (point **B**).

En cas de besoin, révisez les notions de base de la psychrométrie page 499 à 502).

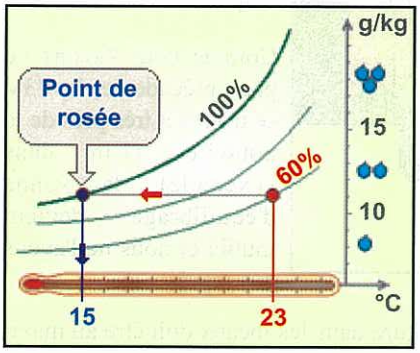


Comment expliqueriez-vous cette panne ?

Solution page suivante...

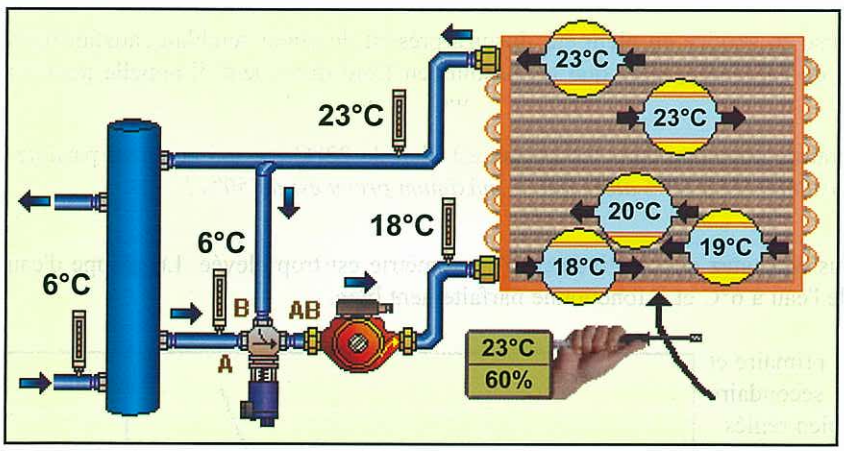
Correction de l'exercice 5

Si l'hygrométrie est de 60% au lieu de 50%, c'est que la déshumidification ne se fait pas comme prévu malgré que le groupe d'eau glacée fonctionne tout à fait correctement en produisant de l'eau à 6°C.



Le diagramme psychrométrique nous indique que pour déshumidifier de l'air à 23°C et 60% de HR il faut obligatoirement abaisser sa température en dessous de son point de rosée, c'est à dire en dessous de 15°C.

A priori, avec de l'eau glacée à 6°C, la déshumidification ne devrait poser aucun problème. Pourtant, alors que la température dans le local est effectivement de 23°C, l'hygrométrie de l'air est trop importante.



Commençons par essayer de comprendre l'origine du problème.

Quand la demande de froid est peu importante dans les locaux, la V3V est faiblement ouverte sur sa voie **A** et le débit d'eau glacée à 6°C qui passe de **A** vers **AB** est plutôt faible.

Ce faible débit à 6°C se mélange dans la V3V avec l'important débit à 23°C arrivant par **B**. La température du mélange qui sort par **AB** pour alimenter la batterie est alors par exemple de 18°C.

Bien sûr, l'air arrivant à 23°C sur la batterie, la température de l'eau à la sortie de celle-ci est très voisine de cette température *(voir page 719)*.

S'il est évident que de l'eau à 18°C peut tout à fait refroidir de l'air à 23°C, il est tout aussi évident qu'elle ne pourra en aucun cas déshumidifier de l'air dont le point de rosée est de 15°C !

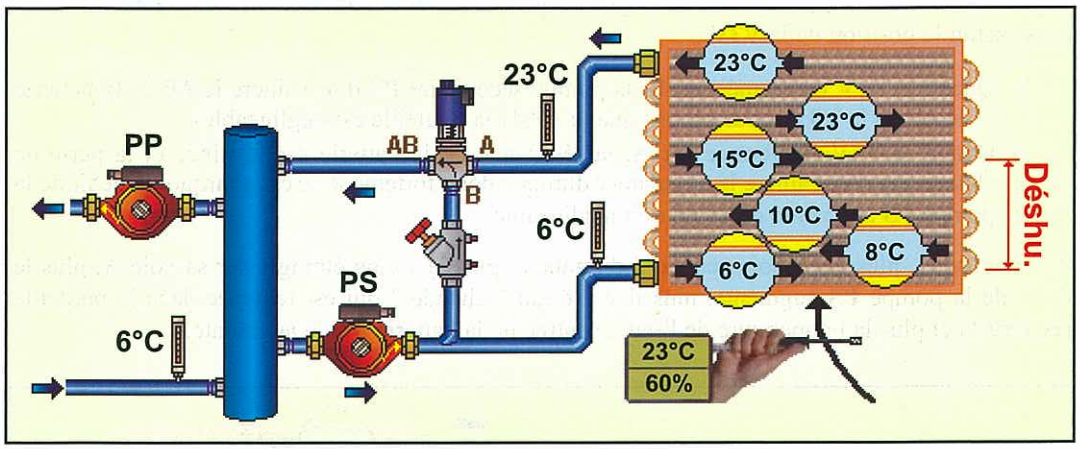
EXERCICE 6

A l'évidence, il y a une erreur de conception et ce montage est complètement inadapté. Mais alors, qu'aurait-il fallu faire ?

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 6

Il y a en effet une grossière erreur de conception. Il aurait fallu dès le départ monter la batterie froide avec un débit variable (et donc une température d'entrée d'eau constante) comme représenté ci-dessous (vous pouvez reconnaître un montage en décharge inversée).



A ce moment, même avec une demande de froid peu importante, (donc avec la V3V faiblement ouverte sur sa voie **A**), c'est toujours de l'eau à 6°C qui pénètre dans la batterie.

Selon le débit (c'est à dire selon l'ouverture sur **A**), cette eau va se réchauffer plus ou moins rapidement. Cependant, tant que la température de l'eau restera inférieure à 15°C (donc au point de rosée de l'air qui arrive sur la batterie), l'air sera non seulement refroidi mais également déshumidifié.

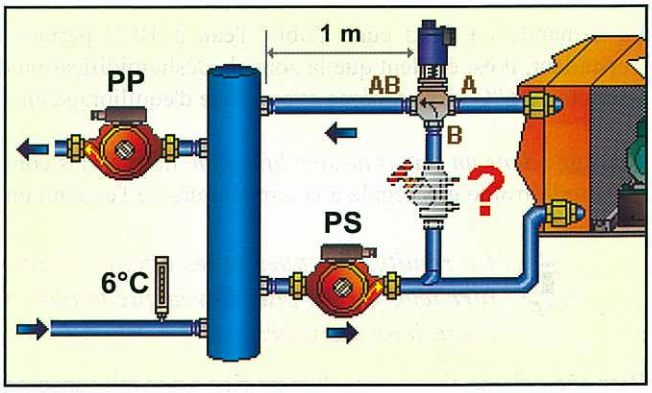
Seul un montage à débit variable peut permettre de déshumidifier même lorsque la demande de froid est faible.

C'est pourquoi, sauf dans certains cas très particuliers, les batteries à eau glacée sont généralement montées avec un débit variable.

EXERCICE 7

Nous avons vu que parfois la vanne d'équilibrage n'est pas toujours indispensable (*voir exercice 4 page 736*).
Pourtant, nous en avons installé une sur le schéma ci-dessus. Avons-nous eu raison ?

En effet, si la V3V est installée à 1 m de la bouteille casse pression comme ci-contre, la vanne d'équilibrage est-elle vraiment utile ?



Solution page suivante...

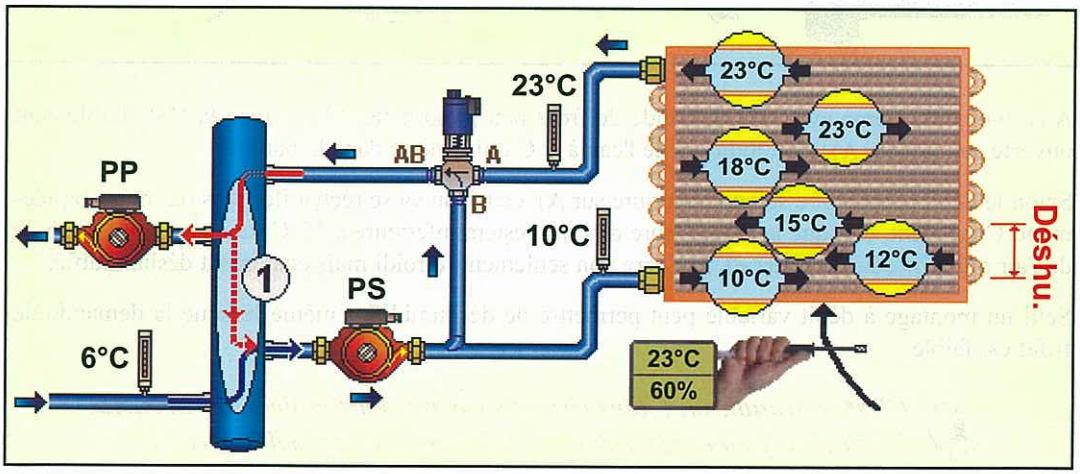
Correction de l'exercice 7

Nous savons que le débit de la pompe primaire **PP** doit toujours rester supérieur à celui de la pompe secondaire **PS** (*problème étudié page 623*).

En effet, tout surdébit de la pompe secondaire par rapport à la pompe primaire provoquerait une augmentation de la température de l'eau glacée qui arrive sur la batterie. Or, examinons ce qui se passe selon la position de la V3V :

- Quand la V3V est fermée sur **B**, la pompe secondaire **PS** doit vaincre le ΔP de la batterie + le ΔP de la V3V (nous savons que le ΔP de la bouteille est négligeable).
- Quand la V3V est fermée sur **A**, la résistance de la batterie est éliminée et la perte de charge que doit vaincre le circulateur diminue donc fortement : c'est pourquoi le débit de la pompe **PS** augmente de façon non négligeable.

En conclusion, plus les besoins en froid diminuent, plus la vanne étrangle sur sa voie **A**, plus le débit de la pompe **PS** augmente, plus il y a d'eau " chaude " qui est recyclée dans la bouteille (**repère 1**) et plus la température de l'eau à l'entrée de la batterie froide augmente.



Dans l'exemple ci-dessus, alors que l'eau glacée arrive bien à 6°C à l'entrée de la bouteille, la température de l'eau à l'entrée de la batterie est montée à 10°C.

La demande en froid étant faible, l'eau à 10°C permet de refroidir correctement les locaux. Cependant, il est évident que la zone de déshumidification de la batterie sera plus restreinte que si l'eau était à 6°C (voir schéma avec vanne d'équilibrage en haut de la *page 739*).

A noter : *dans un soucis de simplification,* nous avons considéré que la température de surface de la batterie froide était égale à la température de l'eau qui circule dans les tubes.

En réalité, les tubes et les ailettes de la batterie sont à une température légèrement plus élevée que la température de l'eau qui circule à l'intérieur des tubes.

Bien sûr, cela ne change absolument rien à nos raisonnements, l'objectif n'étant pas de sélectionner une batterie.

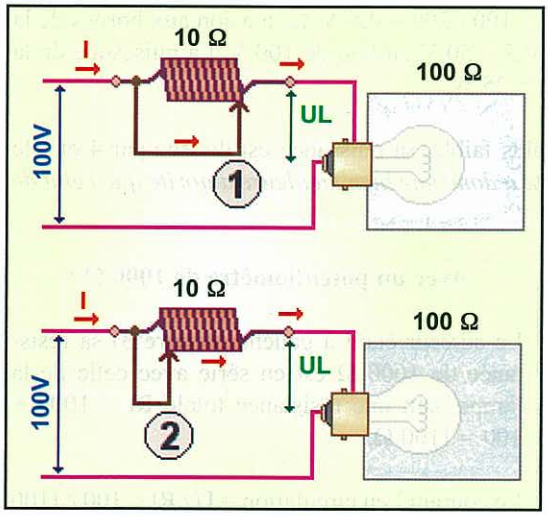
SÉLECTION DES VANNES 3 VOIES DE RÉGULATION

Sur certaines installations, le client n'est pas satisfait des conditions obtenues en ambiance. Pourtant, les différents régulateurs (de température, d'hygrométrie, etc.) qui commandent les V3V sont parfaitement réglés. Malheureusement, il ne suffit pas d'installer une vanne 3 voies pour obtenir une régulation de qualité.

A la demande de nombreux lecteurs, ce chapitre se propose de vous en expliquer les raisons.

A) La notion d'autorité.

Pour comprendre cette notion, nous prendrons l'exemple simplifié d'un potentiomètre de 10 Ω monté en série avec une lampe d'éclairage de 100 W / 100 V. En se rappelant que $P = U^2 / R$, sa résistance est donc égale à $U^2 / P = 100 \times 100 / 100 = 100$ Ω.



Le montage est alimenté en 100V. Le curseur étant à droite du potentiomètre (**repère 1**), sa résistance est éliminée et la tension UL aux bornes de la lampe est de 100V, c'est à dire sa tension nominale.

La lampe éclaire donc parfaitement.

On amène alors le curseur du potentiomètre à gauche (**repère 2**). Sa résistance de 10 Ω se trouve alors en série avec celle de la lampe, soit une résistance totale Rt = 10 + 100 = 110 Ω.

A ce moment, le courant I en circulation = U / Rt = 100 / 110 = 0,91 A.

La tension aux bornes de la lampe devient alors égale à R x I = 100 x 0,91 = 91 V au lieu de 100 V. La puissance de la lampe est alors égale à $P = U^2 / R = 91 \times 91 / 100 = 83$ W au lieu de 100 W et elle éclaire donc un peu plus faiblement.

L'objectif du potentiomètre est de régler la luminosité de l'ampoule. Pourtant, cette luminosité varie très peu quelle que soit la position du curseur. A l'évidence, ce potentiomètre ne sait pas se faire obéir : *nous pouvons dire qu'il a une mauvaise autorité !*

EXERCICE 1

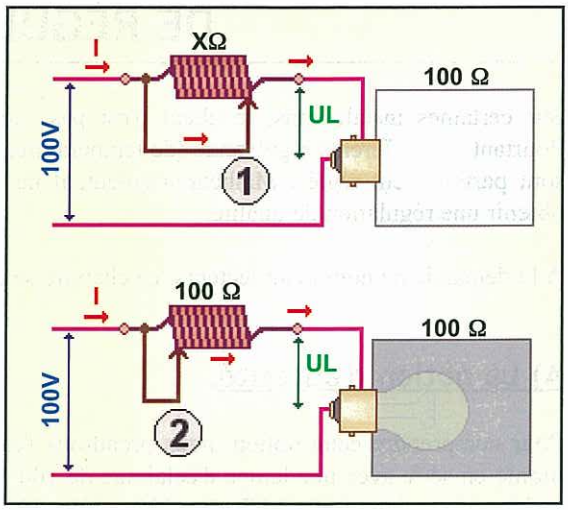
Un variateur de lumière tel que celui ci-dessus n'aurait sûrement pas beaucoup de succès !

Que se passerait-il si on remplaçait le potentiomètre de 10 Ω par un autre de 100 Ω ? Et si on utilisait un potentiomètre de 1000 Ω ?

Correction page suivante...

Correction de l'exercice 1

Quand on place le curseur du potentiomètre à droite (**repère 1**), que sa résistance soit de 10, 100, 1000 ou X Ω, elle est obligatoirement shuntée et la tension UL aux bornes de la lampe est égale à la tension d'alimentation, soit 100V. La lampe éclaire donc parfaitement quelle que soit la valeur du potentiomètre.

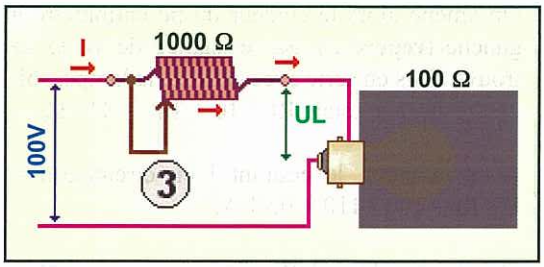


Avec un potentiomètre de 100 Ω :

Lorsqu'on amène le curseur à gauche (**repère 2**) la résistance de 100 Ω est raccordée en série avec celle de la lampe, soit une résistance totale Rt = 100 + 100 = 200 Ω.

A ce moment, le courant I en circulation = U / Rt = 100 / 200 = 0,5 A. La tension aux bornes de la lampe devient alors égale à UL = R x I = 100 x 0,5 = 50 V au lieu de 100 V. La puissance de la lampe est donc égale à P = U^2 / R = 50 x 50 /100 = 25 W.

La tension aux bornes de la lampe étant 2 fois plus faible, sa puissance est divisée par 4 et elle éclaire très faiblement ! *Le potentiomètre de 100 Ω a donc une bien meilleure autorité que celui de 10 Ω. utilisé page précédente.*



Avec un potentiomètre de 1000 Ω :

Le curseur étant à gauche (**repère 3**) sa résistance de 1000 Ω est en série avec celle de la lampe, soit une résistance totale Rt = 1000 + 100 = 1100 Ω.

Le courant I en circulation = U / Rt = 100 / 1100 = 0,09 A. La tension aux bornes de la lampe chute alors à R x I = 100 x 0,09 = 9 V au lieu de 100 V. La puissance de la lampe est donc égale à P = U^2 / R = 9 x 9 / 100 = 0,8 W. Elle n'éclaire donc plus du tout (en fait, sa puissance est divisée par 123). Ce potentiomètre a donc une excellente autorité, encore meilleure que celui de 100 Ω.

Notez qu'on donne le nom générique de " **régleur** " à tout appareil dont le rôle est de régler une grandeur physique (une puissance électrique dans le cas d'un potentiomètre, une puissance frigorifique ou calorifique dans la cas d'une V3V, etc.).

L'autorité d'un régleur est une valeur toujours comprise entre 0 et 1. On peut la calculer en appliquant la formule suivante :

$$\text{Autorité} = \frac{\textbf{R du régleur}}{\textbf{R du régleur} + \textbf{R du circuit dans lequel le débit varie}} = \frac{Rr}{Rr + Rv}$$

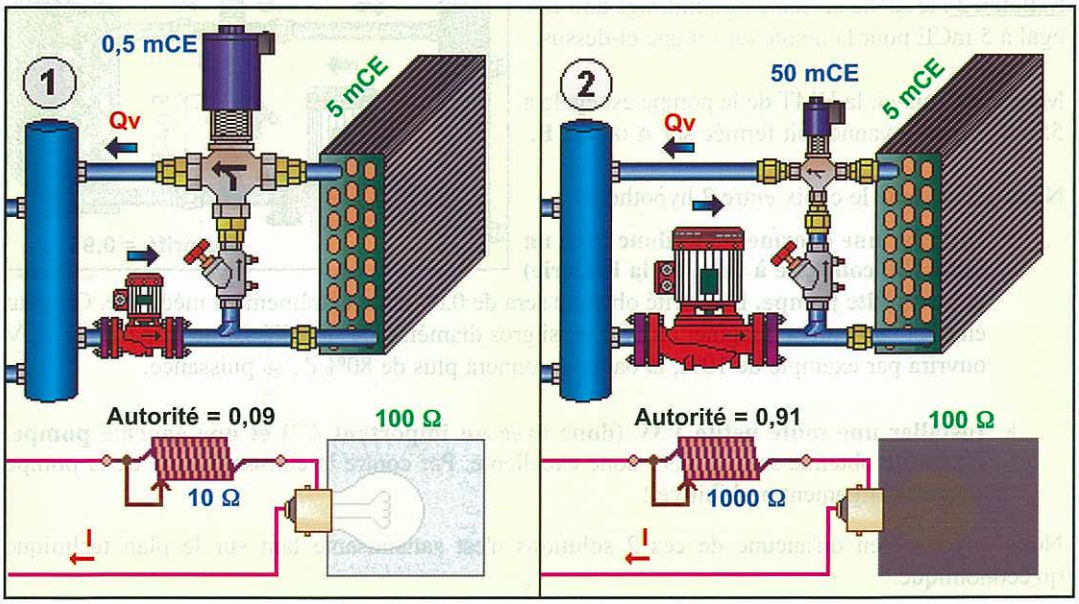
En appliquant cette définition, nous pouvons calculer l'autorité du potentiomètre pour chacune des 3 valeurs utilisées dans nos exemples :

Potentiomètre de 10 Ω : Autorité = Rr / (Rr + Rv) = 10 / (10 + 100) = 0,09
Potentiomètre de 100 Ω : Autorité = Rr / (Rr + Rv) = 100 / (100 + 100) = 0,5
Potentiomètre de 1000 Ω : Autorité = Rr / (Rr + Rv) = 1000 / (1000 + 100) = 0,91

Plus la résistance d'un régleur (potentiomètre, vanne, etc.) est importante et plus son autorité est élevée.

B) Autorité des vannes 3 voies.

Maintenant que nous savons ce que représente l'autorité et comment la calculer, appliquons nos nouvelles connaissances aux vannes 3 voies. Prenons l'exemple *théorique* d'une batterie froide montée en décharge inversée dont le ΔP au débit nominal Qv est de 5 mCE.



- **Schéma 1** : on a installé une V3V dont le ΔP est 10 fois plus faible que celui de la batterie. La vanne faisant varier le débit dans cette batterie, son autorité est égale à $\Delta P_{V3V} / (\Delta P_{V3V} + \Delta P_{batterie}) = 0,5 / (0,5 + 5) = 0,09$.

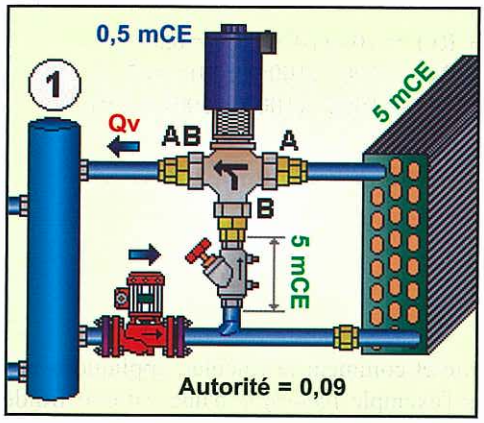
- **Schéma 2** : on a installé une V3V dont le ΔP est 10 fois plus important que celui de la batterie. Son autorité est égale à $\Delta P_{V3V} / (\Delta P_{V3V} + \Delta P_{batterie}) = 50 / (50 + 5) = 0,91$.

EXERCICE 2

Quelle doit être la HMT de la pompe dans chacun de ces 2 cas ? Qu'en pensez-vous ?

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 2



La batterie est alimentée par l'intermédiaire d'une bouteille casse pression (*voir pages 624 à 640*). Nous pouvons considérer que le ΔP de cette bouteille est très proche de zéro.

Schéma 1 : la V3V fait varier le débit dans la batterie. La vanne d'équilibrage doit donc être réglée pour présenter un ΔP de 5 mCE (*voir page 728*).

La HMT de la pompe est donc égale à 5,5 mCE que la vanne soit fermée sur **A** ou sur **B.**

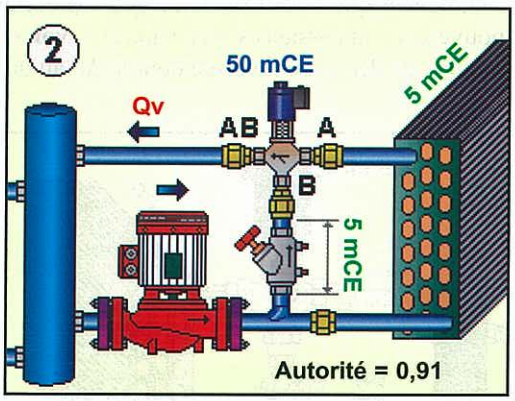


Schéma 2 : le ΔP de la vanne d'équilibrage doit être égal à 5 mCE pour la même raison que ci-dessus.

Mais cette fois-ci, la HMT de la pompe est égale à 55 mCE que la vanne soit fermée sur **A** ou sur **B.**

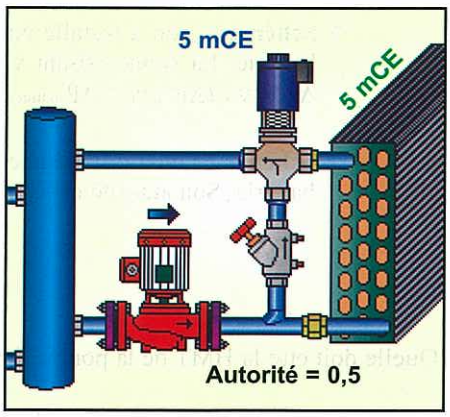
Nous avons donc le choix entre 2 hypothèses :

- **Installer une énorme V3V (donc avec un faible ΔP comparé à celui de la batterie) et une petite pompe.** L'autorité obtenue sera de 0,09 donc extrêmement médiocre. On peut en effet facilement imaginer qu'avec un si gros diamètre, dès que l'énorme clapet de la V3V ouvrira par exemple de 10%, la batterie donnera plus de 80% de sa puissance.

- **Installer une toute petite V3V (donc avec un important ΔP) et une énorme pompe.** L'autorité obtenue sera de 0,91 donc excellente. Par contre la consommation de la pompe sera très largement prohibitive !

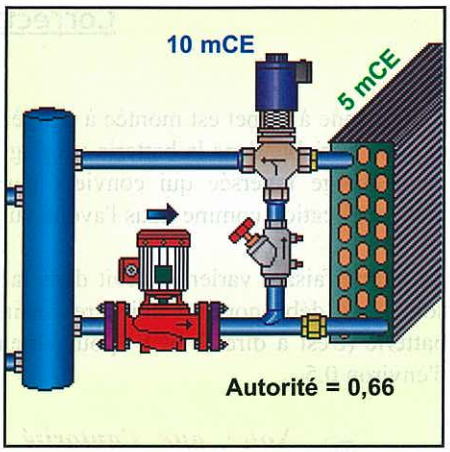
Nous voyons bien qu'aucune de ces 2 solutions n'est satisfaisante tant sur le plan technique qu'économique.

C'est pourquoi le compromis souvent utilisé consiste à sélectionner la V3V afin que son ΔP soit compris entre une à deux fois le ΔP de la batterie.



Ci-contre, ΔP de la V3V = ΔP de la batterie. L'autorité obtenue = $\Delta P_{V3V} / (\Delta P_{V3V} + \Delta P_{batterie}) = 5 / (5 + 5) =$ 0,5 ce qui est largement satisfaisant si la précision demandée à la régulation n'est pas trop importante ou si le régulateur est peu sophistiqué.

Dans cet autre exemple, le ΔP de la V3V = 2 fois le ΔP de la batterie. L'autorité est alors égale à ΔP V3V / (ΔP V3V + ΔP batterie) = 10 / (10 + 5) = 0,66 ce qui est une excellente autorité si on cherche à obtenir une très bonne précision de la régulation avec un régulateur haut de gamme.



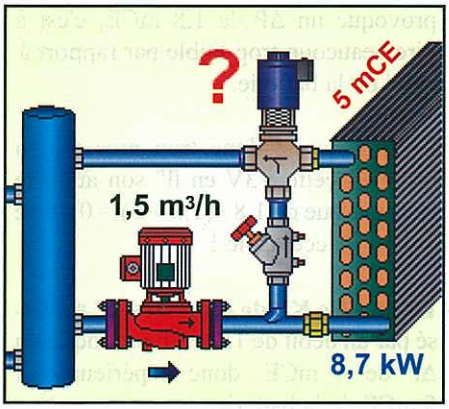
Si la V3V est mal sélectionnée, l'installation ne pourra jamais fonctionner correctement.

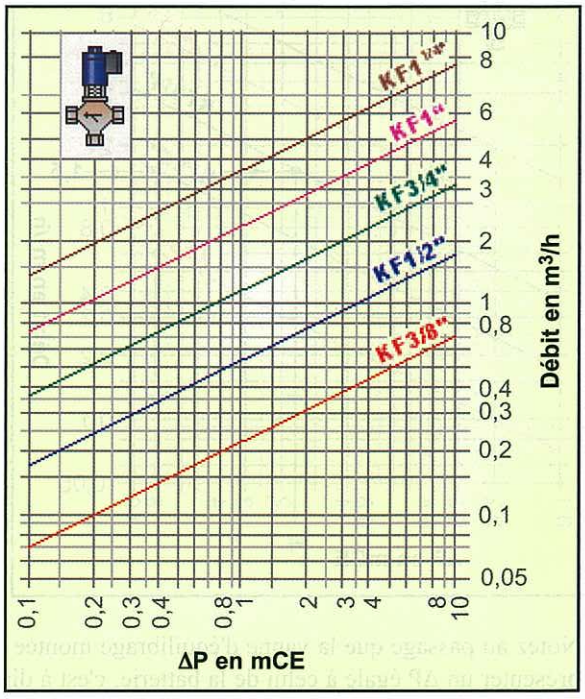
En effet, si l'autorité de la V3V est médiocre, La régulation ne pourra jamais fonctionner correctement même si elle est commandée par un ordinateur de 1.000.000 d'euros !

C) Sélection des vannes 3 voies.

Pour sélectionner une V3V, après avoir choisi le modèle de vanne, il est donc indispensable de connaître le ΔP de la vanne en fonction du débit pour les différents diamètres existants. Qu'y-a-t-il de mieux qu'un exercice pour mettre en application nos nouvelles connaissances ?

EXERCICE 3





On souhaite installer une V3V modèle **KF** (voir abaque ci-contre) pour obtenir une régulation de bonne qualité avec une batterie froide d'une puissance de 8,7 kW (voir schéma de principe ci-dessus).

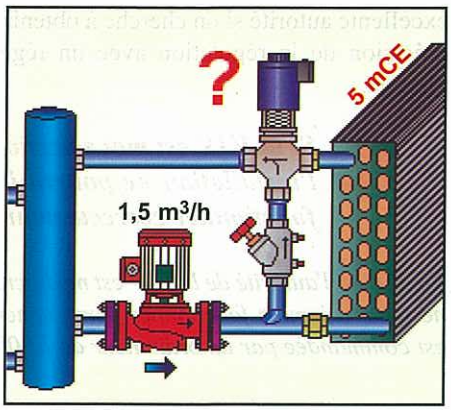
Le débit d'eau nécessaire = Φo / Δθ / 1,16 = 8,7 / 5 / 1,16 = 1,5 m³/h (*voir page 605*).

Avec ce débit, si le ΔP de la batterie est de 5 mCE, quel diamètre de vanne faudrait-il installer ?

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 3

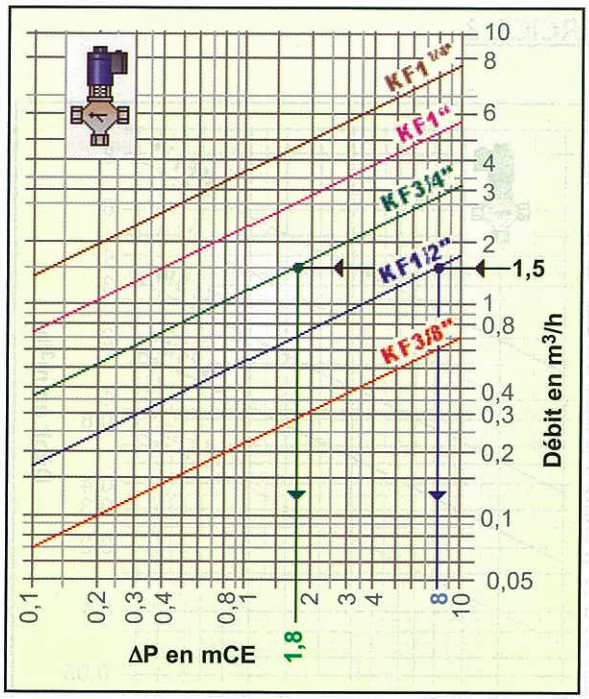
Cette vanne à clapet est montée à température constante et débit variable dans la batterie : il s'agit d'un montage en décharge inversée qui convient parfaitement pour cette application comme nous l'avons vu *page 739*.



La vanne faisant varier le débit dans la batterie froide, son ΔP au débit nominal doit être voisin de celui de la batterie (c'est à dire 5 mCE) pour obtenir une autorité d'environ 0,5.

Notez que l'autorité d'une V3V est toujours égale à 0,5 si le ΔP de la vanne est égal au ΔP du circuit dans lequel le débit varie.

L'abaque des vannes **KF** nous indique :



- **Le modèle KF de diamètre fi"** traversé par un débit de 1,5 m³/h provoque un ΔP de 1,8 mCE, c'est à dire beaucoup trop faible par rapport à celui de la batterie.

  Ce modèle est donc trop gros (si on installait cette V3V en fl" son autorité ne serait que de 1,8 / (1,8 + 5) = 0,26 ce qui est inacceptable !

- **Le modèle KF de diamètre fi"** traversé par un débit de 1,5 m³/h provoque un ΔP de 8 mCE, donc supérieur aux 5 mCE de la batterie.

  Avec cette vanne **KF** de diamètre fi" l'autorité obtenue serait de 8 / (8 + 5) = 0,61 ce qui est excellent !

Notez au passage que la vanne d'équilibrage montée sur la voie de by-pass devra être réglée pour présenter un ΔP égale à celui de la batterie, c'est à dire 5 mCE sous 1,5 m³/h.

En se rappelant que le ΔP de la bouteille casse pression est négligeable, la pompe devra avoir un débit de 1,5 m³/h avec une HMT = $\Delta P_{batterie} + \Delta P_{V3V}$ = 5 + 8 = 13 mCE.

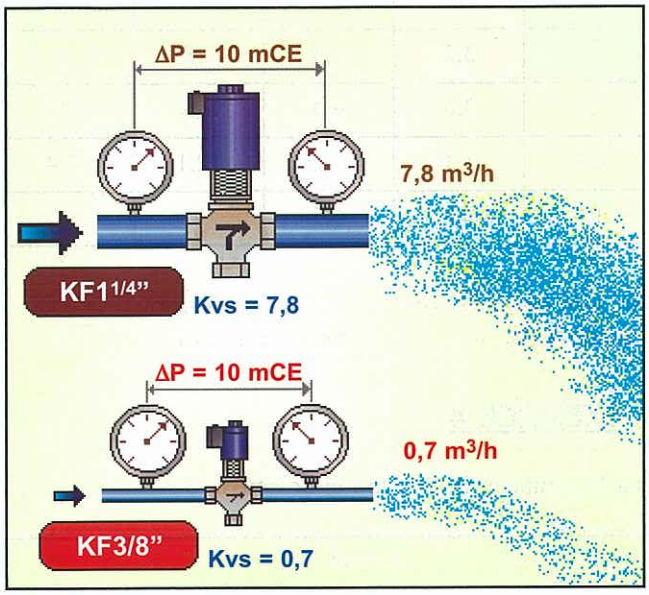
D) Utilisation du Kvs.

Si aucun diamètre du modèle **KF** ne peut convenir (ΔP inadapté, problème de prix, de disponibilité, etc.), il faudra rechercher un autre modèle, éventuellement chez un autre fournisseur.

Cela implique de consulter les abaques d'une multitude de modèles de vannes et de chercher à chaque fois sur les courbes si le modèle peut convenir : c'est long et ce n'est guère pratique !

Afin de simplifier les choses, on préfère utiliser le Kvs de la vanne.

Le Kvs d'une vanne représente le débit en m³/h nécessaire pour créer à ses bornes un ΔP de 10 mCE (soit 100 kPa ou 1 bar).



En reprenant les V3V que nous venons d'utiliser, le fabricant nous annonce pour le diamètre 1¼" un Kvs de 7,8 m³/h et pour le modèle 3/8" un Kvs de 0,7 m³/h.

Plus le diamètre de la vanne est important et plus son Kvs est élevé.

Du reste, si vous consulter l'abaque de la page précédente, nous pourrez connaître le Kvs de chacun des diamètres de vannes **KF** disponibles.

Il vous suffit de lire le débit qui provoque un ΔP de 10 mCE.

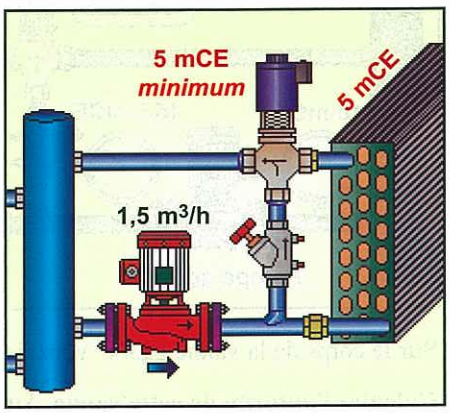
Reprenons l'exercice déjà corrigé page précédente. Il nous fallait une vanne avec un **ΔP MINIMUM** de 5 mCE sous 1,5 m³/h.

Pour connaître son Kvs, il suffit de calculer le débit qui doit traverser cette vanne pour obtenir un ΔP de 10 mCE.

Nous avons vu la procédure *page 688* mais, *afin de vous simplifier la vie*, nous l'avons fait pour vous :

$$\text{Kvs} = \text{débit (m}^3\text{/h)} \times \sqrt{10 / \Delta P \text{ vanne (mCE)}}$$

On trouve alors : $\text{Kvs} = 1{,}5 \times \sqrt{10 / 5} = 2{,}12$ m³/h



Cela signifie que nous cherchons une V3V dont le Kvs **MAXIMUM** est de 2,12 m³/h (rappelez-vous que plus la vanne est grosse et plus son Kvs est élevé).

Si nous regardons l'abaque des modèles **KF** de la **page 746** (ou encore mieux, le tableau ci-dessous), cela nous confirme que la vanne **KF3/4"** avec un Kvs de 3,2 m³/h est trop grosse. Par contre, la vanne **KF1/2"** avec un Kvs de 1,7 m³/h (donc inférieur à 2,12 m³/h) convient parfaitement.

Si nous ne disposons pas des abaques, il est facile d'appeler un fournisseur en lui demandant une vanne à clapet (avec d'éventuelles spécifications complémentaires) avec un Kvs MAXIMUM de 2,12 m³/h.

Il n'aura pas à feuilleter toutes les pages du catalogue et à lire les différentes abaques. Il lui suffira de consulter un tableau tel que celui ci :

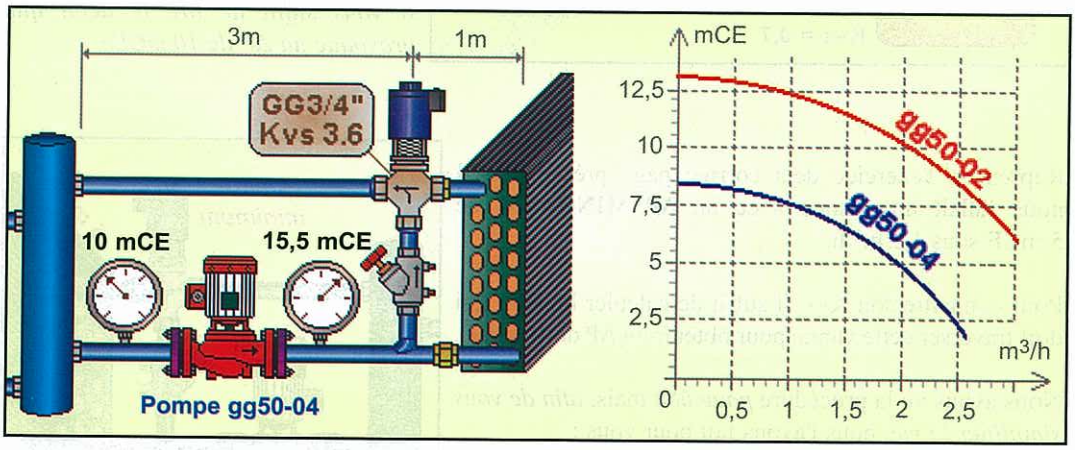
Kvs de différents modèles de vannes 3 voies (en m³/h)

Modèle	Type	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1¼"	1½"
KF	Clapet	0,7	1,7	3,2	5,3	7,8	-
GG	Clapet	1,8	3	3,6	6,3	9,5	11
KB	Secteur	1,8	2,4	5,1	10,3	12,1	17,4
KC	Secteur	1,2	1,9	3,6	6,5	-	-

Notez également que le Kvs (parfois appelé Cv sur certaines V3V anglo-saxonnes) est souvent indiqué sur le corps de la vanne.

EXERCICE 4

Vous effectuez les relevés de pression sur la pompe gg50-04 (voir ci-dessous).



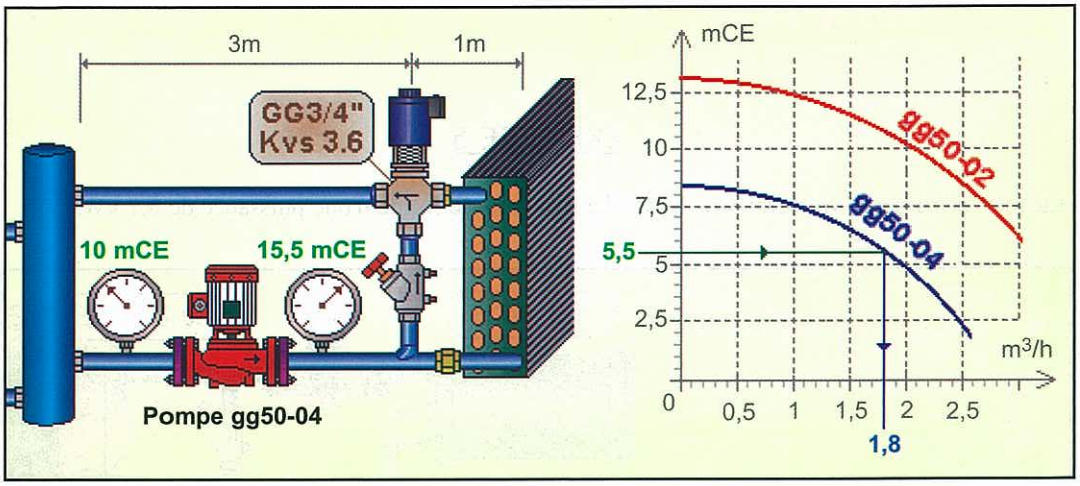
Sur le corps de la vanne gg3/4" vous lisez que son Kvs est de 3,6 m³/h.

Calculez l'autorité de cette vanne. Auriez-vous choisi d'installer la même ?

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 4

La HMT de la pompe est égale à 15,5 - 10 = 5,5 mCE. Un simple coup d'œil sur la courbe de la **pompe gg50-04** nous indique que le débit est de 1,8 m³/h.



Le Kvs de la vanne étant égal à 3,6 cela signifie que cette V3V présente un ΔP de 10 mCE quand elle est traversée par un débit de 3,6 m³/h.

Comme l'indique la courbe de la pompe, le débit en circulation n'est que de 1,8 m³/h, soit 2 fois moins que le Kvs. Le ΔP de la vanne est donc 4 fois plus faible que 10 mCE, soit **2,5 mCE** (*éventuellement, voir page 688).*

Or, nous avons vu à maintes reprises que la HMT de la pompe est égale à la somme des ΔP dont elle doit vaincre la résistance.

Dans notre exemple, $HMT_{pompe} = \Delta P_{batterie} + \Delta P_{V3V} + \Delta P_{tuyauteries}$ (négligeable vu la faible longueur) + $\Delta P_{bouteille}$ (qui est voisine de 0). On obtient donc :
$5,5 = \Delta P_{batterie} + 2,5 \Rightarrow \Delta P_{batterie} = 5,5 - 2,5 =$ **3 mCE**.

Ainsi une vanne de ΔP = 2,5 mCE régule le débit dans une batterie dont le ΔP est 3 mCE. La V3V a donc une autorité de 2,5 / (2,5 + 3) = 0,45 ce qui est un peu faible pour obtenir une régulation de qualité.

Pour avoir une autorité *minimum* de 0,5 la V3V aurait dû présenter un ΔP égal au *minimum* à celui de la batterie, soit 3 mCE. A ce moment, son Kvs *maximum* aurait du être :

$$\textbf{Kvs maximum} = \text{débit (m3/h)} \times \sqrt{10 / \Delta P\ \text{(mCE)}} = 1,8 \times \sqrt{10 / 3} = 3,29\ \text{m}^3/\text{h}$$

A l'évidence, le modèle **GG1/2"** avec un Kvs de 3 aurait bien mieux fait l'affaire.

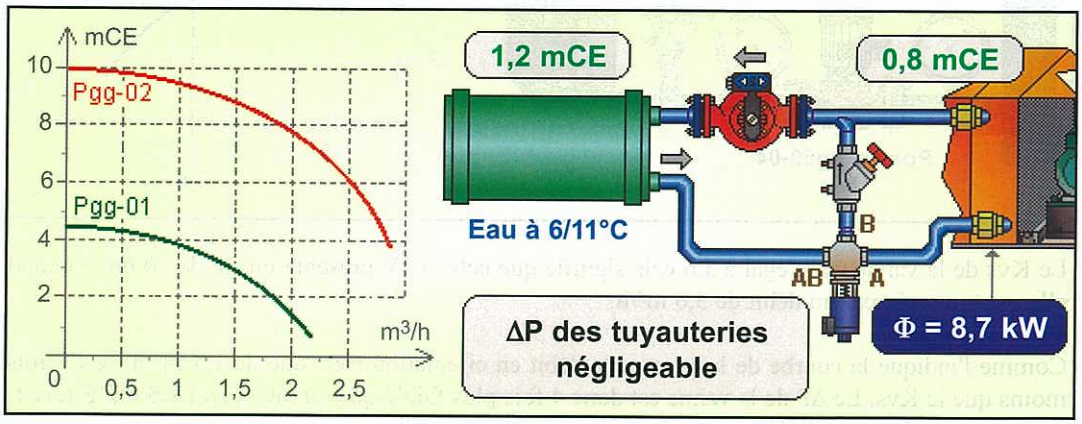
Kvs de différents modèles de vannes 3 voies (en m³/h)							
Modèle	**Type**	**3/8"**	**1/2"**	**3/4"**	**1"**	**1¼"**	**1½"**
GG	Clapet	1,8	**3**	3,6	6,3	9,5	11

A présent, nous allons faire 2 exercices de synthèse qui vous permettrons de faire le point sur vos connaissances. Soyez vigilant, il y a quelques pièges.

L'auteur vous conseille fortement d'essayez de trouver les réponses avant de consulter le corrigé : il vaut mieux se " faire avoir " sur le papier que sur le chantier !

EXERCICE 5

La V3V ci-dessous doit permettre de réguler une batterie froide d'une puissance de 8,7 kW.



Le ΔP de la batterie est de 0,8 mCE au débit nominal. L'eau glacée à 6/11°C est fournie par un évaporateur dont le ΔP est de 1,2 mCE au débit nominal.

1) Que pensez-vous du montage ?

2) A quel ΔP faudra-t-il régler la vanne d'équilibrage ?

3) Sélectionnez la V3V (voir tableau ci-dessous) de sorte à obtenir une autorité proche de 0,5.

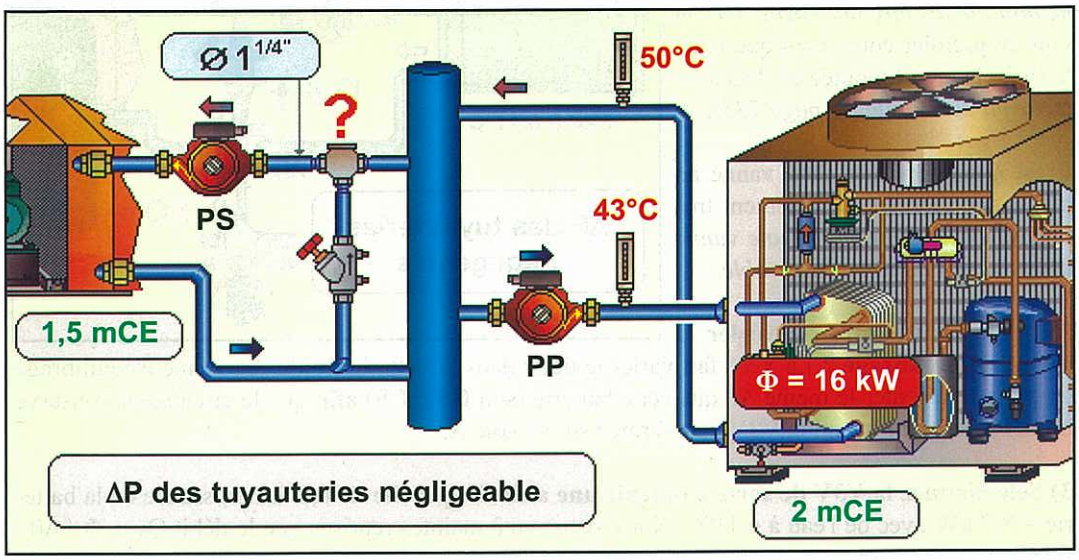
4) Quel circulateur Pgg installeriez-vous ?

Kvs de différents modèles de vannes 3 voies (en m³/h)							
Modèle	**Type**	**3/8"**	**1/2"**	**3/4"**	**1"**	**1¹/⁴"**	**1¹/²"**
KF	Clapet	0,7	1,7	3,2	5,3	7,8	-
GG	Clapet	1,8	3	3,6	6,3	9,5	11
KB	Secteur	1,8	2,4	5,1	10,3	12,1	17,4
KC	Secteur	1,2	1,9	3,6	6,5	-	-

Correction page 752...

EXERCICE 6

Une pompe à chaleur d'une puissance calorifique de 16 kW produit de l'eau à 50/43°C (schéma de principe de l'installation ci-dessous).



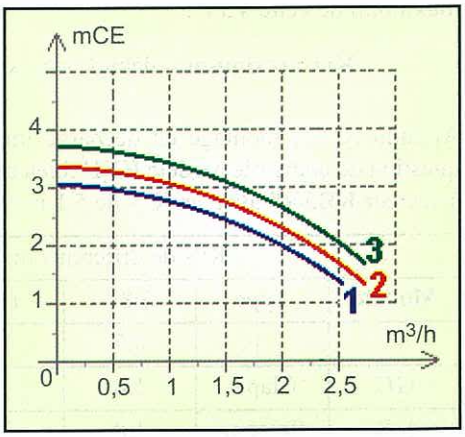
1) Evaluez le débit de la pompe primaire **PP** qui irrigue le condenseur.

2) Evaluez le débit de la pompe secondaire **PS** qui irrigue la batterie chaude.

3) A quel ΔP faudra-t-il régler la vanne d'équilibrage ?

4) La V3V est commandée par un régulateur numérique très performant car le client désire une excellente précision de la régulation. Sélectionnez le modèle et le diamètre de la V3V (voir tableau ci-dessous) afin d'obtenir une autorité proche de 0,66.

5) Les 2 circulateurs sont identiques (ce sont des modèles à 3 vitesses). Selon les courbes ci-contre, sur quelle vitesse régleriez-vous la pompe primaire **PP** et la pompe secondaire **PS** ?

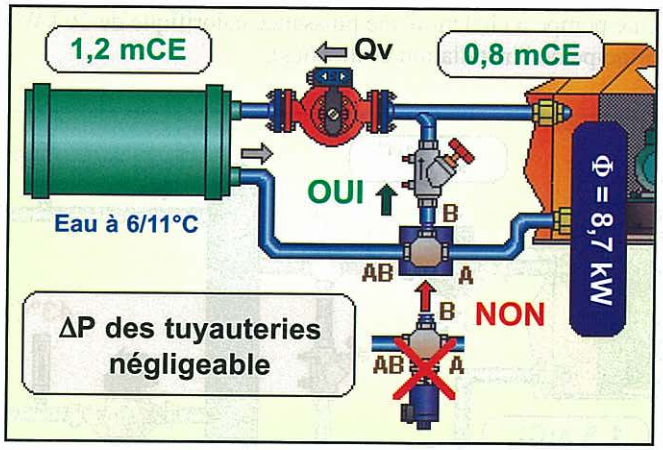


Kvs de différents modèles de vannes 3 voies (en m³/h)							
Modèle	**Type**	**3/8"**	**1/2"**	**3/4"**	**1"**	**1 1/4"**	**1 1/2"**
KJ	Clapet	0,9	1,9	3,1	5,8	7,7	9,4
KB	Secteur	1,7	2,4	5,1	10,3	12,1	17,4

Correction page 753...

Correction de l'exercice 5

1) Que pensez-vous du montage ? Nous avons bien insisté *page 729 : la voie de by-pass d'une vanne à clapet ne doit jamais être une sortie.* Or, on voit du premier coup d'œil que cette V3V à clapet est montée en décharge *(schéma des montages page 733).*



Il est à craindre que cette vanne ne puisse fonctionner correctement très longtemps. *L'utilisation d'une vanne à secteur est donc indispensable.*

2) A quel ΔP faudra-t-il régler la vanne d'équilibrage ? La V3V fait varier le débit dans la batterie froide. La vanne d'équilibrage doit donc présenter le même ΔP que cette batterie (soit 0,8 mCE) afin que le circulateur conserve un débit constant quand la V3V sera fermée sur sa voie A.

3) Sélectionnez la V3V de sorte à obtenir une autorité proche de 0,5. La puissance de la batterie = 8,7 kW avec de l'eau à 6/11°C. Nous avons vu à maintes reprises que le débit Qv = Φ / Δθ / 1,16 = 8,7 / 5 / 1,16 = 1,5 m³/h.

Pour avoir une autorité de 0,5 la V3V doit avoir un ΔP égal à celui du circuit dont elle fait varier le débit (c'est à dire 0,8 mCE comme la batterie froide). A ce moment, on peut calculer le Kvs maximum de cette V3V :

$$\textbf{Kvs maximum} = \text{débit (m}^3\text{/h)} \times \sqrt{10 / \Delta P\ \text{(mCE)}} = 1{,}5 \times \sqrt{10 / 0{,}8} = 5{,}3\ \text{m}^3\text{/h}$$

Attendu que le montage en décharge impose l'utilisation d'une vanne à secteur, il est hors de question de choisir le modèle **KF1"** bien que son Kvs convienne parfaitement. Par contre, la vanne à secteur **KB3/4"** avec un Kvs de 5,1 m³/h fera parfaitement l'affaire.

Kvs de différents modèles de vannes 3 voies (en m³/h)							
Modèle	**Type**	**3/8"**	**1/2"**	**3/4"**	**1"**	**1¼"**	**1½"**
KF	Clapet	0,7	1,7	3,2	**5,3 NON**	7,8	-
GG	Clapet	1,8	3	3,6	6,3	9,5	11
KB	**Secteur**	1,8	2,4	**5,1 OUI**	10,3	12,1	17,4
KC	Secteur	1,2	1,9	3,6	6,5	-	-

Pour les puristes, calculons le ΔP que cette vanne présentera réellement sous 1,5 m³/h.

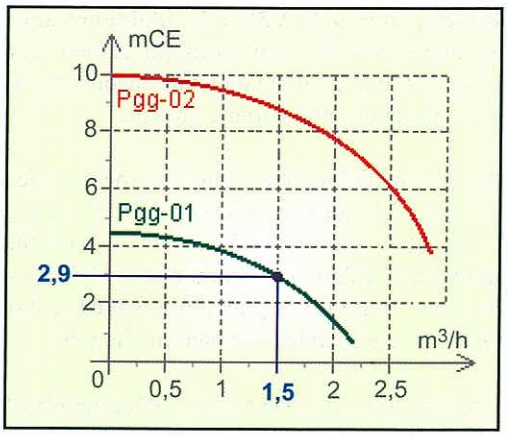
Pour vous éviter des manipulations mathématiques, nous admettrons que le ΔP réel d'une vanne (en mCE) = 10 x (Qv / Kvs)²

On peut alors calculer le ΔP de la **KB3/4"** sous 1,5 m³/h = 10 x (1,5 / 5,1)² = 0,86 mCE. La vanne **KB3/4"** aura donc une autorité égale à : ΔP V3V / (ΔP V3V + ΔP batterie) = 0,86 / (0,86 + 0,8) = 0,52. Notez qu'il est logique de trouver une autorité légèrement supérieure à 0,5 puisque le Kvs de cette vanne est légèrement inférieur au Kvs Maximum.

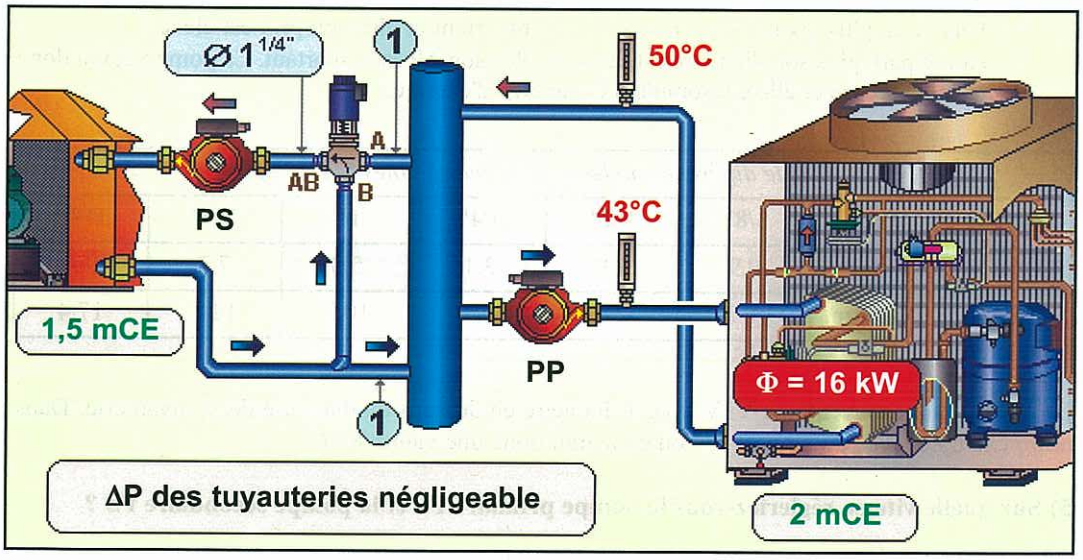
4) Quel circulateur Pgg installeriez-vous ?

Le circulateur doit assurer un débit de 1,5 m³/h sous une HMT = ΔP de l'évaporateur + ΔP de la V3V + ΔP de la batterie = 1,2 + 0,86 + 0,8 = 2,86 mCE (soit environ 2,9 mCE).

Afin de vous éviter trop de complications, l'auteur s'est arrangé afin que le point de fonctionnement désiré tombe " pile " sur la courbe de la pompe **Pgg-01** qui convient donc parfaitement. Notez que dans la réalité, il faudra la plupart du temps tracer la courbe du réseau comme nous l'avons fait dans l'exercice 2 *page 691*.



Correction de l'exercice 6



1) Evaluez le débit de la pompe PP qui irrigue le condenseur. La puissance calorifique du condenseur est de 16 kW avec de l'eau à 50/43°C. Le débit Qv = Φ / Δθ / 1,16 = 16 / 7 / 1,16 = 1,97 m³/h (soit environ 2 m³/h).

2) Evaluez le débit de la pompe PS qui irrigue la batterie chaude. Nous avons vu *page 623* que le débit dans le primaire doit être supérieur de 5 à 10% au débit dans le secondaire. Nous choisirons arbitrairement d'évaluer l'ordre de grandeur du débit secondaire à 90% du débit primaire, soit 2 x 0,9 = 1,8 m³/h.

3) A quel ΔP faudra-t-il régler la vanne d'équilibrage ? Comme nous l'avons expliqué dans l'exercice 4 *page 736*, la V3V ne fait varier le débit que dans les 2 petites longueurs de tuyauteries **repérées 1**. Dans notre exemple, le ΔP des tuyauteries est négligeable aussi la vanne d'équilibrage est à priori inutile. C'est pourquoi nous l'avons enlevé sur le schéma ci-dessus.

4) Sélectionnez la V3V afin d'obtenir une autorité proche de 0,66. Il s'agit d'un montage en mélange avec un débit constant et une température variable dans la batterie. Nous avons vu *page 738* que ce montage était déconseillé avec une batterie froide. Bien sûr, le problème ne se pose pas avec cette batterie chaude.

Avec ce montage, une vanne à clapet conviendrait aussi bien qu'une vanne à secteur (nous avons vu *page 729* qu'avec ces dernières, il n'y a généralement pas d'impératif de sens de passage de l'eau). Mais nous avons également signalé que les vannes à secteur sont de moins bonne qualité en terme de régulation. Attendu que la V3V est commandée par un régulateur très performant et que le client désire une régulation très précise, nous choisirons une vanne à clapet dont les caractéristiques sont généralement bien meilleures.

Comme nous l'avons vu *page 745*, pour obtenir une autorité de 0,66 il suffit que le ΔP de la vanne soit égal à 2 fois le ΔP de la partie du circuit dont elle fait varier le débit. N'oublions pas que nous venons de voir dans la question précédente que la V3V ne fait varier le débit que dans 2 petites longueurs de tuyauteries dont le ΔP est négligeable.

C'est pourquoi quasiment toutes les vannes à clapet KJ conviendraient et donneraient toutes une excellente autorité. Comme il faut faire un choix, on est amené à chercher un compromis :

- D'une part, plus le diamètre de la V3V est important et plus son prix est élevé.
- D'autre part, plus son diamètre est faible et plus son ΔP est important. La pompe devra donc être plus grosse et elle consommera davantage d'énergie.

Kvs de différents modèles de vannes 3 voies (en m³/h)							
Modèle	**Type**	**3/8"**	**1/2"**	**3/4"**	**1"**	**1 1/4"**	**1 1/2"**
KJ	Clapet	0,9	1,9	3,1	5,8	7,7	9,4
KB	Secteur	1,7	2,4	5,1	10,3	12,1	17,4

On choisit alors souvent une V3V avec 1 diamètre en dessous du diamètre de la tuyauterie. Dans notre exemple, avec du tube de 1/" on choisirait donc une vanne **KJ1"**.

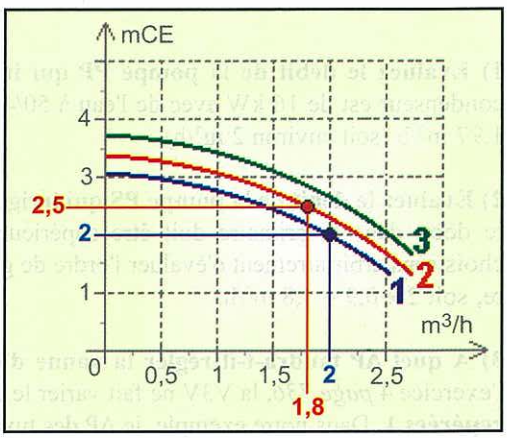
5) Sur quelle vitesse régleriez-vous la pompe primaire PP et la pompe secondaire PS ?

La pompe PP a un débit de 2 m³/h sous 2 mCE : elle sera réglée sur la vitesse 1.

La pompe PS a un débit de 1,8 m³/h. Elle doit vaincre le ΔP de la batterie (1,5 mCE) + le ΔP de la V3V dont nous ne connaissons que le Kvs (5,8 m³/h).

Comme nous l'avons fait *page 752*, calculons le ΔP de la Vanne KJ1" sous 1,8 m³/h :

$\Delta P = 10 \times (Qv / Kvs)^2 = 10 \times (1,8 / 5,8)^2 =$ *environ* 1 mCE. La HMT de la pompe PS est donc égale à $\Delta P_{batterie} + \Delta P_{V3V} = 1,5 + 1 = 2,5$ mCE.



Comme l'indique la courbe, la pompe PS sera réglée sur la vitesse 2.

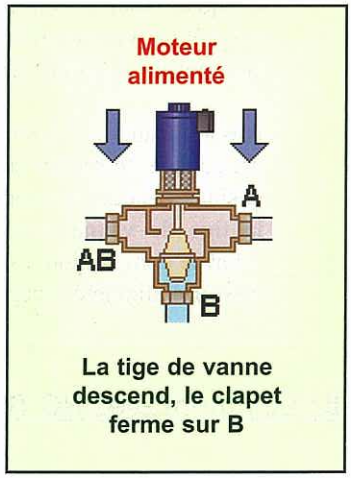
LES VANNES 3 VOIES : QUELQUES MONTAGES PARTICULIERS

Maintenant que nous avons passé en revue les 4 montages les plus courants, nous allons en examiner quelques variantes *(éventuellement réviser des pages 730 à 740)*. Cela vous entraînera à réfléchir sur des montages hydrauliques sortant de l'ordinaire et donc à gagner en efficacité lorsque vous serez confronté sur le chantier à un montage un peu particulier.

A) Problème de la pression différentielle maximum admissible.

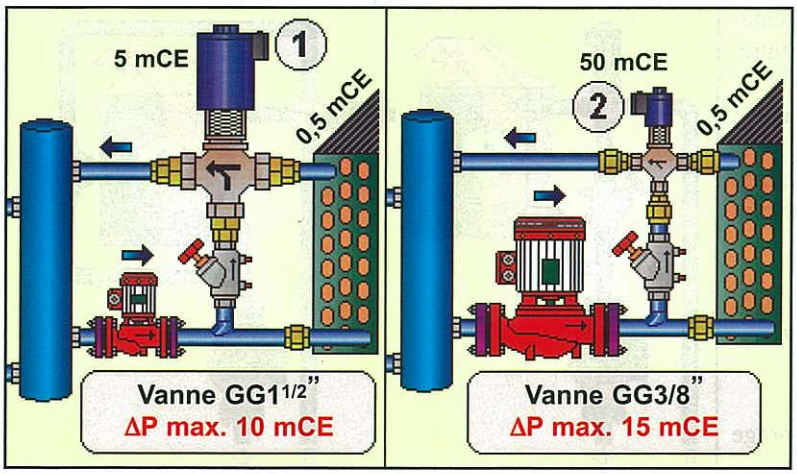
En préliminaire, comprenons bien que pour fermer sur la voie **B** des vannes à clapet, il est nécessaire d'alimenter le servo-moteur (que sa technologie soit électromécanique, magnétique, pneumatique, etc.) afin que celui-ci puisse mettre en mouvement la tige de vanne et la pousser vers le bas.

Rappelons-nous le problème de la pression différentielle maximum admissible déjà évoqué *page 292* (pour les électrovannes) et *page 338* (pour les V4V d'inversion de cycle). Le même type d'ennui peut se produire avec une vanne 3 voies : *bien que le moteur soit alimenté, la vanne ne manœuvre pas.*



Aussi, lors de la sélection d'une V3V il est important de vérifier que le ΔP maximum indiqué par le fabricant de la vanne est supérieur au ΔP de la vanne + le ΔP du circuit dans lequel le débit varie.

Nous avons déjà discuté des 2 schémas ci-dessous *page 743*.



Par exemple, imaginons que le catalogue du fabricant indique un ΔP maximum admissible de 10 mCE pour la **V3V n°1**. Vu son montage, elle est soumise à une pression différentielle = ΔP de la V3V + ΔP du circuit à débit variable = 5 + 0,5 = 5,5 mCE. Il n'y a donc pas de problème.

Par contre, la **V3V n°2** est soumise à une pression différentielle = 50 + 0,5 = 50,5 mCE alors que son ΔP maximum admissible indiqué par le fabricant est de 15 mCE : *à coup sûr, le servo-moteur sera incapable de manœuvrer la vanne et ce montage ne pourra pas fonctionner.*

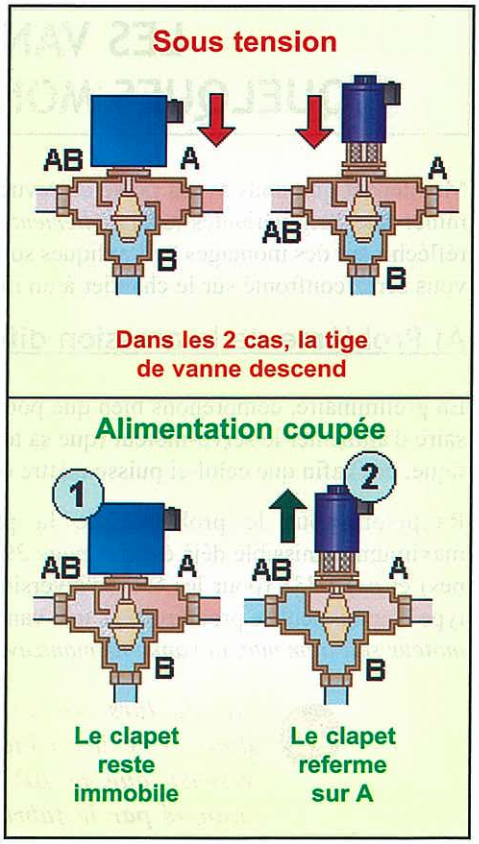
Nous venons de voir que pour faire descendre la tige de vanne afin de fermer le clapet sur la voie **B**, il est nécessaire d'alimenter le servo-moteur, quelle que soit sa technologie.

Mais, si on coupe l'alimentation de ce servo-moteur, que se passe-t-il ?

- S'il est commandé par exemple par un petit moteur réversible entraînant un démultiplicateur à engrenages, le servo-moteur s'immobilise dans la position où il se trouvait au moment de la coupure (**repère 1** ci-contre).

- Certains servo-moteurs (en particulier lorsqu'ils sont à commande pneumatique ou magnétique) compriment un fort ressort au fur et à mesure qu'ils descendent la tige de vanne.

  Aussi, quand l'alimentation du servo-moteur est coupée, le ressort restitue l'énergie emmagasinée pendant sa compression et il remonte la tige de vanne vers le haut : la V3V se referme donc toujours sur sa voie **A** lorsqu'elle n'est pas alimentée **(repère 2).**



B) Les montages NO (Normalement Ouverts).

EXERCICE 1

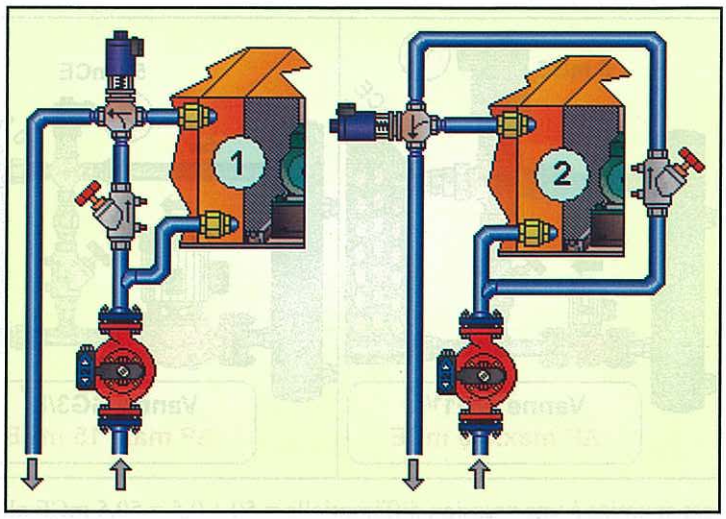
Observez bien le fonctionnement des 2 montages ci-contre.

Pour chacun de ces montages :

1) S'agit-il d'un fonctionnement à débit ou à température variable ?

2) Quelle est la puissance de la batterie quand la V3V est fermée sur sa voie **A** ?

3) La vanne d'équilibrage est-elle bien placée ?

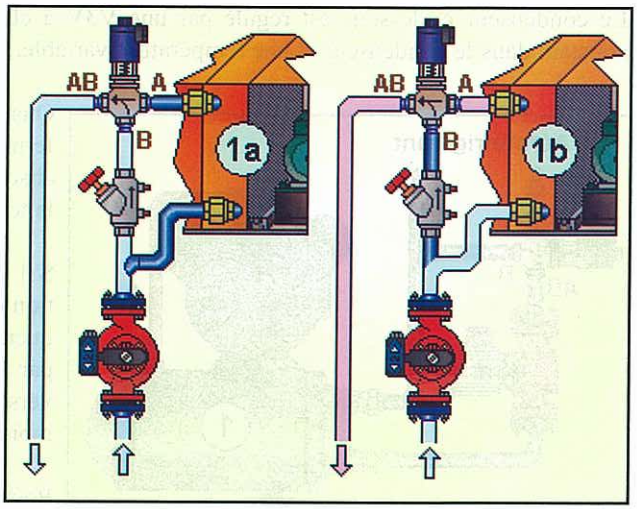


Correction page suivante...

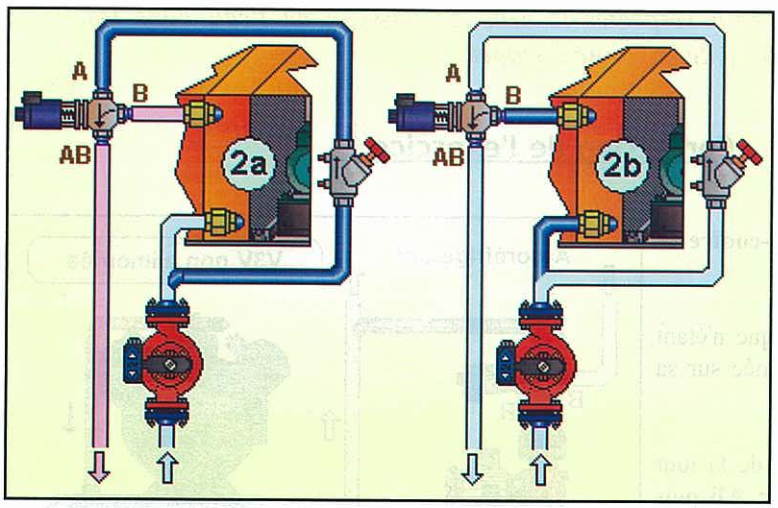
Correction de l'exercice 1

Montage n°1 : quand la V3V est fermée sur sa voie **A (figure 1a)**, l'eau glacée ne peut plus traverser la batterie dont la puissance frigorifique est alors égale à zéro. L'intégralité du débit passe de **B** vers **AB** avant de retourner vers l'évaporateur à la même température.

Quand la V3V est fermée sur sa voie **B (figure 1b)**, tout le débit traverse la batterie dont la puissance frigorifique est alors maximale. L'eau qui s'est réchauffée (d'environ 5°C) dans la batterie retourne alors vers l'évaporateur.



La vanne d'équilibrage est parfaitement bien placée et elle doit être réglée pour présenter le même ΔP que celui de la batterie. Il s'agit du montage tout à fait classique en **décharge inversée** (débit variable et température constante) déjà étudié *page 731*.



Montage n°2 : *à l'inverse du montage précédent,* quand la V3V est fermée sur sa voie **A (figure 2a)**, tout le débit traverse la batterie qui donne alors sa puissance maximale. L'eau réchauffée dans la batterie passe de **B** vers **AB** avant de retourner vers l'évaporateur.

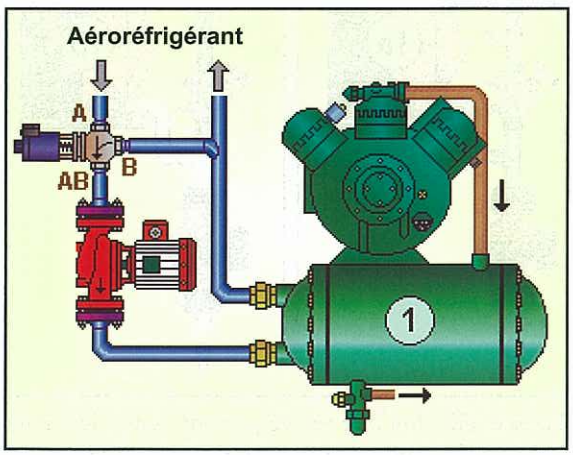
Quand la V3V est fermée sur **B (figure 2b)**, l'eau glacée ne peut plus traverser la batterie et tout le débit passe par la vanne d'équilibrage (parfaitement placée) puis traverse la V3V de **A** vers **AB** avant de retourner vers l'évaporateur à la même température.

Il s'agit donc d'un montage à débit variable et température constante exactement comme dans le montage n°1. Néanmoins, afin de différentier les 2 montages, on appelle généralement le montage n°2 **décharge inversée NO** (Normalement Ouvert) pour bien signifier que la V3V au repos (donc fermée sur sa voie **A**) est ouverte sur la batterie (qui donne alors sa puissance maximale).

	Montage 1	**Montage 2**
Vanne fermée sur **A**	Φ nulle	Φ maximale
Vanne fermée sur **B**	Φ maximale	Φ nulle

EXERCICE 2

Le condenseur ci-dessous est régulé par une V3V à clapet montée **en mélange** avec un débit constant dans le condenseur et une température variable.



Quand la V3V (de type magnétique) est fermée sur sa voie **B** l'intégralité de la chaleur absorbée par le condenseur est évacuée vers la tour de refroidissement.

S'il y a le moindre problème sur l'alimentation de la V3V, celle-ci se referme automatiquement sur sa voie **A** et la chaleur absorbée par le condenseur ne peut plus être évacuée vers la tour : le compresseur coupe donc très rapidement en HP.

Pour remédier à ce problème, recherchez le schéma hydraulique du montage en **mélange NO** permettant au condenseur d'évacuer la chaleur de condensation vers la tour quand la V3V est fermée sur **A**.

Attention à bien respecter le sens de passage de l'eau dans les différentes voies de la vanne à clapet.

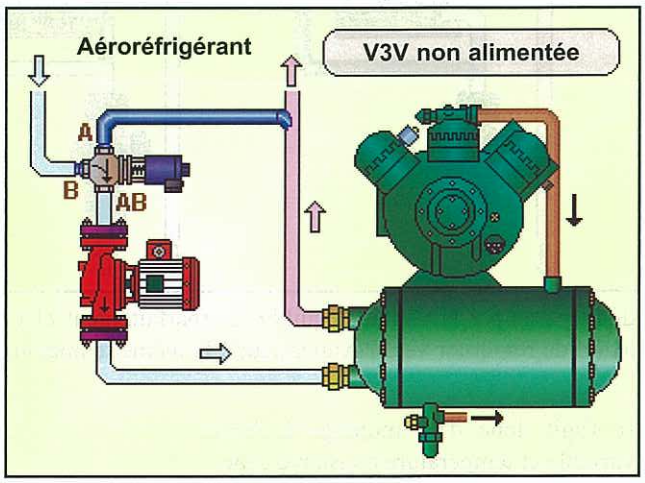
Correction de l'exercice 2

Vous pouvez observez ci-contre le montage en mélange NO.

La vanne 3 voies magnétique n'étant pas alimentée, elle est fermée sur sa voie **A**.

L'eau rafraîchie qui arrive de la tour traverse la vanne entre **B** et **AB** puis est refoulée dans le condenseur par la pompe.

L'eau réchauffée est ensuite renvoyée vers la tour.



EXERCICE 3

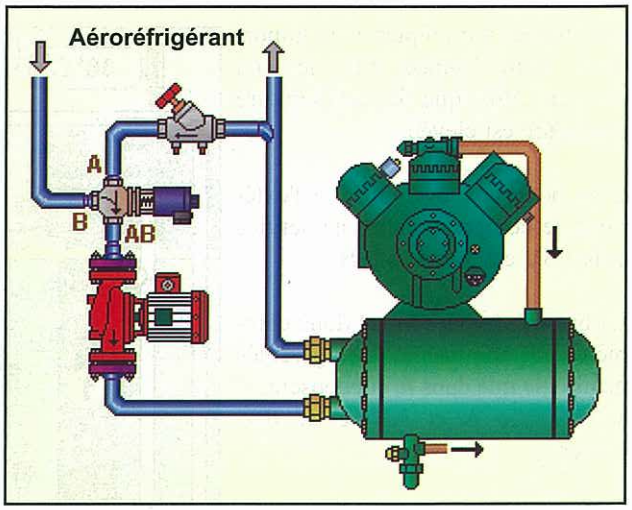
Nous n'avons pas représenté la vanne d'équilibrage. Où l'installeriez-vous ?

Correction page suivante...

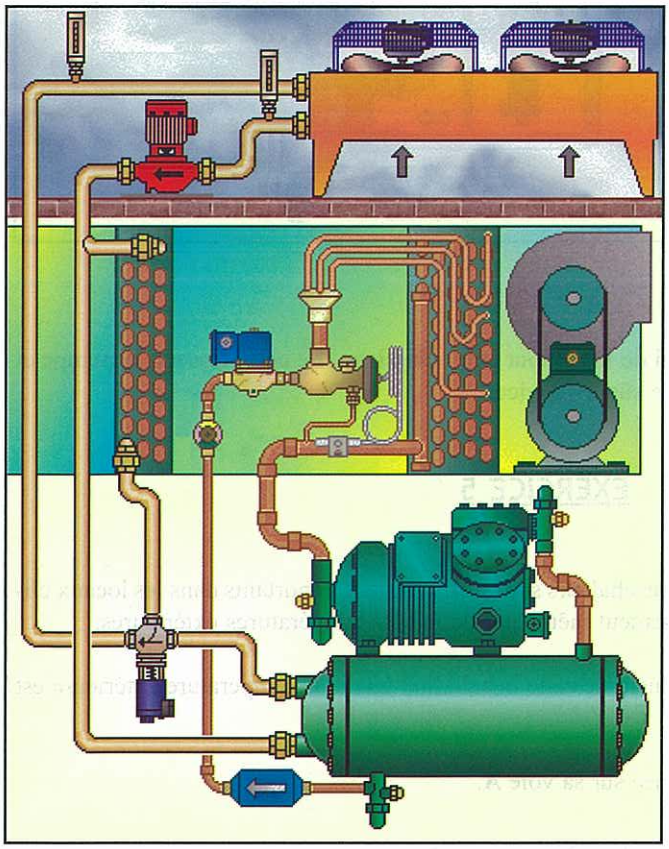
Correction de l'exercice 3

Le débit est constant dans le condenseur. Rappelons que c'est préférable avec une tour ouverte afin de conserver une vitesse de l'eau constante dans le condenseur et donc de limiter les dépôts d'impuretés qui s'y produiraient inévitablement si le débit (et donc la vitesse de l'eau) était variable.

Quand la V3V est fermée sur **B**, le ΔP de toute la partie de l'installation située du coté de la tour de refroidissement est éliminé. La vanne d'équilibrage doit doit donc présenter le même ΔP que cette partie du circuit.



EXERCICE 4



L'installation ci-contre ***(volontairement très simplifiée)*** est utilisée pour climatiser des locaux dans lesquels les charges thermiques sont importantes toute l'année. C'est dire que les dégagements de chaleur sont suffisamment importants pour nécessiter un refroidissement des locaux même par de faibles températures extérieures.

Le groupe frigorifique alimente une batterie froide à détente directe. La chaleur de condensation est évacuée dans un dry-cooler *(étudié page 491)* par l'intermédiaire d'un réseau d'eau glycolée.

Examinez ce montage et essayez de comprendre son fonctionnement quand la V3V est fermée sur sa voie **B**, c'est à dire quand la température extérieure est élevée (par exemple 30°C).

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 4

Les charges thermiques étant importantes toute l'année, elles le sont d'autant plus que la température extérieure est élevée.

C'est pourquoi, avec 30°C à l'extérieur, le compresseur est en service et la V3V est fermée sur **B**.

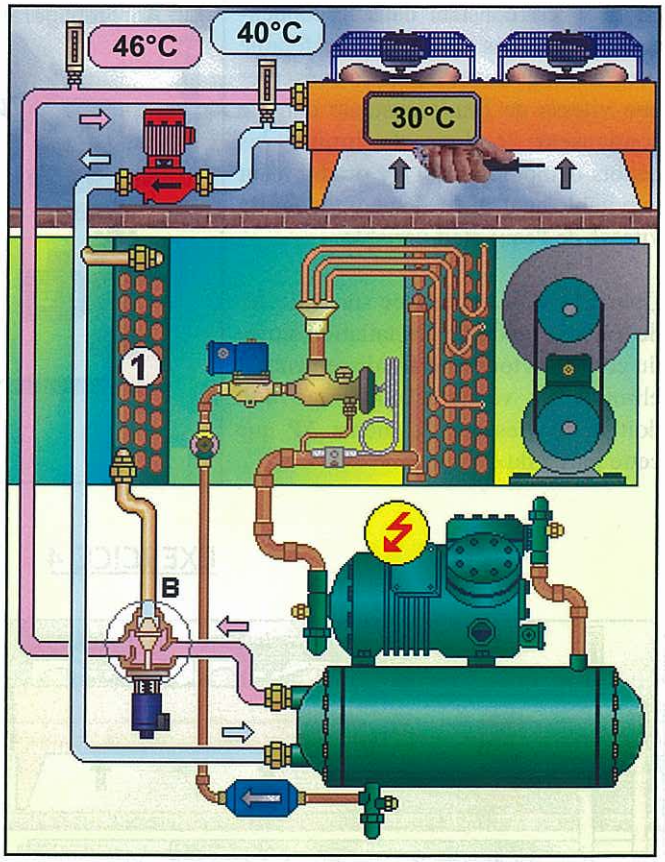
La batterie (repère **1**) est donc complètement éliminée et l'eau glycolée ne circule que dans le condenseur, la V3V (entre **A** et **AB**) et le dry-cooler.

L'air pénétrant à 30°C sur le dry-cooler, l'eau en ressort à environ 40°C.

C'est à cette température qu'elle arrive dans le bas du condenseur (afin optimiser le sous-refroidissement).

On peut donc évaluer la température de condensation à d'environ 55°C.

En considérant un $\Delta\theta$ d'environ 6°C au condenseur, l'eau retourne au dry-cooler à 46°C.



L'installation fonctionne en cycle froid de façon tout à fait classique. Le compresseur, la pompe et les ventilateurs du dry-cooler sont bien sûr en service.

EXERCICE 5

Rappelons-nous que les dégagements de chaleurs sont suffisamment importants dans les locaux climatisés pour nécessiter leur refroidissement même par de faibles températures extérieures.

Essayez de comprendre le fonctionnement de cette installation quand la température extérieure est plutôt faible (par exemple 2°C).

Pour vous aider, la V3V est alors fermée sur sa voie **A**.

Solution page suivante...

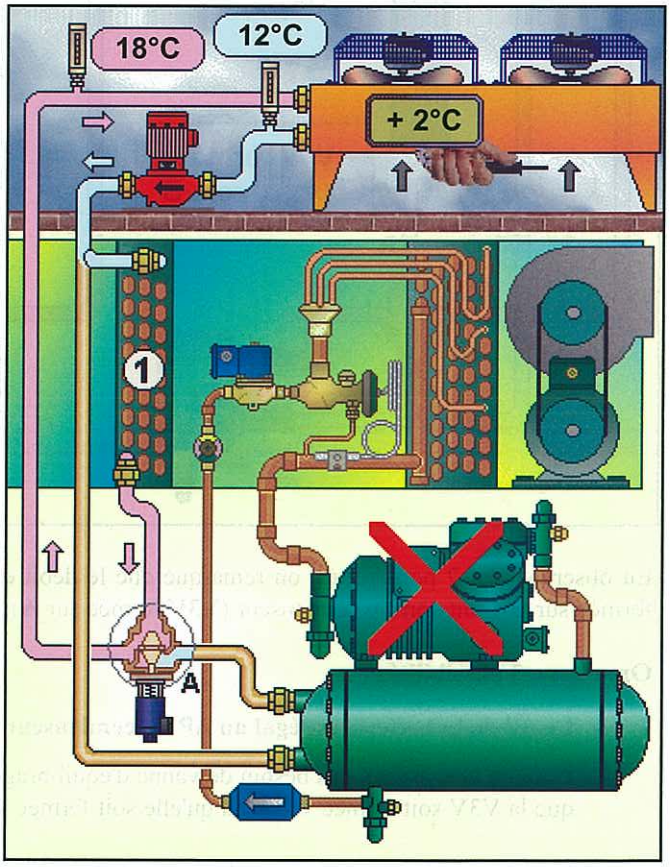
Correction de l'exercice 5

Les dégagements de chaleur étant très importants dans les locaux climatisés, il est nécessaire de les refroidir malgré la faible température extérieure de 2°C.

A ce moment, la V3V est fermée sur sa voie **A** et l'eau glycolée circule uniquement dans la batterie (repère **1**), la V3V (entre **B** et **AB**) et le dry-cooler.

Le condenseur est éliminé et le compresseur est donc à l'arrêt.

L'air extérieur arrivant à 2°C sur le dry-cooler, l'eau en ressort à environ 12°C. Cette eau refroidie par l'air extérieur traverse alors la batterie **1** dans laquelle elle se réchauffe jusqu'à environ 18°C avant de retourner au dry-cooler.



L'air qui circule dans la centrale de traitement d'air est donc refroidi, ***bien que le compresseur soit à l'arrêt,*** avec une consommation électrique minimum puisque seuls les ventilateurs du dry-cooler et la pompe sont en fonctionnement pour assurer la production de froid.

Ce système permettant de refroidir les locaux " gratuitement " est appelé communément " free-cooling " par les anglo-saxons.

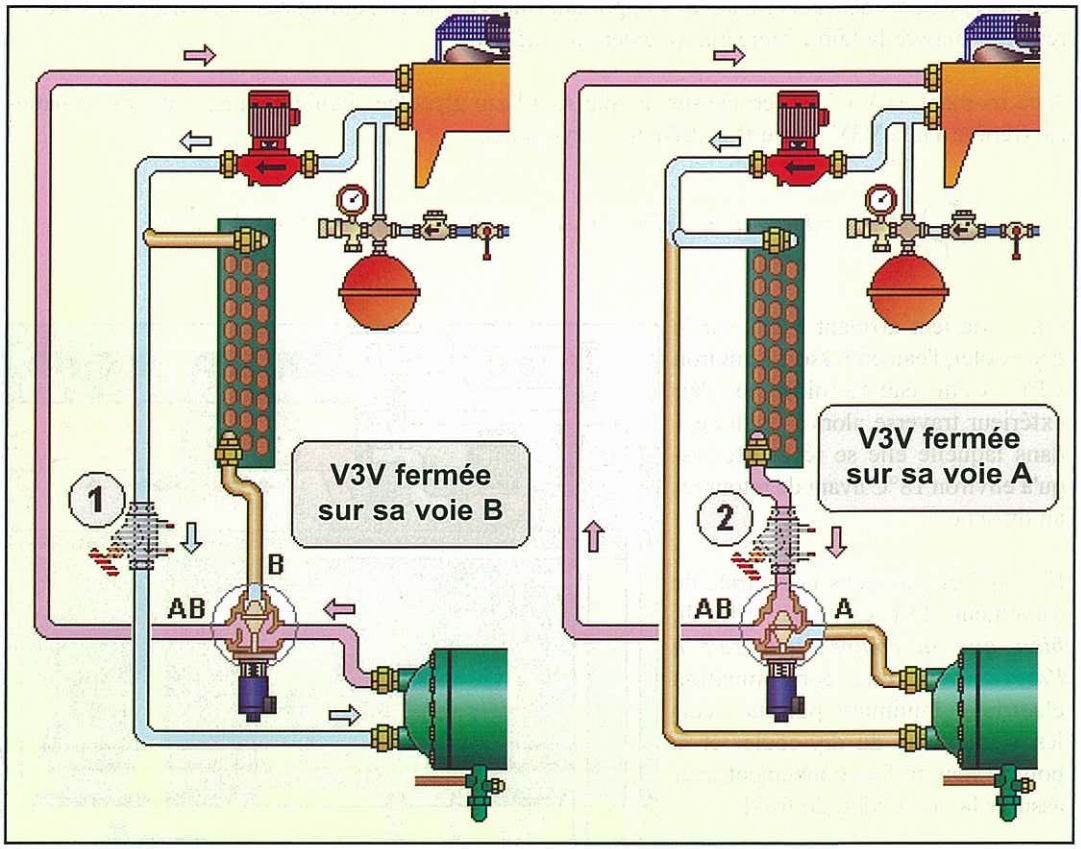
Notez que le débit est variable dans le condenseur. Pourtant, nous avons rappelé *page 759* qu'il était préférable d'y avoir un débit constant afin de limiter les dépôts d'impuretés. Ce problème ne se pose pas avec un circuit fermé comme celui de ce dry-cooler puique l'eau n'étant pas en contact avec l'air atmosphérique, elle reste " propre " et les risques de dépôts sont très limités.

EXERCICE 6

Nous n'avons pas représenté la vanne d'équilibrage. Selon vous, est-elle nécessaire ? Dans l'affirmative, où l'installeriez-vous ?

Correction page suivante...

Correction de l'exercice 6



En observant les 2 possibilités, on remarque que le débit est variable soit dans la batterie (V3V fermée sur **B**), soit dans le condenseur (V3V fermée sur **A**).

On a donc 3 possibilités :

- **Le ΔP de la batterie est égal au ΔP du condenseur** (ce qui est peu probable).

  Dans ce cas, il n'y a pas besoin de vanne d'équilibrage, la HMT de la pompe sera identique que la V3V soit fermée sur **A** ou qu'elle soit fermée sur **B**.

- **Le ΔP de la batterie est supérieur au ΔP du condenseur.**

  Dans ce cas, une vanne d'équilibrage (**repère 1**) doit être installée et réglée pour présenter un ΔP = ΔP batterie - ΔP condenseur afin de maintenir la même HMT de la pompe que la V3V soit fermée sur **A** ou sur **B**.

- **Le ΔP de la batterie est inférieur au ΔP du condenseur.**

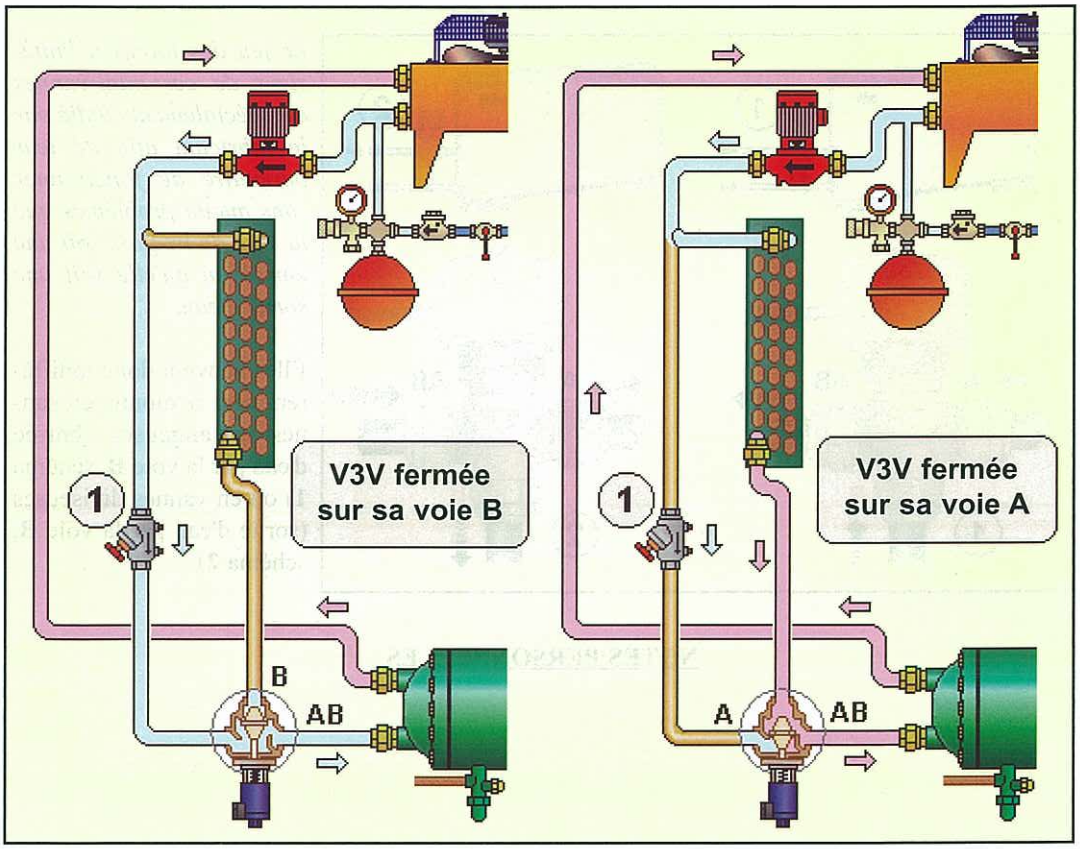
  Dans ce cas, une vanne d'équilibrage (**repère 2**) doit être installée et réglée pour présenter un ΔP = ΔP condenseur - ΔP batterie afin de conserver la même HMT à la pompe quelle que soit la position de la V3V.

EXERCICE 7

Sauriez-vous modifier ce montage afin d'assurer un débit constant dans le condenseur ?

Correction ci-dessous.

Correction de l'exercice 7



Dans le schéma précédent, la V3V se trouvait sur la sortie du condenseur et le débit était variable dans celui-ci.

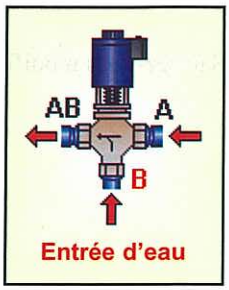
Pour assurer un débit constant dans le condenseur, il suffit d'installer la V3V sur son entrée.

Notez que la voie **AB** était raccordée sur l'entrée du dry-cooler dans le schéma précédent alors que ci-dessous elle l'est sur l'entrée du condenseur.

En observant les 2 possibilités, on remarque que le débit est constant dans le dry-cooler et dans le condenseur. Il n'est variable que dans la batterie.

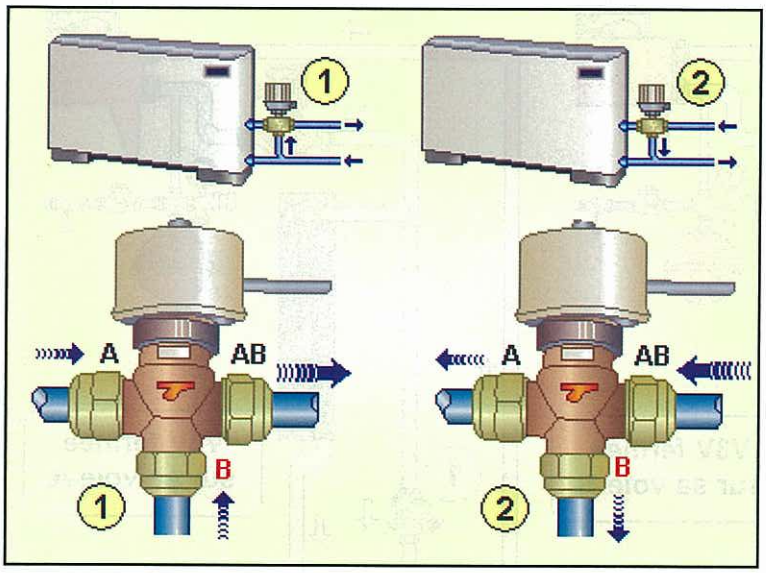
La vanne d'équilibrage (repère **1**) est donc nécessaire pour compenser le ΔP de la batterie quand la V3V est fermée sur **B.**

C) Vannes 3 voies particulières.



Nous avons vu que les vannes 3 voies à clapet que l'on rencontre principalement sur les batteries froides des Centrales de Traitement d'Air doivent impérativement être montées en décharge inversée ou en mélange, c'est à dire avec une entrée d'eau sur la voie de by-pass (*voir page 729*).

On peut cependant rencontrer certaines *petites vannes 3 voies* un peu particulières qui équipent par exemple des ventilos convecteurs.



Le jeu des forces à l'intérieur de ces mini-vannes est spécialement étudié par le fabricant afin de leur permettre de fonctionner sans aucun problèmes que la voie de by-pass soit une entrée ou qu'elle soit une sortie d'eau.

Elles peuvent donc indifféremment se monter en vannes mélangeuses (entrée d'eau par la voie **B**, schéma **1**) ou en vannes diviseuses (sortie d'eau par la voie **B**, schéma **2**).

NOTES PERSONNELLES

QUELQUES PROBLÈMES LIÉS AU GLYCOL

S'il existe un ennemi redoutable lorsqu'une installation utilise de l'eau, c'est bien le risque de gel. Pour lutter contre ce danger, on remplace parfois l'eau par une solution d'eau glycolée (c'est en fait de l'antigel) capable de protéger l'installation par exemple jusqu'à -16°C.

En froid commercial, pour alimenter certaines vitrines et chambres froides, on utilise également parfois de l'eau glycolée qu'on peut ainsi refroidir en dessous de zéro.

Quand l'installation a été calculée à l'origine en tenant compte du glycol, il y a de fortes chances pour que tout se passe bien. Mais ce n'est pas toujours le cas : de l'eau additionnée de glycol n'est plus de l'eau, et cela peut parfois réserver quelques surprises !

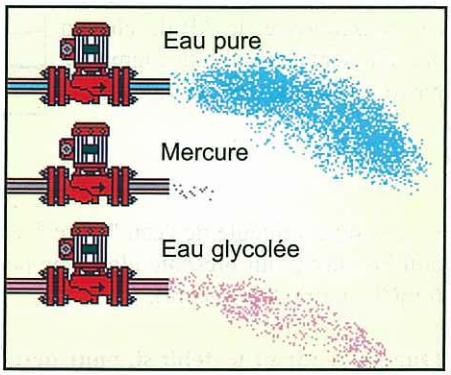
PRINCIPALES DIFFÉRENCES ENTRE L'EAU ET L'EAU GLYCOLÉE.

Pour parler concrètement, prenons l'exemple d'un mélange d'eau et d'éthylène-glycol à 30% destiné à protéger une installation contre le gel jusqu'à -16°C.

a) Eau + glycol = densité plus forte.

Par définition, l'eau " pure " a une densité de 1. Notre eau glycolée à 30% d'éthylène-glycol a une densité de 1,043 à 20°C et de 1,052 à -10°C.

Quelle importance cela peut-il avoir ? Pour le comprendre, imaginez qu'on remplace dans un circuit hydraulique l'eau par du mercure dont la densité est de 13,6. *Que croyez-vous que ferait le débit ?*



b) Eau + glycol = coefficient de dilatation plus élevé.

Nous avons déjà abordé le problème *page 522*. Il est indispensable de prévoir un vase d'expansion plus gros de 25% à 30%, voire davantage selon le volume de l'installation, la concentration en glycol et les températures d'utilisation.

c) Eau + glycol = plus fluide que l'eau.

Une installation étanche à l'eau ne le sera pas forcément à l'eau glycolée (en particulier, les raccords filetés sont propices aux fuites). L'utilisation du téflon sur les raccords filetés est préférable à la filasse mais il est recommandé de privilégier les raccords soudés. Ces risques de fuites sont une source d'ennui non négligeable lorsqu'on doit reconvertir une installation existante à l'eau glycolée.

Notez que le glycol est devenu dans de nombreux pays, comme l'est déjà le fluide frigorigène, un fluide soumis à réglementation. Il est donc interdit de le rejeter à l'égout et il est obligatoire de le récupérer.

d) Eau + glycol = chaleur (spécifique) massique plus faible.

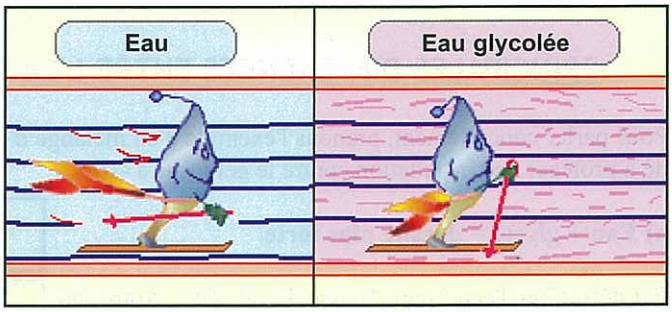
Si l'eau " pure " a une chaleur massique de 4,18 kJ/kg/°C, celle de l'eau glycolée à 30% chute à environ 3,7 kJ/kg/°C à la même température. Cela signifie que 1 kg d'eau glycolée qui traverse un évaporateur cèdera environ 12% de chaleur en moins.

Or, un " bon " fluide doit avoir la meilleure chaleur massique possible afin de véhiculer le maximum de chaleur. Cela permet de réduire les débits en circulation et donc la section des tubes, la taille des pompes, etc. Pour conserver le même $\Delta\theta$ de 5°C sur un évaporateur ou sur une batterie froide, il faudra donc augmenter le débit de 12% !

e) Eau + glycol = viscosité plus importante.

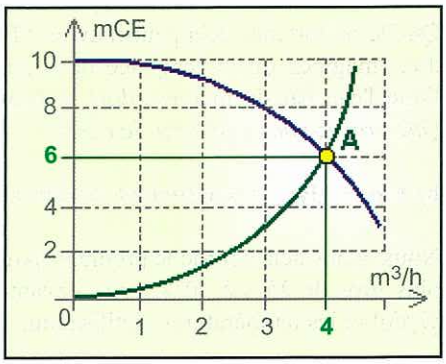
L"augmentation de la viscosité freine le passage de l'eau glycolée dans les tuyauteries. Tout se passe comme si elle " collait " aux parois des tubes et des échangeurs de chaleur.

Le problème est encore aggravé quand la température diminue. En effet, plus l'eau est froide et plus la viscosité de l'eau glycolée augmente, ce qui amplifie encore l'effet d'adhérence aux parois des tubes. En conséquence, le ΔP de chacun des éléments du circuit augmente, parfois de façon non négligeable.



EXERCICE

Une pompe véhicule de l'eau " pure " à 5°C dans un circuit en cuivre qui présente alors une perte de charge de 6 mCE (point **A** ci-contre).



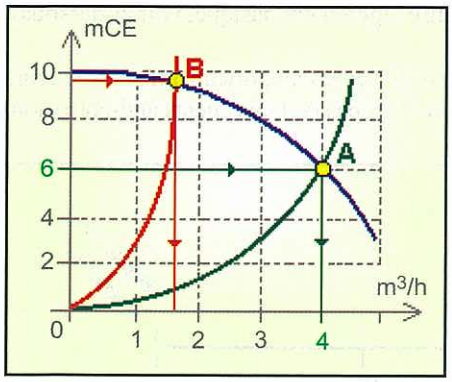
Que deviendrait le débit si, pour descendre la température d'utilisation à -10°C, on décidait de glycoler l'eau de cette installation à 30% tout en conservant la même pompe ?

Pour vous aider, le tableau ci-dessous indique, par rapport à de l'eau " pure ", le coefficient d'augmentation de la perte de charge à appliquer en fonction du taux de glycol, de la nature du tube et de la température d'utilisation.

Coefficient de perte de charge		**20°C**	**0°C**	**-10°C**
30% de glycol (-16°C)	Tube cuivre	1,22	1,48	1,63
	Tube acier	1,1	1,23	1,3
40% de glycol (-25°C)	Tube cuivre	1,32	1,58	1,78
	Tube acier	1,15	1,27	1,35

Solution page suivante...

Correction de l'exercice



La perte de charge de l'installation dans ce circuit en cuivre est de 6 mCE avec de l'eau pure (point **A**). Comme l'indique la courbe de la pompe, le débit en circulation est donc de 4 m3/h.

Avec 30% de glycol et une température de fonctionnement de -10°C dans du tube cuivre, le coefficient à appliquer est de 1,63 (voir tableau page précédente).

C'est dire que la perte de charge du circuit serait alors égale à : 6 x 1,63 = environ 9,8 mCE !

Cette augmentation de la perte de charge modifierait complètement le circuit. Le nouveau point de fonctionnement glisserait de **A** vers **B** avec une très importante chute du débit.

Rajouter du glycol dans une installation qui n'a pas été conçue en conséquence (ou en mettre plus que prévu), c'est à coup sûr s'exposer à de graves problèmes !

Pour compléter nos informations, sachez que le glycol a souvent une action détergente qui a pour effet de " décoller " les impuretés du circuit.

On risque également une réaction chimique du glycol avec certains corps étrangers tels que les graisses utilisées pour les raccords, les agents décapants utilisés pour les soudures, les impuretés fixées sur les tuyauteries, etc. De même, certaines réactions chimiques risquent de se produire avec les sels contenus dans l'eau ou avec certains produits anti-corrosion.

Aussi n'est-il pas rare de constater le colmatage du filtre après quelques heures de fonctionnement suite à un ajout de glycol.

Rappelons que toute installation fonctionnant à l'eau glycolée doit porter une étiquette mentionnant le type de glycol utilisé.

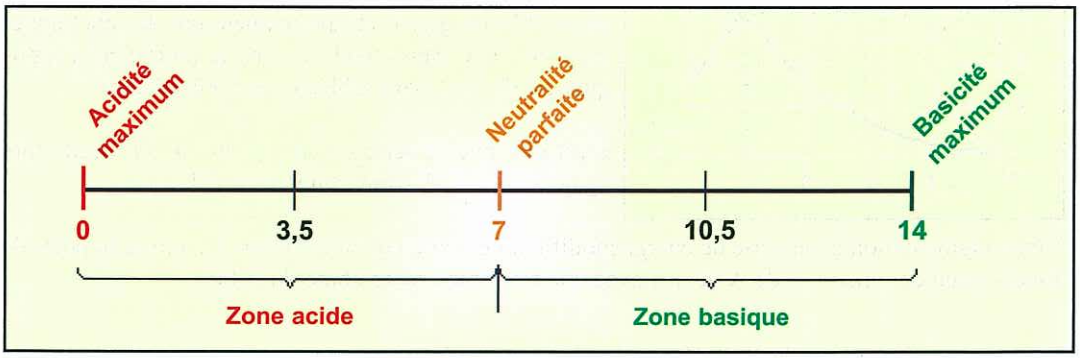
La concentration en glycol doit être vérifiée régulièrement en utilisant un densimètre ou un réfractomètre. A ce propos, en plus des modifications de fonctionnement que nous venons de voir si le taux de glycol est trop important, *soyez particulièrement vigilant si vous devez rajouter du glycol dans une installation :*

- Ne mélangez jamais de l'éthylène-glycol et du monopropylène-glycol qui n'ont absolument pas les mêmes caractéristiques.

De même qu'il serait catastrophique d'introduire des fluides frigorigènes différents dans une installation, il ne faut jamais mélanger des glycols différents.

- Demandez toujours l'avis du fabricant des échangeurs. En effet, certains ions (ammoniums, chlorures et sulfates) attaquent le cuivre. Généralement, le TH (*voir page 485*) doit rester compris entre 10 et 25 et le PH entre 7 et 8 (c'est à dire légèrement basique, voir ci-dessous).

  Les constructeurs risquent de refuser leur garantie si le fluide caloporteur utilisé avec leurs échangeurs (l'eau glycolée dans notre exemple) ne contient pas certains agents anti-corrosion.



Pour l'anecdote, l'auteur se souvient d'une installation d'eau glacée à 7/12°C dont la puissance était un peu faible aux températures extérieures élevées. Pour remédier au problème, l'installateur avait décidé d'augmenter la puissance des batteries froides en abaissant la température de l'eau glacée à +2°C.

Bien entendu, avec de l'eau plus froide la puissance des batteries froides augmente. Mais c'était oublier que la puissance du groupe d'eau glacée allait diminuer d'environ 3 à 4% par °C de diminution de la température d'évaporation, soit environ 15 à 20% dans notre exemple !

Notre installateur voulant faire de l'eau à +2°C sans risquer de geler l'évaporateur, il décide de rajouter du glycol dans le circuit.

Résultat obtenu : L'ajout de glycol a provoqué une réduction du débit d'eau et donc une nouvelle chute de la BP accompagnée d'une diminution supplémentaire de la puissance frigorifique.

Au final, il a fallu retirer de l'installation plus de 500 litres d'eau glycolée, la remettre dans l'état d'origine et rajouter une installation supplémentaire.

Notre propos est de vous faire prendre conscience que glycoler une installation ne s'improvise pas. Dans tous les cas, il sera indispensable de prendre conseil auprès du fabricant de la machine et de respecter scrupuleusement ses recommandations.

QUELQUES PROBLÈMES ÉLECTRO-HYDRAULIQUES

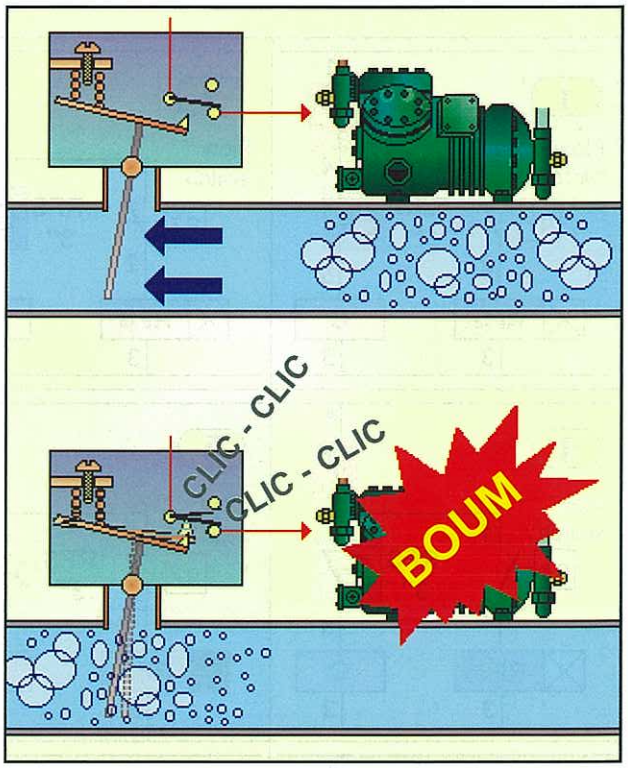
A) Le flow-switch " clignote " lors du passage d'une poche d'air.

De nombreux circuits hydrauliques utilisent un flow-switch pour contrôler le débit d'eau.

Nous avons déjà commenté le fonctionnement de cet appareil et les problèmes consécutifs au non respect des règles de montage *(voir pages 601 et 602)*.

Un autre problème peut se produire lorsqu'une poche d'air en circulation passe sur la palette de l'appareil.

A ce moment, la force de l'eau qui pousse sur la palette devient instable et irrégulière. Le contact risque alors de s'ouvrir un court instant, voire même de " clignoter " plus ou moins longtemps selon l'importance de la poche d'air.



Si le contact du flow-switch est câblé en série avec la bobine du contacteur du compresseur, il y a 3 possibilités :

- Si le compresseur est à l'arrêt, le battement du contact du flow-switch n'a aucune conséquence directe.

- Si le compresseur est en service et s'il est équipé d'un relais anti courts-cycles, il s'arrête dès la première ouverture du contact du flow-switch et il ne pourra pas redémarrer avant la fin de la temporisation de l'anti courts-cycles, par exemple 6 minutes *(voir schéma électrique page 216)*.

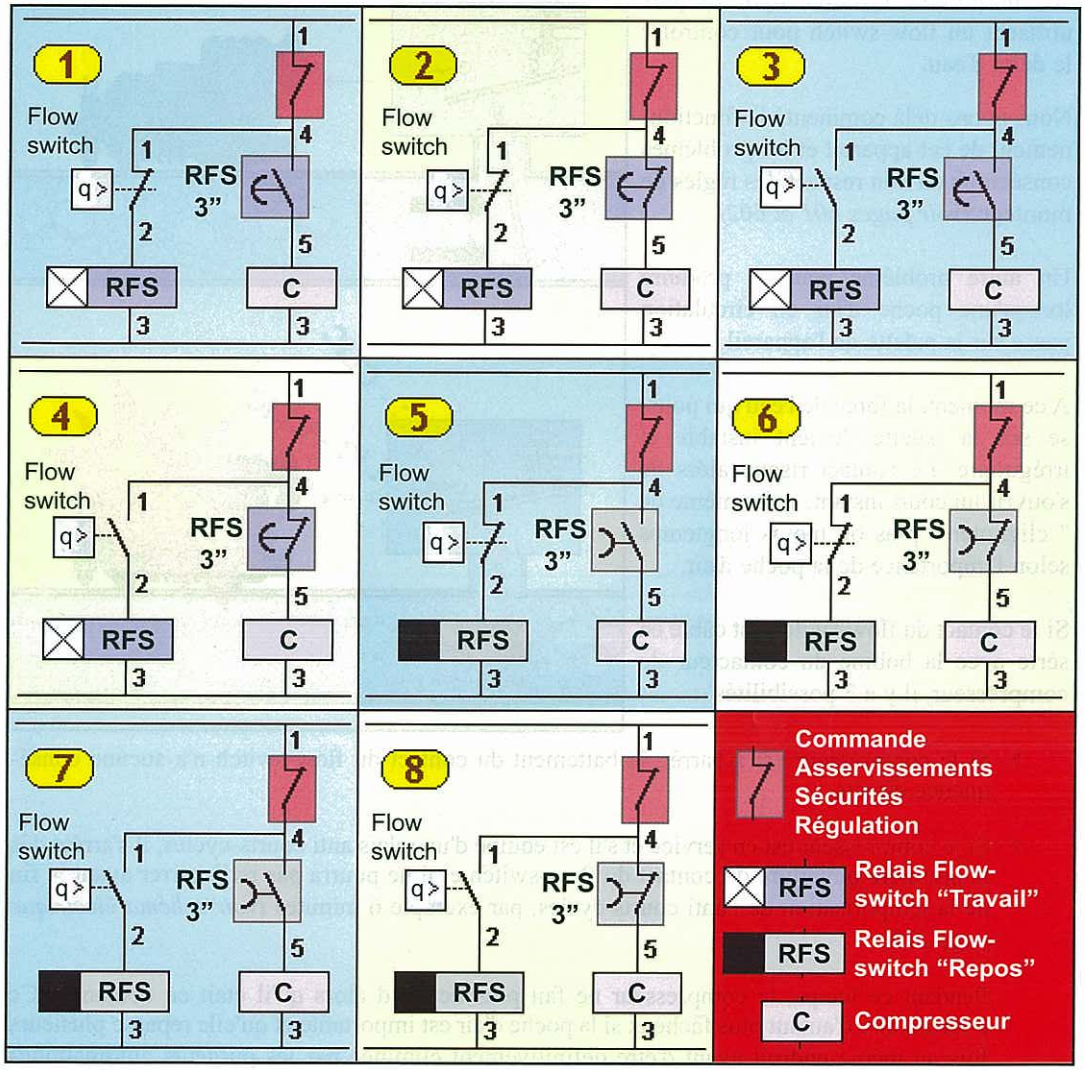
  Pendant ce temps, le compresseur ne fait plus de froid alors qu'il était en demande. Ce pourrait être d'autant plus fâcheux si la poche d'air est importante et qu'elle repasse plusieurs fois au même endroit avant d'être définitivement éliminée par les purgeurs automatiques (s'ils existent et s'ils sont bien installés).

- S'il n'y a pas d'anti courts-cycles, le contacteur du compresseur se met à " clignoter " au même rythme que le contact du flow-switch. Le résultat est catastrophique : le compresseur s'arrête, redémarre, s'arrête à nouveau, redémarre, et ainsi de suite *(voir problème du démarrage des moteurs, page 449)*.

  Il n'y a plus qu'à espérer que le compresseur coupe en sécurité par sa protection interne ou par son relais thermique : *sinon, il rend l'âme.*

EXERCICE 1

Pour solutionner ce type de problème, il est nécessaire de temporiser l'action du flow-switch afin que l'arrêt du compresseur ne puisse se produire que si le défaut se prolonge par exemple plus de 3 secondes. Nous utiliserons donc un **R**elais **F**low-**S**witch temporisé. Mais, selon que l'on utilise le contact à ouverture ou à fermeture du flow-switch, un relais temporisé " repos " ou " travail " avec un contact à fermeture ou à ouverture, on peut aboutir aux 8 schémas de principe ci-dessous :



Quand on met la pompe en service, un contact à fermeture de celle-ci se ferme sur la ligne d'asservissement **1-4**, ce qui autorise le compresseur à démarrer si le contact RFS **4-5** le permet.

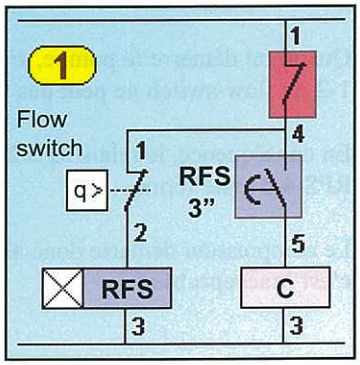
Donnez votre avis sur chacun de ces schémas : inacceptable, satisfaisant ou excellent ? Pour vous aider, réfléchissez à ce qui se passe quand on met la pompe en service si le débit est correct puis si le débit devient insuffisant. Finalement, lequel de ces 8 schémas est-il selon vous le meilleur ?

Solution pages suivantes...

Correction de l'exercice 1

Rappelons que pour chaque schéma, un contact à fermeture de la pompe est câblé en série (avec l'interrupteur Marche/Arrêt, le thermostat de régulation, les sécurités HP et BP, etc.) sur la ligne d'asservissement **1-4**. Le compresseur ne peut donc pas démarrer si la pompe ne tourne pas et si le contact RFS **4-5** est ouvert.

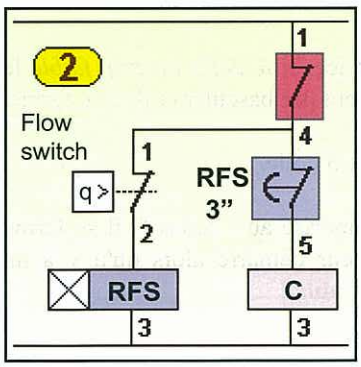
Schéma n°1 :



Quand on met la pompe en service, *si le débit est trop faible* le contact **1-2** du flow-switch ne peut pas basculer et il reste donc fermé. En conséquence, le relais RFS **2-3** colle et 3 secondes plus tard le contact temporisé travail RFS **4-5** se ferme, ce qui autorise le compresseur à démarrer alors qu'il y a un manque de débit : **c'est inacceptable !**

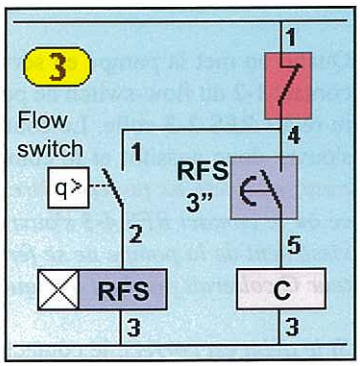
A l'inverse, *si le débit est correct*, le contact 1-2 s'ouvre en interdisant à la bobine RFS de coller. Le contact RFS **4-5** reste donc ouvert et le compresseur ne peut jamais démarrer alors que le débit est correct : **c'est également inacceptable !**

Schéma n°2 :



Comme ci-dessus, quand on met la pompe en service, *si le débit est trop faible* le contact **1-2** du flow-switch ne peut pas basculer et il reste fermé : le relais RFS **2-3** colle. Le contact RFS **4-5** temporisé au travail reste donc fermé et le compresseur démarre aussitôt alors que le débit est insuffisant. 3 secondes plus tard le contact RFS **4-5** s'ouvre ce qui arrête enfin le compresseur. En conclusion, alors qu'il y a un manque de débit, on a démarré le compresseur pour l'arrêter 3 secondes plus tard : *espérons que nous trouverons une meilleure solution !*

Schéma n°3 :



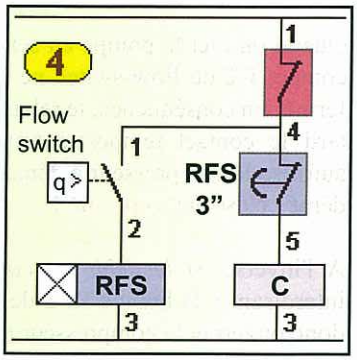
Quand on démarre la pompe, *si le débit est trop faible* le contact **1-2** du flow-switch ne peut pas basculer et il reste donc ouvert. En conséquence, le relais RFS **2-3** ne peut pas coller et le contact RFS **4-5** reste ouvert ce qui interdit le démarrage du compresseur : ***cela paraît excellent !***

A l'inverse, *si le débit est correct*, le contact **1-2** du flow-switch se ferme ce qui fait coller la bobine RFS. 3 secondes plus tard, le contact RFS **4-5** se ferme et le compresseur démarre : ***cela paraît excellent !***

Mais, que se passe-t-il si une poche d'air fait clignoter le contact 1-2 du flow-switch ?

Le compresseur étant en service, si une poche d'air provoque l'ouverture du contact **1-2**, le relais RFS décolle aussitôt. A ce moment, le contact **4-5** s'ouvre immédiatement et le compresseur s'arrête. La poche d'air étant passée, le flow-switch referme son contact **1-2** et 3 secondes plus tard le compresseur redémarre. Ainsi, une grosse bulle d'air qui passerait sur la palette du flow-switch en provoquant une simple micro-coupure arrêterait immédiatement le compresseur puis l'autoriserait à redémarrer 3 secondes plus tard : **c'est inacceptable !**

Schéma n°4 :

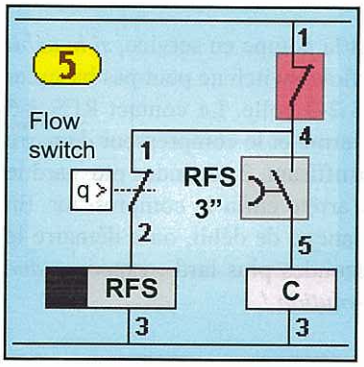


Quand on démarre la pompe, *si le débit est trop faible* le contact 1-2 du flow-switch ne peut pas basculer et il reste donc ouvert.

En conséquence, le relais RFS **2-3** ne peut pas coller et le contact RFS **4-5** reste fermé.

Le compresseur démarre donc alors qu'il y a un manque de débit : **c'est inacceptable !**

Schéma n°5 :



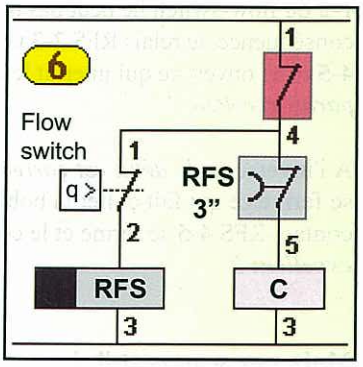
Quand on met la pompe en service, *si le débit est trop faible* le contact **1-2** du flow-switch ne peut pas basculer et il reste fermé.

En conséquence, le relais RFS **2-3** colle.

Son contact RFS **4-5**, étant temporisé au " repos ", il se ferme immédiatement et le compresseur démarre alors qu'il y a un manque de débit : **c'est inacceptable !**

Schéma n°6 :

Quand on met la pompe en service, si le débit est trop faible le contact **1-2** du flow-switch ne peut pas basculer et il reste fermé : le relais RFS **2-3** colle. Le contact RFS **4-5** temporisé au repos s'ouvre donc aussitôt et le compresseur ne peut pas démarrer : ***notez que cela ne pourrait être satisfaisant*** *que dans l'hypothèse où le contact RFS **4-5** s'ouvre AVANT que le contact d'asservissement de la pompe ne se ferme entre 1 et 4, sinon le contacteur C collerait pendant quelques millisecondes !*

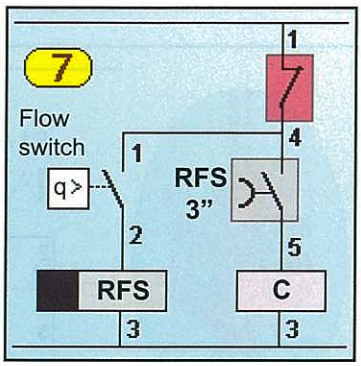


Si le débit est correct, le contact **1-2** du flow-switch s'ouvre et le relais RFS ne peut pas coller. Le contact RFS **4-5** reste donc fermé et le compresseur peut démarrer : ***cela paraît excellent !***

Mais, que se passe-t-il si une poche d'air fait clignoter le contact 1-2 du flow-switch ?

Le compresseur étant en service, si une poche d'air provoque la fermeture du contact **1-2**, le relais RFS colle aussitôt. Le contact **4-5** s'ouvre immédiatement et le compresseur s'arrête. La poche d'air étant passée, le flow-switch ré-ouvre son contact **1-2**, le relais RFS décolle et 3 secondes plus tard, le contact **4-5** de RFS se referme et redémarre le compresseur. Ainsi, comme dans le schéma n°3, une grosse bulle d'air qui provoquerait une simple micro-coupure arrêterait immédiatement le compresseur puis l'autoriserait à redémarrer 3 secondes plus tard : **c'est donc inacceptable !**

Schéma n°7 :



Quand on démarre la pompe, *si le débit est trop faible* le contact **1-2** du flow-switch ne peut pas basculer et il reste donc ouvert. En conséquence, le relais RFS **2-3** ne peut pas coller et le contact RFS **4-5** reste ouvert ce qui interdit le démarrage du compresseur : ***cela paraît excellent !***

A l'inverse, *si le débit est correct*, le contact **1-2** du flow-switch se ferme ce qui fait coller la bobine RFS. Aussitôt, le contact RFS **4-5** se ferme et le compresseur démarre : ***cela paraît excellent !***

Examinons ce qui se passe si une poche d'air fait clignoter le contact 1-2 du flow-switch :

Le compresseur étant en service, si une poche d'air provoque l'ouverture du contact **1-2**, le relais RFS décolle aussitôt mais le contact RFS 4-5 étant temporisé au repos, il reste fermé et le compresseur continue à fonctionner : cela paraît excellent !

Si l'ouverture du contact du flow-switch se prolonge plus de 3 secondes, le contact RFS s'ouvre et arrête le compresseur : ***cela paraît excellent !***

Ainsi, dans le cas d'un défaut transitoire (qu'il s'agisse d'une simple micro-coupure provoquée par le passage d'une grosse bulle d'air ou d'un phénomène de clignotement provoqué par une grosse poche d'air), le compresseur continue de fonctionner. Par contre, en cas de défaut continu (par exemple si on ferme une vanne sur le circuit, si un filtre est encrassé, etc.), le compresseur s'arrête 3 secondes (c'est un maximum, principalement avec un échangeur à plaques) après l'ouverture du flow-switch : **c'est un excellent schéma.**

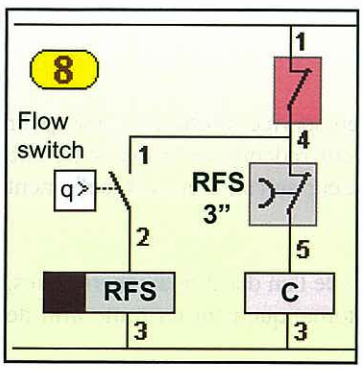


Schéma n°8 :

Quand on met la pompe en service, *si le débit est trop faible* le contact **1-2** du flow-switch ne peut pas basculer et il reste ouvert.

En conséquence, le relais RFS **2-3** ne peut pas coller.

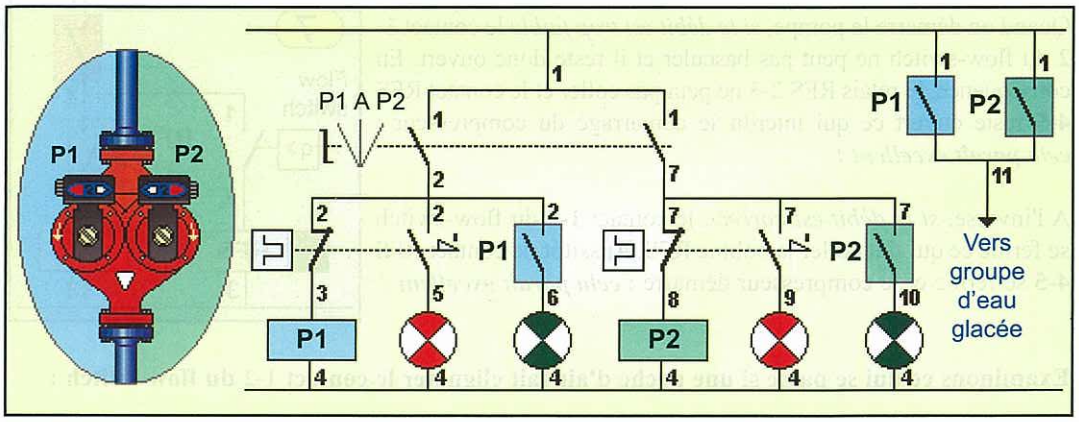
Son contact RFS **4-5** reste donc fermé et le compresseur démarre alors qu'il y a un manque de débit : **c'est inacceptable !**

En résumé, seul le schéma n°7 donne entière satisfaction (la temporisation étant réglée à 3 environ secondes)

B) Avec des circulateurs jumelés, comment assurer la permutation automatique en cas de défaut de l'un des 2 circulateurs ?

Bien évidemment, lorsque c'est un automate qui gère les 2 circulateurs, le problème ne se pose pas.

Dans les schémas classiques, le commutateur à 3 positions (**M**arche **P1**, **A**rrêt ou **M**arche **P2**) permet de choisir le circulateur qui doit fonctionner, l'autre restant bien sûr à l'arrêt.



Si tout se passe bien, le circulateur sélectionné par le commutateur est en service (contact **1-2** ou **1-7** fermé) et son voyant " **Marche** " est allumé. Le contact d'asservissement correspondant est fermé et la phase peut passer de **1** à **11** pour autoriser par exemple un groupe d'eau glacée à fonctionner.

Chaque circulateur est protégé par un relais thermique à réarmement manuel *(voir : comment faut-il régler un relais thermique, page 381).*

En cas de défaut surintensité, le relais thermique arrête le circulateur en service et allume le voyant de signalisation " **Défaut** " correspondant. L'arrêt du circulateur interrompt le passage de la phase entre **1** et **11** et le groupe d'eau glacée s'arrête.

EXERCICE 2

Ainsi donc, avec le schéma ci-dessus, il suffit que le circulateur en service tombe en panne pour que la production d'eau glacée soit complètement interrompue. Pour redémarrer la machine, une intervention manuelle est alors nécessaire pour dépanner le circulateur en cause et éventuellement commuter sur l'autre.

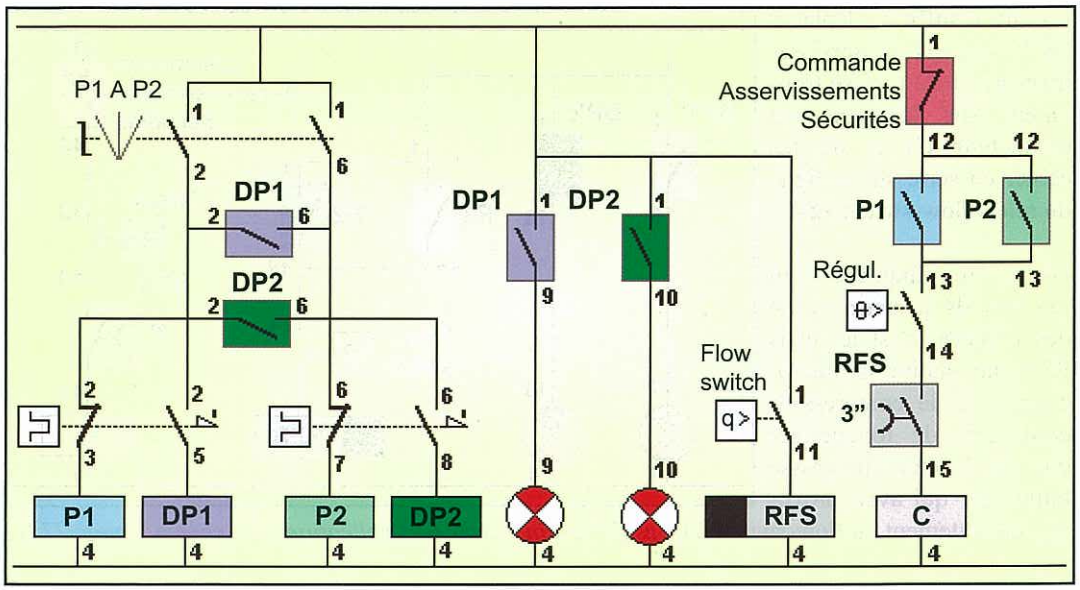
Trouvez comment modifier ce schéma afin qu'en cas de disjonction de l'un des 2 relais thermiques, le circulateur correspondant s'arrête mais que l'autre se mette automatiquement en route afin de permettre à la production d'eau glacée de continuer à fonctionner.

Bien sûr, la signalisation défaut du circulateur en panne devra être activée.

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 2

La modification la plus classique consiste à rajouter 2 relais **D**éfaut **P**ompe (DP1 et DP2). Notez au passage que le câblage du flow-switch correspond au schéma 7 de la page 773.



Par exemple, si le commutateur est sur la position " Pompe 1 ", son contact **1-2** est fermé et la pompe P1 fonctionne normalement. Le contact **1-6** du commutateur étant ouvert ainsi que les 2 contacts DP1 et DP2 raccordée entre **2** et **6**, la pompe P2 ne peut absolument pas fonctionner.

Le contact P1 **12-13** sur la ligne du compresseur C étant fermé, la production d'eau glacée peut fonctionner normalement.

En cas de défaut surintensité sur la pompe 1, le relais thermique ouvre son contact **2-3** (ce qui arrête immédiatement P1) et ferme son contact **2-5** (ce qui colle aussitôt DP1). Le relais DP1 étant collé, le contact DP1 **2-6** se ferme en provoquant le démarrage de la pompe P2. Simultanément, le contact **1-9** de DP1 se ferme en déclenchant l'alarme défaut P1.

Au final, bien que le commutateur soit sur la position P1, c'est la pompe P2 qui tourne et le défaut P1 est allumé.

EXERCICE 3

Sur le schéma ci-dessus, en cas de disjonction d'un relais thermique, au moment où le contacteur de la pompe décolle, le contact correspondant **12-13** s'ouvre ce qui arrête immédiatement le compresseur. Le relais Défaut pompe s'enclenchant, la pompe qui était à l'arrêt se met en route, ce qui ferme son contact **12-13** et ré-autorise le compresseur à démarrer. En fait, il se produit une micro-coupure de quelques dizaines de millisecondes sur la bobine du contacteur C.

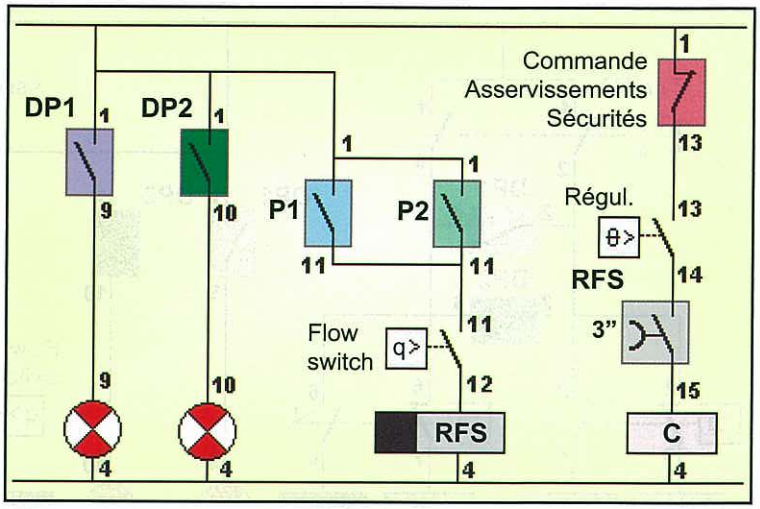
Sans rajouter de matériel, comment pourrait-on modifier le schéma pour remédier à ce problème ?

Correction page suivante...

Correction de l'exercice 3

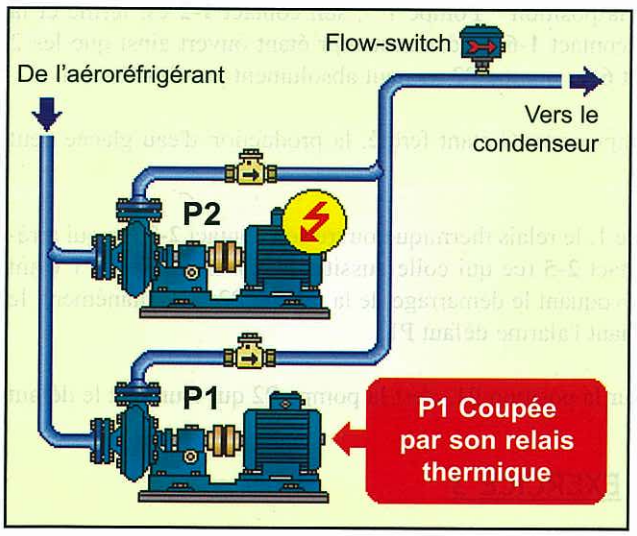
Nous n'avons volontairement représenté que la partie droite du schéma (la partie gauche reste inchangée.

En fait, il suffit de déplacer les 2 contacts d'asservissement P1 et P2 (qui se trouvaient sur la ligne du contacteur C) et de les câbler en série sur la ligne du relais flow-switch **12-4.**



De cette manière, au moment de la permutation des pompes, c'est le relais RFS qui subira la micro-coupure et le compresseur continuera de fonctionner comme si c'était une grosse bulle d'air qui avait provoqué un battement du flow-switch *(en cas de besoin, revoir les explications du schéma 7 page 773).*

EXERCICE 4



Vous arrivez en dépannage sur un groupe d'eau glacée à condensation par eau avec une tour de refroidissement ouverte tout à fait classique.

Il ne vous faut que quelques mesures au voltmètre *(voir dépannage électrique, pages 359 à 372)* pour trouver l'origine de la panne : le relais thermique de la pompe P1 a disjoncté.

Le schéma électrique est similaire à celui ci-dessus.

La permutation automatique a bien fonctionné et elle a enclenché P2. Par contre, le contact **11-12** du flow-switch est ouvert, le relais RFS **12-4** n'est pas alimenté et le contact temporisé RFS **14-15** empêche le compresseur de fonctionner.

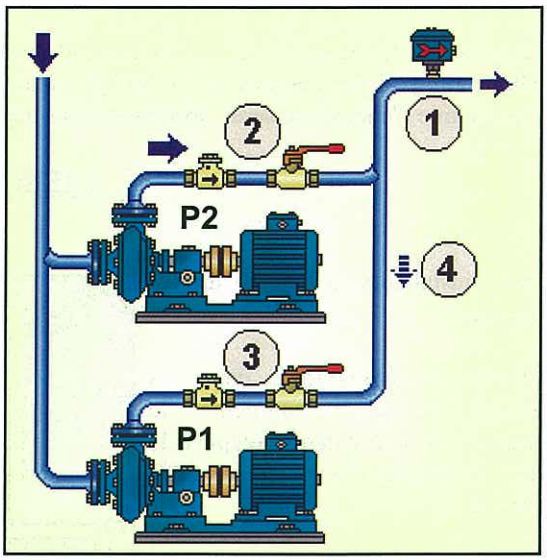
Vous dépannez la pompe P1 et vous la remettez en route : le flow-switch ferme son contact. Quand vous remettez P2, le flow-switch ouvre son contact, et ainsi de suite. Pourtant, les 2 pompes sont rigoureusement identiques. **Que peut-il bien se passer ?**

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 4

Quand P1 est en service, le flow-switch ferme son contact. Quand c'est P2 qui tourne, il l'ouvre : à l'évidence, le flow-switch n'est pas en cause et le débit qui passe sur sa palette (**repère 1)** est plus faible avec P2 qu'avec P1, bien que les 2 pompes soient rigoureusement identiques !

Observez la pompe P1 qui est à l'arrêt, tapotez les tourtaux. Bien que n'étant pas alimentée, ne tourne-t-elle pas en sens inverse ? S'il s'agit de pompes à garniture rotative *(telle que celle représentée en bas de cette page) effleurez* l'arbre avec un tournevis.

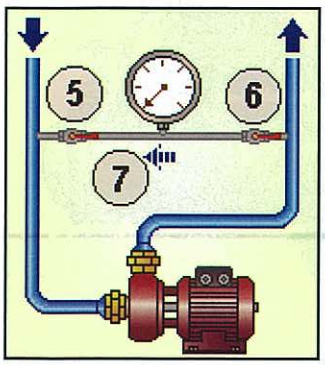


Cependant, selon le type de pompe et son état, il est possible que le débit parasite en circulation ne fasse pas tourner l'arbre de la pompe à l'arrêt. Le meilleur contrôle reste donc de fermer la vanne **repère 3** au refoulement de P1 alors que P2 fonctionne. Si le flow-switch ferme son contact, cela confirme que le clapet de retenue **3** n'est pas étanche et qu'un débit parasite (**repère 4)** passe dans la pompe P1 en sens inverse *(voir explications pages 707 à 709).*

Ce type de problème peut arriver sur le circuit hydraulique d'une tour de refroidissement ouverte s'il n'y a pas de filtre en sortie tour (ou si le tamis à l'intérieur du filtre est crevé ou a été enlevé !).

Si la panne ne provient pas d'un problème de recyclage parasite, faites un contrôle mécanique et électrique de la pompe P2 *(voir : technologie des pompes, page 641 et problèmes mécaniques, page 668).*

Etant donné qu'il y a 2 pompes identiques, votre tâche sera grandement simplifiée puisque vous pourrez procéder par comparaison.



Enfin signalons qu'un autre problème de coupure parasite par le flow-switch peut se produire avec le montage ci-contre, destiné à mesurer la HMT de la pompe *(voir page 671).*

En effet, selon la différence de pression entre **5** et **6** et le diamètre du tube de liaison, un débit parasite non négligeable (**repère 7**) peut être recyclé à l'aspiration de la pompe.

Les 2 vannes (repères 5 et 6) ne doivent donc jamais être ouvertes en même temps.

C) Comment faire pour arrêter la pompe condenseur en même temps que le compresseur.

Nous avons vu *page 605* que la pompe condenseur a un débit supérieur d'environ 25% au débit de la pompe eau glacée. De plus la HMT de la pompe condenseur est souvent plus importante que celle de la pompe eau glacée. Ces 2 facteurs expliquent que la puissance absorbée par le moteur d'une pompe condenseur est souvent plus élevée que celle de la pompe eau glacée correspondante.

Nous avons vu *page 583* que la pompe eau glacée doit obligatoirement fonctionner en permanence. Mais pourquoi ne pas arrêter la pompe condenseur quand le compresseur ne tourne pas ? L'économie d'énergie ne serait absolument pas négligeable.

EXERCICE 5

ELECTRICITE

Soit l'installation à détente directe ci-contre.

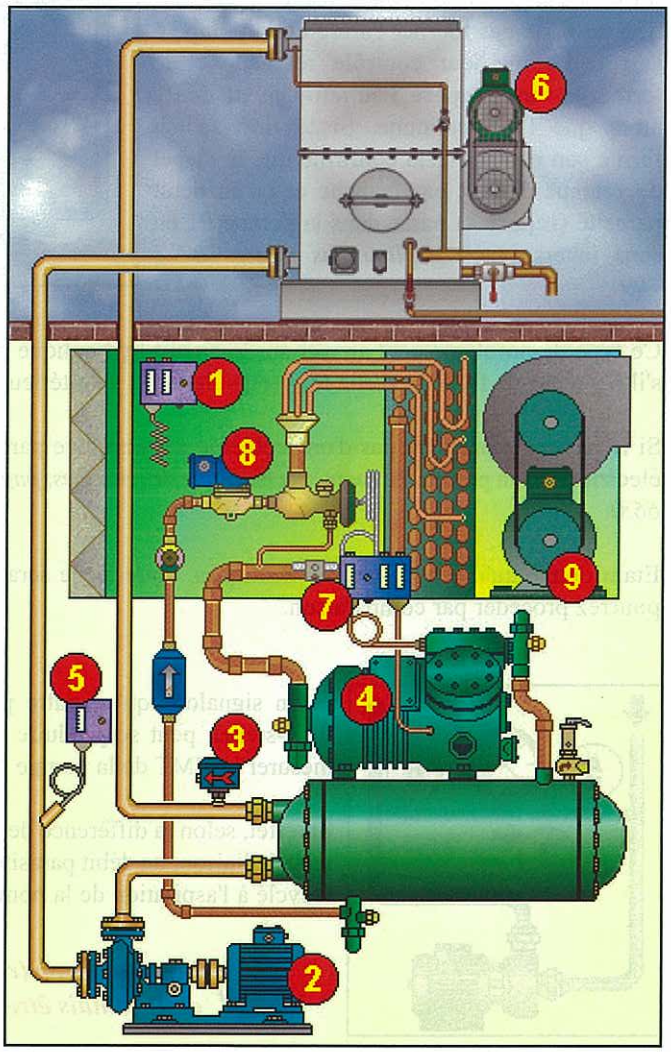
Quand la température dans les locaux climatisés augmente, le thermostat de régulation (**repère 1)** enclenche la **P**ompe **T**our (**PT, repère 2**).

Si le débit dans le condenseur s'établit correctement, le flow-switch (**repère 3**) autorise le démarrage du **C**ompresseur **C** (**repère 4**).

Le thermostat tour (**repère 5**) régule le fonctionnement du **V**entilateur **T**our **VT** (**repère 6**).

Etablissez le schéma électrique du circuit de commande sachant que le compresseur est régulé en Protection Minimum (*voir page 203)*.

Définissez vous même l'emplacement dans le schéma du pressostat de sécurité HP/BP (**repère 7**), de l'électrovanne liquide (**repère 8**) et prévoyez les sécurités et les asservissements que vous jugerez utiles.

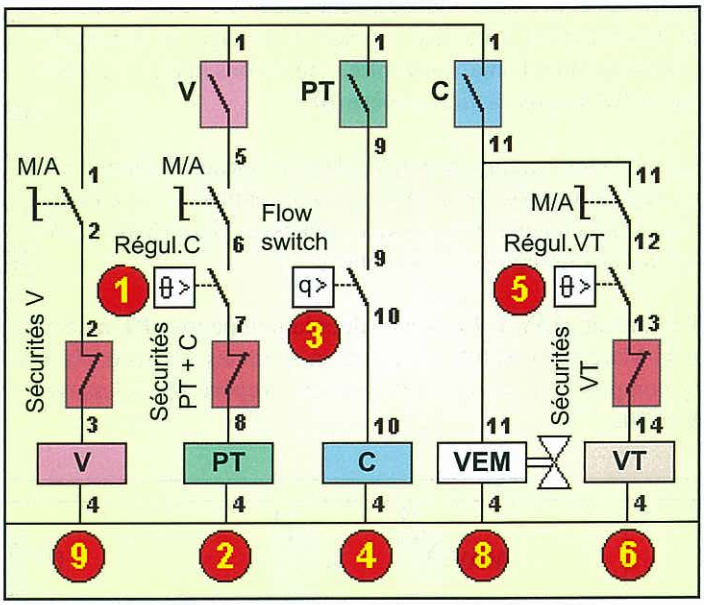


Solution page suivante...

Correction de l'exercice 5

Puisqu'il s'agit d'une installation à détente directe, le " grand patron " est le ventilateur **V** de la centrale de traitement d'air.

En effet, s'il s'arrête (quelle qu'en soit la raison), le compresseur **C** doit s'arrêter. Mais, si le compresseur ne tourne pas, la pompe tour **PT** doit être à l'arrêt (c'est le but de l'exercice) et si cette pompe ne tourne pas, le ventilateur tour **VT** doit impérativement être arrêté comme nous l'avons vu *page 509.*



Notez que l'on voit du premier coup d'œil sur le schéma que la hiérarchie est respectée : Si **V** est à l'arrêt, son contact **V 1-5** est ouvert et **PT 8-4** est à l'arrêt, ce qui ouvre le contact **PT 1-9** et arrête **C 10-4**, l'ouverture de **C 1-11** stoppant la **VEM** et **VT**.

Regardons de plus près : le contacteur **V 3-4** n'est collé que si son interrupteur Marche/Arrêt **1-2** est fermé et si ses sécurités (relais thermique, protection interne, etc.) sont fermées entre **2** et **3**. A ce moment, le contact **V 1-5** donne l'autorisation de fonctionner à la pompe tour **PT.**

La pompe **PT** ne peut démarrer que si son interrupteur Marche/Arrêt **5-6** est fermé et si le thermostat de régulation des locaux ferme son contact **6-7**. A ce moment, la pompe **PT** ne pourra démarrer que si ses sécurités (relais thermique, etc.) *ET* si celles du compresseur (Pressostat HP, BP, protection interne, relais thermique, etc.) sont fermées entre **7** et **8**.

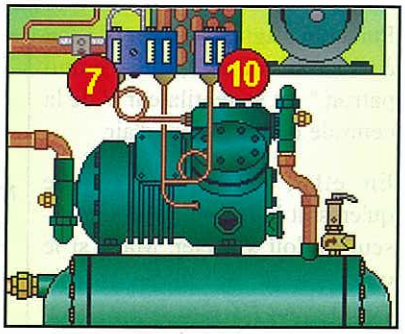
La pompe tour ayant démarré, son contact **PT 1-9** n'autorisera le compresseur **C 10-4** à démarrer que si le flow-switch **9-10** ferme son contact, c'est à dire uniquement si le débit s'établit correctement dans le circuit tour. La fermeture du contact **C 1-11** alimentera alors l'électrovanne liquide et autorisera le ventilateur tour **VT 14-4** à fonctionner si son interrupteur est fermé, si le thermostat de régulation tour **12-13** est en demande et si ses propres sécurités (protection interne, relais thermique, etc.) sont fermées entre **13** et **14**.

Quand la température diminuera dans les locaux, le thermostat **6-7** arrêtera **PT**, ce qui arrêtera immédiatement le compresseur **C**, la **VEM** et le ventilateur tour **VT**.

EXERCICE 6

Modifier ce schéma afin que le compresseur démarre et s'arrête par tirage au vide unique *(éventuellement, révisez ce système de régulation pages 206 à 208).*

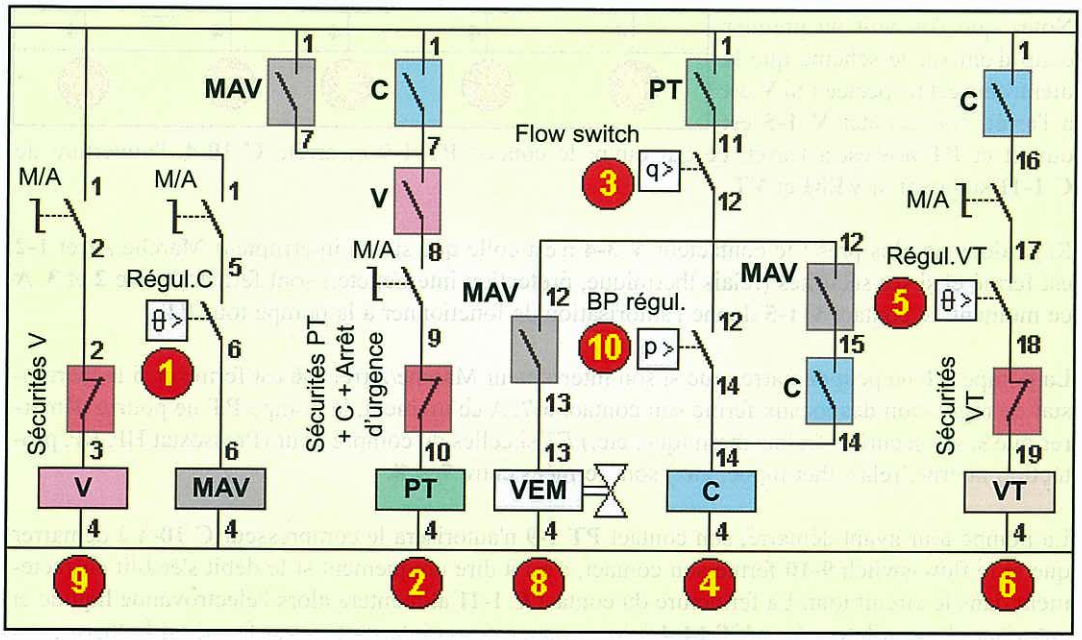
Correction de l'exercice 6



En ce qui concerne la ligne du ventilateur **V 3-4** de la centrale de traitement d'air, il n'y a rien de changé, et il reste le " patron " du schéma. Par contre, nous avons rajouté un pressostat BP de mise à vide, **repère 10**.

Quand la température augmente dans les locaux le thermostat de régulation **5-6** n'enclenche plus la pompe tour (comme dans le schéma précédent) mais le relais de Mise à Vide **MAV** qui ferme aussitôt tous ses contacts.

Le contact **MAV 1-7** autorise alors la pompe tour **PT** à démarrer si **V 7-8** est fermé, si l'interrupteur Marche/Arrêt **8-9** est fermé et si toutes les sécurités pompe tour + celles du compresseur (y compris le pressostat BP de sécurité **repère 10** ci-dessus) + l'arrêt d'urgence sont fermées entre **9 et 10.**



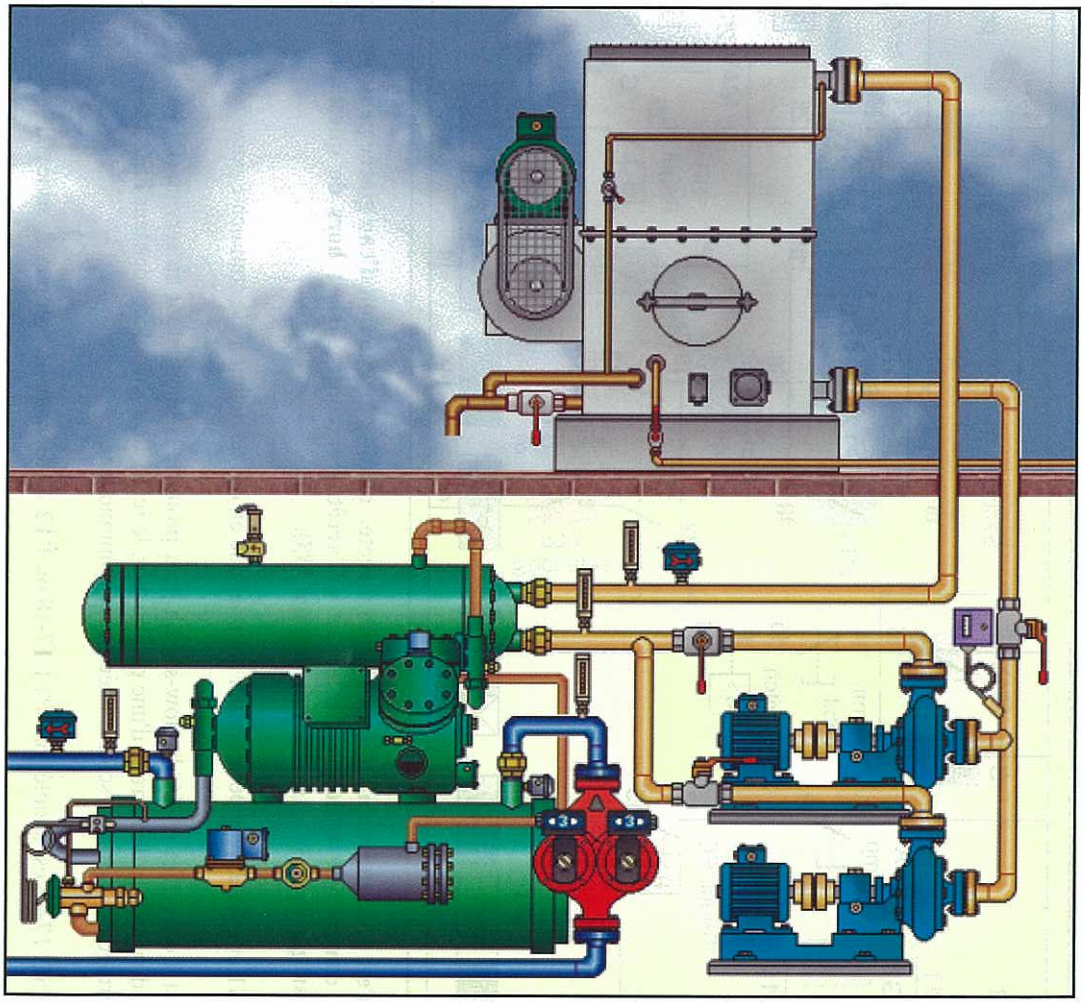
Le contact **MAV 12-13** étant fermé, le contact **PT 1-11** autorise alors la **VEM** liquide **13-4** à s'ouvrir dès que le flow-switch ferme son contact **11-12**, c'est à dire uniquement quand le débit tour sera établi. La **VEM** étant ouverte, la BP augmente et c'est le pressostat BP de régulation **12-14** qui enclenche le compresseur, ce dernier donnant l'autorisation au ventilateur tour de fonctionner.

Quand le thermostat **5-6** ouvre son contact, il coupe le relais **MAV** qui ouvre à son tour tous ses contacts. La **VEM** étant coupée, le compresseur commence sa mise à vide. Pour éviter une coupure HP, la pompe tour continue de fonctionner grâce au contact d'auto-maintien **C 1-7** et elle ne s'arrêtera que lorsque le compresseur aura terminé sa mise à vide.

Notez que le rôle des contacts **MAV 12-15** et **C 15-14** a été expliqué *page 208.*

EXERCICE 7

Examinez bien l'installation *(volontairement simplifiée)* ci-dessous. Si vous avez bien suivi la progression de ce manuel, vous devriez être capable de reconnaître chacun des éléments qui y figure.

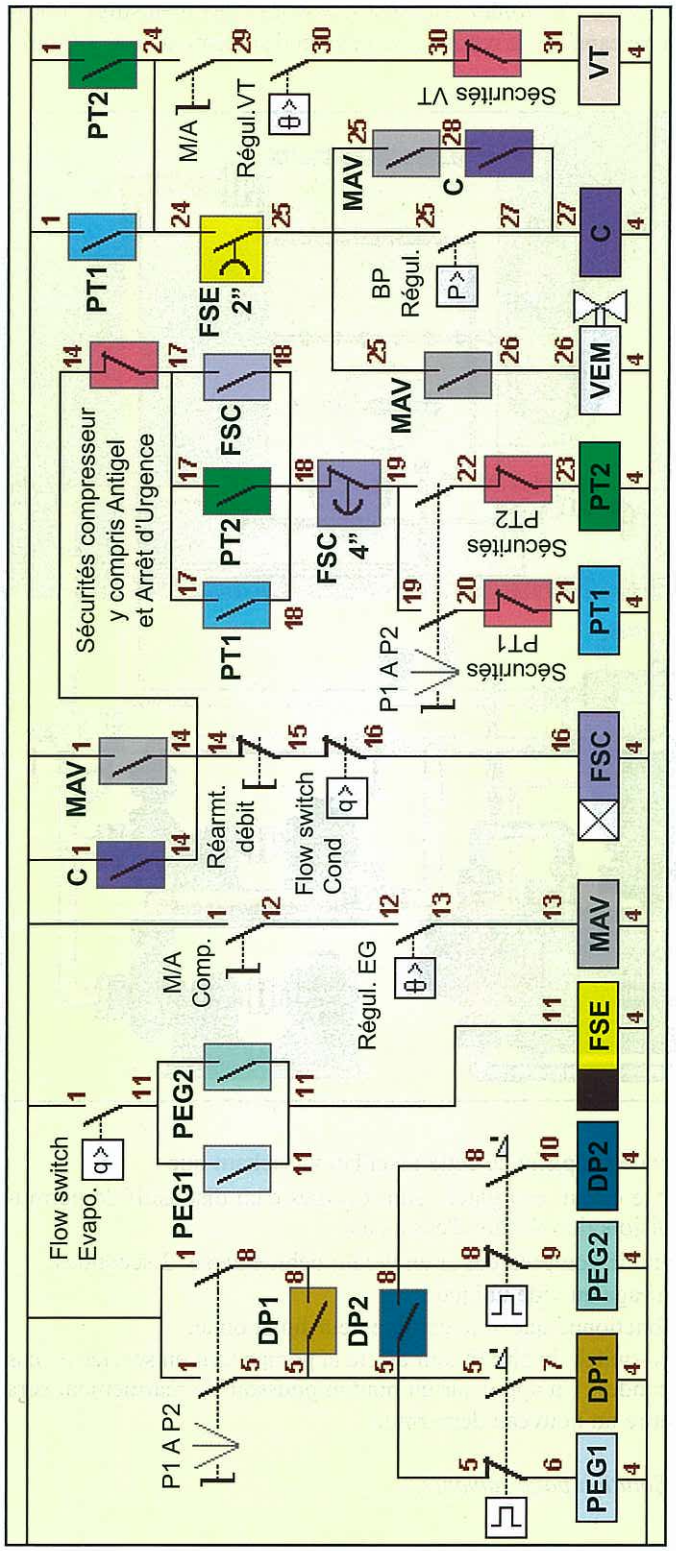


Nous allons réaliser le schéma électrique simplifié de cette installation sachant que :

- Les 2 circulateurs jumelés sur le circuit eau glacée sont équipés d'un dispositif de permutation automatique en cas de disjonction de l'un d'entre eux.
- Le flow-switch eau glacée arrête le compresseur si un défaut débit excède 2 secondes.
- Le compresseur est régulé en tirage au vide unique.
- La pompe tour en service ne fonctionne que si le compresseur fonctionne.
- **Une petite nouveauté :** le flow-switch du circuit tour arrête la pompe tour en service en cas de défaut débit excédant 4 secondes. Un appui sur un bouton poussoir de réarmement sera alors nécessaire afin de permettre un nouveau démarrage.

Solution page suivante...

Correction de l'exercice 7



Il est important de remarquer que ce n'est plus une installation à détente directe, aussi la production d'eau glacée peut tout à fait fonctionner même si le ventilateur de la centrale de traitement d'air est à l'arrêt. Par contre, il est hors de question de laisser le compresseur fonctionner si le débit d'eau glacée n'est pas assuré (*voir page 583*).

Le câblage des 2 pompes eau glacée **PEG1** et **PEG2** avec permutation automatique en cas de défaut a été commenté *page 776*.

La nouveauté consiste à utiliser le contact à ouverture **15-16** du flow-switch pour protéger la pompe tour en service (**PT1** ou **PT2**) en cas de défaut débit. Quand le contact **MAV 1-14** demande le démarrage d'une pompe tour, le relais flow-switch condenseur **FSC 16-4** est aussitôt excité et son contact 17-18 provoque le démarrage de la pompe sélectionnée par le commutateur.

Dès que la pompe a démarré, le contact **FSC 17-18** est shunté (par **PT1 17-18** ou **PT2 17-18** selon la pompe en service)...

Si le débit d'eau s'établit, le flow-switch ouvre son contact **15-16** et le relais **FSC 16-4** décolle. La pompe tour en service pourra continuer de fonctionner. Si le débit d'eau est insuffisant et ne provoque pas l'ouverture du contact **15-16** du flow-switch, le relais **FSC 16-4** reste collé et son contact temporisé travail **18-19** arrête la pompe 4 secondes plus tard (dans certains cas, il peut être nécessaire d'augmenter cette durée).

Le compresseur aura donc démarré (ou du moins la **VEM** aura été excitée pendant 4 secondes) mais, le relais **FSC** restant collé en permanence, son contact **18-19** reste ouvert et aucune pompe tour ne pourra plus fonctionner. Il faudra un appui manuel sur le bouton poussoir de réarmement **14-15** pour décoller le relais **FSC** et provoquer une nouvelle tentative de démarrage de la pompe tour et donc du compresseur. Notez que pour empêcher le compresseur de démarrer avant d'être certain que le débit dans le condenseur est correct, on pourrait par exemple temporiser la fermeture des contacts **PT1 1-24** et **PT2 1-24** d'une durée supérieure à celle de **FSC 18-19** (par exemple 6 secondes).

En cas de défaut débit d'eau glacée, le relais flow-switch évaporateur **FSE 11-4** décolle et il ouvre son contact temporisé repos **FSE 24-25** si la durée du défaut excède 2 secondes, ce qui stoppe immédiatement le compresseur et coupe la **VEM**.

Ainsi, en cas de manque de débit, la pompe tour en service est stoppée par son flow-switch, ce qui la protège d'un fonctionnement " à sec ". Dans la même situation, le circulateur d'eau glacée en service continue de fonctionner (pour perfectionner le système, nous pourrions rajouter un pressostat " manque d'eau " sur le circuit eau glacée, *voir page 653*).

L'une des 2 pompes eau glacée **ET** l'une des 2 pompes tour étant en service, si les débits sont corrects, le contact **MAV 25-26** provoque alors l'ouverture de l'électrovanne liquide et le collage du contacteur du compresseur **C 27-4** après fermeture du pressostat BP de régulation **25-27.**

Le compresseur étant en service :

- Si une pompe eau glacée disjoncte, l'autre se met automatiquement en route. La micro-coupure du relais **FSE** est transparente pour le compresseur qui continue de fonctionner.
- S'il y a un problème de débit sur l'eau glacée, le compresseur s'arrête 2 secondes plus tard.
- S'il y a un problème de débit sur l'eau de tour, la pompe en service et le compresseur s'arrêtent 4 secondes plus tard.
- S'il y a une coupure par une sécurité pompe tour (relais thermique, etc.) **OU** par un sécurité compresseur (thermostat antigel, pressostat HP, BP, huile, protection interne, relais thermique, etc.) **OU** par l'arrêt d'urgence, le compresseur s'arrête immédiatement par l'ouverture du contact correspondant entre **14** et **17**.

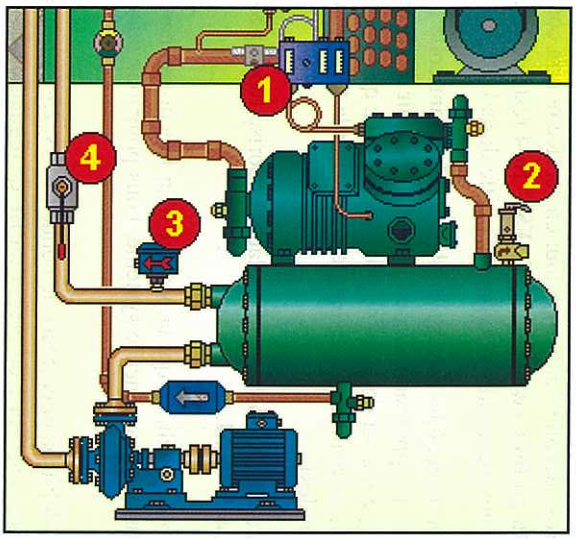
Quand le thermostat d'eau glacée **12-13** ouvre son contact, le relais de mise à vide **MAV 13-4** décolle ainsi que tous ses contacts. Cependant, l'installation continue de fonctionner grâce au contact **C 1-14**. L'ouverture de **MAV 25-26** provoque alors la mise à vide du compresseur et celle de **MAV 25-28** permettra au pressostat BP de régulation d'arrêter le compresseur. L'ouverture de **C 1-14** arrêtera alors l'ensemble, seul la pompe eau glacée continuant de fonctionner..

Dans un souci de simplification, nous n'avons pas représenté la signalisation, la résistance de carter, l'anti courts-cycles, le démarrage du compresseur, ses réductions de puissance, etc.

D) Réglage des sécurités HP.

Prenons en exemple un compresseur à condensation par eau avec tour de refroidissement et examinons les appareils susceptibles de l'arrêter en cas d'augmentation excessive de la HP.

On dispose de 3 sécurités :



Repère 1 : le pressostat de sécurité HP qui coupe le compresseur si la pression atteint son point de consigne.
Repère 2 : la soupape de sécurité HP raccordée sur le condenseur qui évacue le fluide frigorigène à l'extérieur si la HP dépasse sa valeur de tarage.
Repère 3 : le flow-switch qui arrête le compresseur en cas de manque de débit.

A quelle valeur chacun de ses appareils doit-il intervenir ?

En ce qui concerne le pressostat HP :
Puisqu'il y a une tour de refroidissement, la température de l'eau à l'entrée du condenseur dépend de la température humide de l'air extérieur (*voir page 507*). Si celle-ci est par exemple de 21°C, on pourra refroidir l'eau *au minimum* à 27°C (en estimant l'approche à 6°C). Le thermostat de régulation du ventilateur tour devra donc l'arrêter *aux environs* de 28°C (pour se réserver une marge de sécurité) et l'enclencher par exemple à 30°C si on considère un différentiel de 2°C.

Avec de l'eau à 30°C au maximum à l'entrée du condenseur (*voir page 508*), la HP en fonctionnement normal peut être évaluée *au maximum* à 45°C, soit environ **10,6 bar** avec du R134a, un peu plus de **16 bar** avec du R22 ou du R407C, un peu plus de **19 bar** avec du R404A et 26 bar avec du R410A. Le réglage de la pression de coupure dépend donc du fluide utilisé.

Prenons l'exemple d'une pression maximum en fonctionnement de 16 bar. Le réglage de la pression de coupure en HP se fait généralement 3 à 4 bar au dessus (pour tenir compte de l'encrassement normal du condenseur, de la tour, etc.), *soit vers 19 ou 20 bar dans notre exemple.*

En ce qui concerne la soupape de sécurité HP :
Elle est généralement tarée 3 à 4 bar au dessus de la pression de coupure du pressostat HP (soit entre 22 et 24 bar dans notre exemple). Imaginez ce qui se passerait si on installait dans notre exemple une soupape tarée à 17 bar !

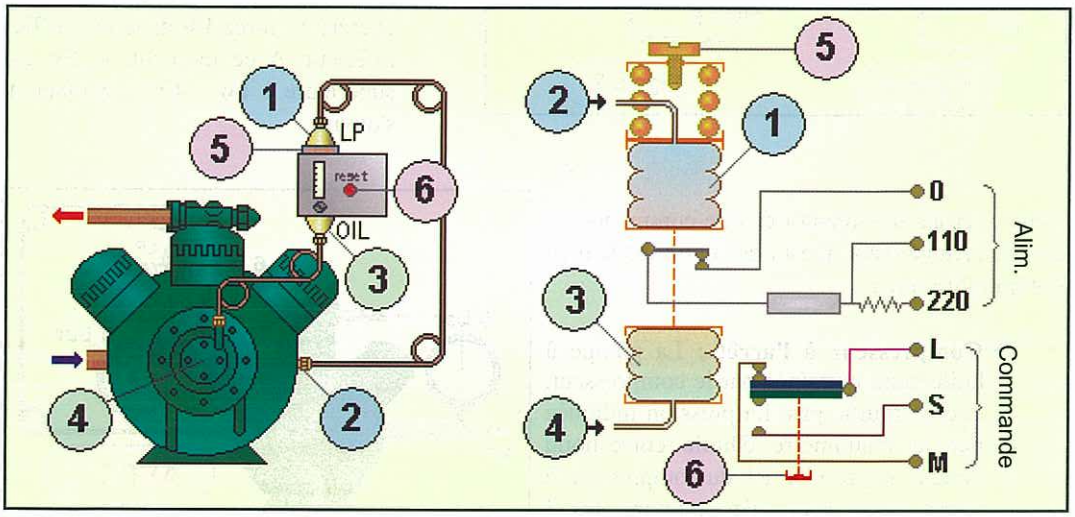
En ce qui concerne le flow-switch :
Nous avons déjà expliqué la méthode de réglage d'un flow-switch sur l'eau glacée *page 601*. Sur un circuit tour, le principe reste le même : l'eau étant à température (entre 28 et 30°C dans notre exemple) et le flow-switch réglé pour un débit minimum, on bride légèrement et lentement une vanne (**repère 4**) pour faire chuter le débit dans le condenseur et donc augmenter la HP. Quand celle-ci s'approche de la pression de coupure du pressostat (vers 19 bar dans notre exemple), on amène le flow-switch "pile" à la coupure. *Lisez la suite page 602...*

LE PRESSOSTAT DIFFÉRENTIEL D'HUILE : FONCTIONNEMENT

S'il est une appareil très méconnu (et souvent redouté par de nombreux techniciens), c'est bien le pressostat différentiel d'huile, communément appelé " pressostat d'huile ", qui équipe la plupart des compresseurs lorsque leur puissance frigorifique est supérieure à une dizaine de kW.

Le rôle de cet appareil est d'arrêter le compresseur si la pression d'huile devient insuffisante pour assurer une lubrification correcte, afin d'éviter la " casse mécanique " par manque de lubrification.

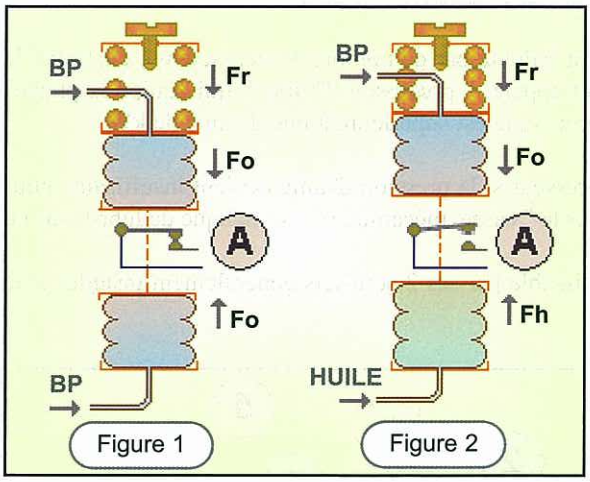
Un pressostat d'huile est facilement reconnaissable par ses 2 soufflets généralement installés face à face, comme représenté ci-dessous.



- **Repère 1 :** Le soufflet supérieur est repéré " LP " ou " BP " et il doit être raccordé de sorte à mesurer la pression qui règne dans le carter du compresseur.
- **Repère 2 :** Nous verrons qu'il est recommandé de raccorder le soufflet " LP " directement sur le carter.
- **Repère 3 :** Le soufflet inférieur est repéré " OIL " ou parfois " HP " et il doit mesurer la pression d'huile.
- **Repère 4 :** Le soufflet " OIL " doit impérativement être raccordé sur le refoulement de la pompe à huile.
- **Repère 5 :** La vis de réglage, qui a généralement la forme d'un disque cranté, se trouve du coté du soufflet " BP ". Sur certains modèles, le réglage n'est accessible qu'en enlevant le couvercle du pressostat.
- **Repère 6 :** Un manque de lubrification entraînerait irrémédiablement la destruction mécanique du compresseur. C'est pourquoi il est hors de question de laisser une machine court-cycler par le pressostat d'huile. Ils sont donc équipés d'un réarmement manuel et le bouton " RESET " permettra (à un technicien qualifié) de réarmer le pressostat après une coupure.

A) FONCTIONNEMENT DE L'APPAREIL

Pour commencer, examinons le fonctionnement de l'équipage mécanique :



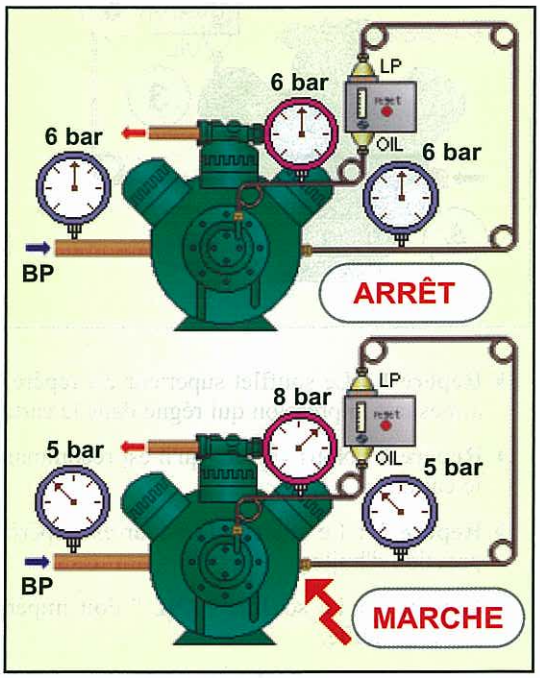
- **Figure 1 :** Le compresseur étant à l'arrêt, il n'y a pas de pression d'huile et c'est la BP qui exerce sa force **Fo** sur les 2 soufflets (ces 2 forces étant en opposition, elles s'annulent). La Force **Fr** due au ressort de réglage, pousse le soufflet " BP " vers le bas et maintient donc le contact **A** fermé.

- **Figure 2 :** Le compresseur étant en service, la pression d'huile vient exercer sa force **Fh** dans le soufflet inférieur. A ce moment, si **Fh** est supérieure à **Fo** + **Fr** le contact **A** s'ouvre.

Nous verrons très bientôt ce que commande ce contact. Auparavant, il est très important de bien comprendre que :

- **Compresseur à l'arrêt :** La pompe à huile étant entraînée par le compresseur, elle ne tourne pas. La pression indiquée par le manomètre d'huile correspond donc à la pression BP du compresseur à l'arrêt (dans l'exemple ci-contre, les 3 manomètres indiquent 6 bar).

- **Compresseur en marche :** La pression dans le carter est égale à la pression d'aspiration (par exemple 5 bar). La pompe à huile étant entraînée par le compresseur, elle provoque une augmentation de la pression indiquée par le manomètre d'huile (qui indique alors par exemple 8 bar).

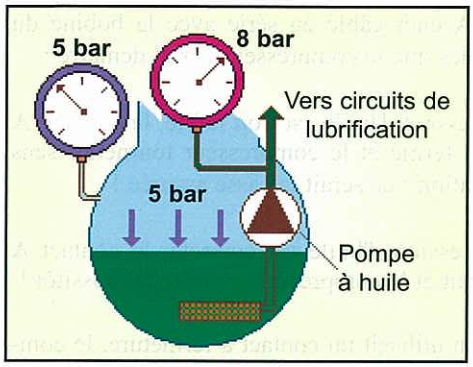


EXERCICE 1 :

Selon le schéma ci-dessus, quelle est la HMT de la pompe à huile qui équipe le compresseur ? *(Eventuellement, révisez : Pressions en jeu dans un circuit hydraulique, page 532).*

Correction page suivante...

Correction de l'exercice 1:



A l'aspiration de la pompe à huile, la pression est égale à la pression régnant dans le carter, c'est à dire 5 bar dans notre exemple.

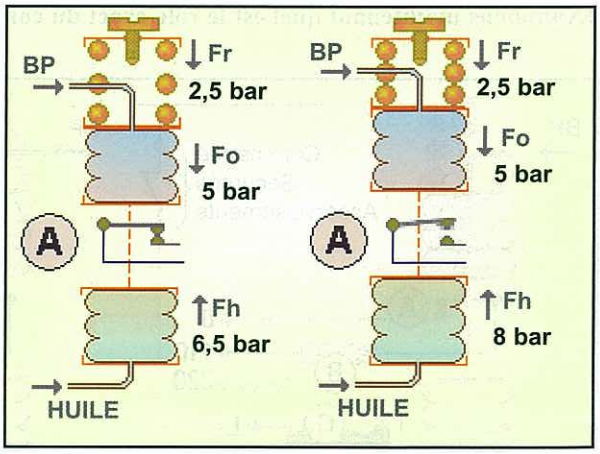
Au refoulement de la pompe, on mesure une pression de 8 bar. L'augmentation de pression fournie par la pompe (c'est dire sa HMT, ou Hauteur Manométrique Totale) est donc égale à 8 - 5 = 3 bar.

La HMT d'une pompe à huile est égale à la Pression de refoulement de la pompe - la BP.

A présent, reprenons l'exemple précédent en admettant que le ressort de réglage exerce une pression de 2,5 bar.

- Si la pression au refoulement de la pompe à huile n'est par exemple que de 6,5 bar, la HMT de la pompe est alors égale à 6,5 - 5 = 1,5 bar. Cette différence de pression étant inférieure au réglage du ressort, le contact **A** reste fermé.

- A l'inverse, si la HMT de la pompe est supérieure au réglage du ressort (par exemple 8 - 5 = 3 bar), le contact **A** s'ouvre.

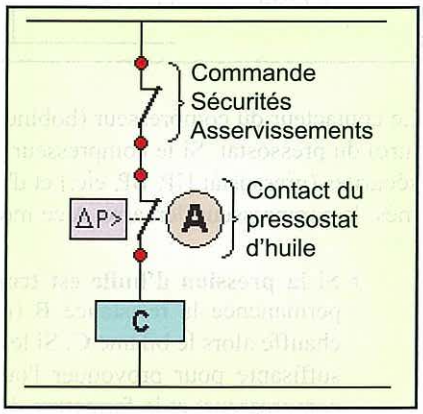


EXERCICE 2 :

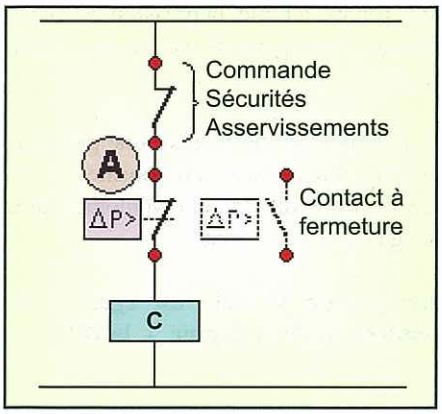
Si la pression d'huile est trop faible, le contact **A** est fermé. A l'inverse, lorsque la pression d'huile est correcte, ce contact s'ouvre.

Mais alors, le contact **A** pourrait-il être câblé en série avec la bobine du contacteur qui commande le compresseur ?

Vous avez tout à fait le droit de réfléchir avant de consulter la réponse page suivante...



Correction de l'exercice 2 :

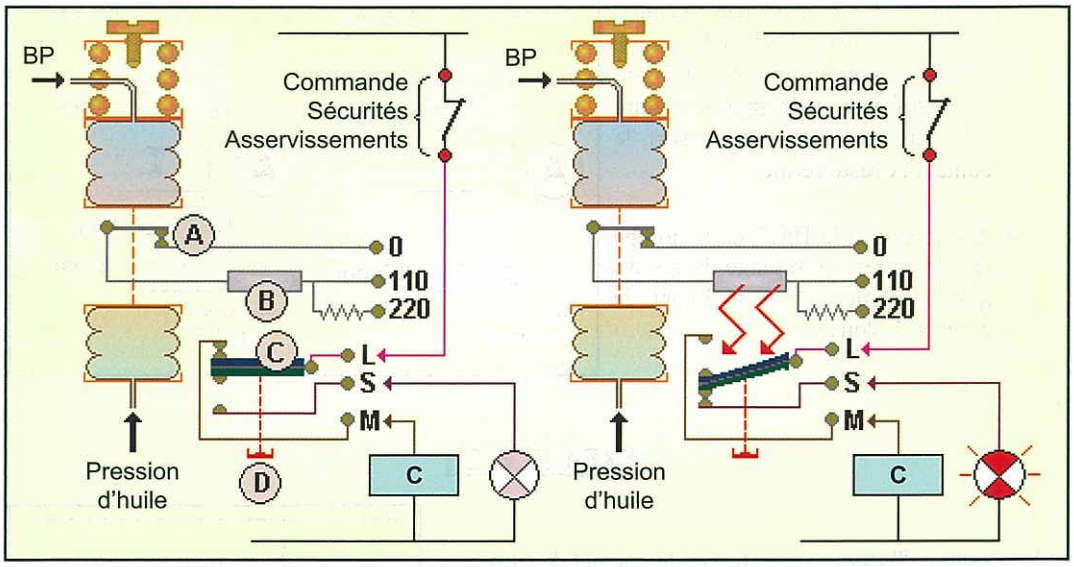


Si le contact **A** était câblé en série avec la bobine du contacteur **C**, dès que le compresseur aurait démarré :

- Si la pression d'huile est trop faible, le contact **A** resterait fermé et le compresseur tournerait sans lubrification : ce serait la casse assurée !
- Si la pression d'huile est correcte, le contact **A** s'ouvrirait et le compresseur s'arrêterait aussitôt !

Notez que si on utilisait un contact à fermeture, le compresseur ne pourrait pas démarrer puisqu'il n'y a pas de pression à l'arrêt !

Examinons maintenant quel est le rôle exact du contact A.



Le contacteur du compresseur (bobine **C**) est câblé en série avec le contact **L-M** (contact à ouverture) du pressostat. Si le compresseur est en demande de froid et si les contacts de commande, de sécurités (pressostat HP, BP, etc.) et d'asservissements (contrôleur de débit, pompes, etc.) sont fermés, le compresseur démarre. A ce moment :

- **Si la pression d'huile est trop faible :** le contact **A** reste fermé et il alimente alors en permanence la résistance **B** (nous verrons ensuite comment câbler cette résistance) qui chauffe alors le bilame **C**. Si le défaut persiste, l'élévation de température du bilame devient suffisante pour provoquer l'ouverture du contact **L-M** (ce qui arrête instantanément le compresseur) et la fermeture du contact **L-S** (ce qui peut permettre d'activer une alarme).

- **Si la pression d'huile est correcte :** le contact **A** s'ouvre. La résistance **B** ne peut donc plus êtres alimentée et le compresseur continue de fonctionner normalement.

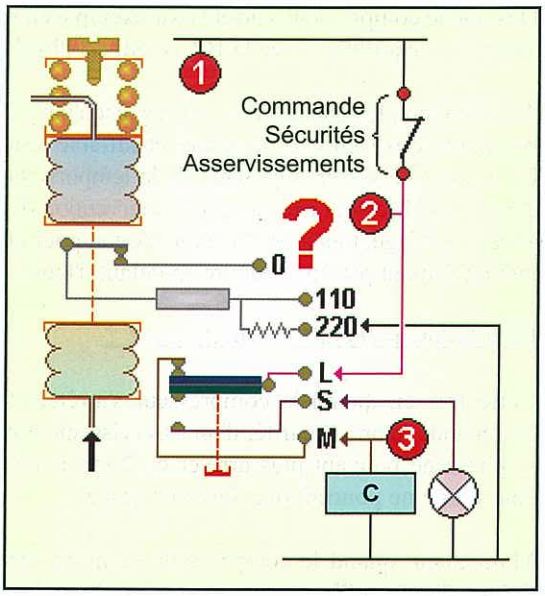
Ainsi, une pression d'huile trop faible ne coupe pas instantanément le compresseur mais alimente une résistante qui chauffe un bilame. Il faut alors attendre que ce bilame soit suffisamment chaud pour qu'il s'incurve en ouvrant le contact **L-M** (et en fermant le contact **L-S**). La durée de cette temporisation (indiquée dans l'appareil) doit être spécifiée à la commande. En version standard, les pressostats d'huile peuvent être temporisés à 45, 60, 90 ou 120 secondes.

De plus, après une coupure, le bilame reste bloqué mécaniquement en position **L-S** en interdisant tout redémarrage du compresseur. L'intervention d'un technicien sera donc indispensable pour réarmer l'appareil (repère **D** page ci-contre), déterminer l'origine du dysfonctionnement et y remédier.

Quand le compresseur est en service, si la pression d'huile est très irrégulière (quelle qu'en soit la raison), le contact **A** s'ouvre, puis se referme, et ainsi de suite (bien sûr, le compresseur continue de tourner). Mais, à chaque fois que le contact **A** se ferme, la résistance **B** est alimentée et elle s'échauffe. Quand la pression d'huile remonte, le contact **A** s'ouvre à nouveau en coupant l'alimentation de la résistance (mais celle-ci a emmagasiné de la chaleur). Si le phénomène se produit trop fréquemment, la résistance n'aura pas le temps de se refroidir et le pressostat arrêtera malgré tout le compresseur (bien sûr, le temps nécessaire dépend de la fréquence des ouvertures/fermetures du contact **A** et de la temporisation du pressostat).

EXERCICE 3 :

La résistance qui chauffe le bilame quand la pression d'huile est insuffisante est conçue pour fonctionner en 220 ou en 110 V (cette tension est encore largement utilisée dans de nombreux pays). Elle peut donc être alimentée en 110 V (entre les bornes 0 et 110) ou en 220 V (entre les bornes 0 et 220). Dans ce dernier cas, l'alimentation traverse alors une petite résistance chutrice.



Si du 220 V arrive " par accident " sur la borne 110, la résistance " grille " instantanément et le pressostat est détruit ! (voir : conséquences d'une surtension, page 377).

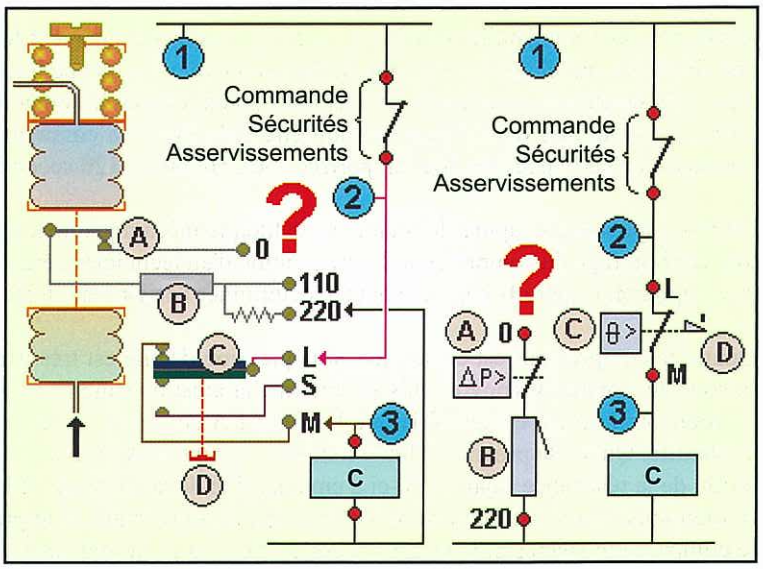
Le circuit de commande du compresseur ci-dessus est alimenté en 220 V, la borne 220 étant reliée au neutre. Dans ce cas de figure, où raccorderiez-vous la borne 0 de l'appareil ? En 1 ? En 2 ? En 3 ? Essayez d'analyser chacune de ces 3 possibilités afin de dégager la bonne solution.

Solution page suivante..

Correction de l'exercice 3 :

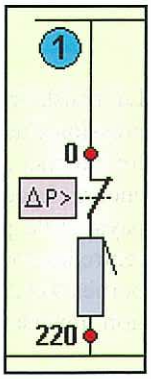
Sur les schémas électriques que l'on trouve habituellement sur les installations, il est évident que le pressostat d'huile est représenté de façon simplifié.

Nous avons utilisé à droite une façon courante de symboliser l'appareil, afin de simplifier le plus possible la lecture des schémas.



Entre **0** et **220**, on retrouve le contact **A** qui coupe l'alimentation de la résistance chauffante **B** par montée de pression. Entre **L** et **M**, on trouve le contact thermostatique **C** qui ouvre par montée de température (c'est la fonction assurée par le bilame) et le réarmement manuel **D**.

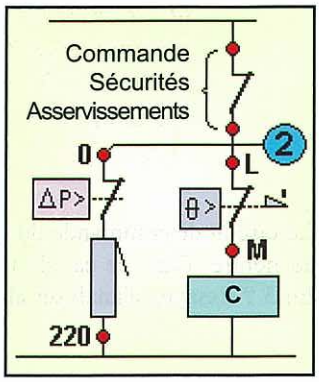
Que se passerait-il si la borne 0 était raccordée en 1 ?



Dès que le compresseur s'arrête (par exemple en régulation), la pression d'huile diminue pour s'équilibrer avec la BP, ce qui est absolument normal.

A ce moment, le contact ΔP se ferme puisqu'il n'y a plus de pression d'huile. Si la borne **0** était raccordée en **1**, la résistance chauffante resterait alors alimentée en permanence. En conséquence, après la durée de la temporisation du pressostat, celui ouvrirait son contact **L-M**, ce qui nécessiterait l'intervention d'un technicien pour le réarmer. Ainsi, avec ce câblage, tout arrêt du compresseur, pour quelque cause que ce soit, se solderait inévitablement par une coupure en défaut d'huile : c'est inacceptable !

Et si la borne 0 était raccordée en 2 ?



Cette fois ci, quand le compresseur s'arrêterait (par l'action d'une commande, d'une sécurité, d'un asservissement ou de la régulation), la phase ne pouvant plus arriver en **2** (en donc en **0**), la résistance chauffante ne pourrait plus être alimentée.

Maintenant, quand le compresseur serait en service, s'il y avait un défaut d'huile suffisamment long pour alimenter la résistance chauffante et provoquer l'ouverture du contact **L-M**, le compresseur s'arrêterait instantanément.

Pourtant, n'y aurait-il pas un défaut sur ce schéma ?

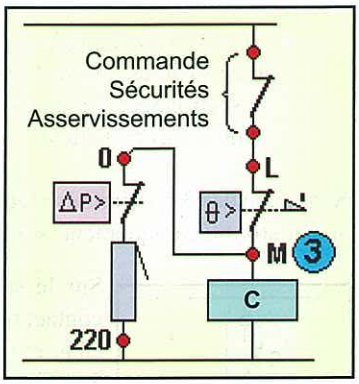
Reprenons le schéma précédent. Imaginons que le compresseur soit en service et qu'il se produise un défaut d'huile suffisamment long pour provoquer la coupure par le pressostat. L'ouverture du contact **L-M** arrêterait immédiatement le compresseur, ce qui est effectivement parfait. MAIS, la phase restant présente sur **2** (et donc sur **0**), elle continuerait d'alimenter la résistance chauffante. Celle-ci resterait donc sous tension malgré que le compresseur soit à l'arrêt.

D'une part, la résistance chaufferait exagérément (au risque de "griller") et d'autre part, elle continuerait de chauffer en permanence le bilame et tout appui sur le bouton " Reset " resterait sans effet, car on ne peut réarmer l'appareil que si le bilame est " froid ".

Après une coupure par un pressostat d'huile, la résistance chauffante n'étant plus alimentée, il faut généralement compter entre 4 et 6 mn avant de pouvoir le réarmer.

Et si la borne 0 était raccordée en 3 ?

Le compresseur étant en service, le pressostat l'arrêtera en cas de défaut d'huile prolongé, exactement comme dans le câblage précédent. Mais cette fois ci, le contact **L-M** étant ouvert, la phase resterait bloquée en **L** et ne pourrait plus arriver en **3**.



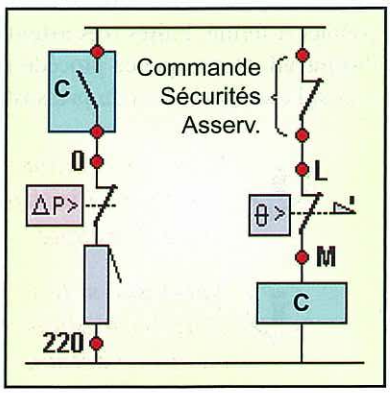
La résistance chauffante n'étant plus alimentée, le bilame pourrait se refroidir et le pressostat pourrait alors être réarmé sans difficulté.

Notez toutefois que si la bobine du contacteur **C** était coupée (ou en cas de défaut sur l'un des 2 fils d'alimentation de la bobine), le compresseur ne pourrait pas démarrer bien que la phase arrive en **3**. Mais, la résistance chauffante restant alimentée alors qu'il n'y a pas de pression d'huile (puisque le compresseur serait à l'arrêt), le pressostat couperait alors en défaut et il ne serait plus réarmable (exactement comme dans le cas précédent).

En résumé, quelle est la meilleur solution ?

Trouver la cause d'une coupure par le pressostat de sécurité d'huile peut parfois se révéler très complexe, comme vous le découvrirez au fur et à mesure de ce chapitre.

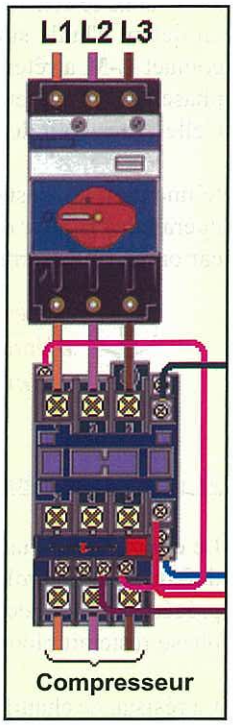
C'est pourquoi l'auteur recommande, dans la mesure du possible, d'asservir la résistance chauffante à un contact à fermeture du compresseur, comme représenté ci-contre.



Avec ce câblage, dès que le compresseur s'arrête, quelle qu'en soit la raison, on interdit radicalement toute possibilité d'alimentation parasite de la résistance.

Cette petite précaution pourra vous éviter bien des ennuis.

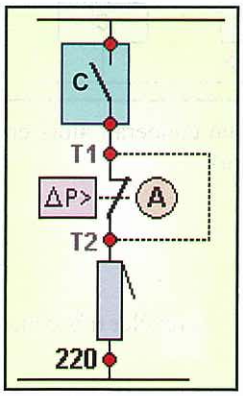
B) TEST RAPIDE DU PRESSOSTAT D'HUILE



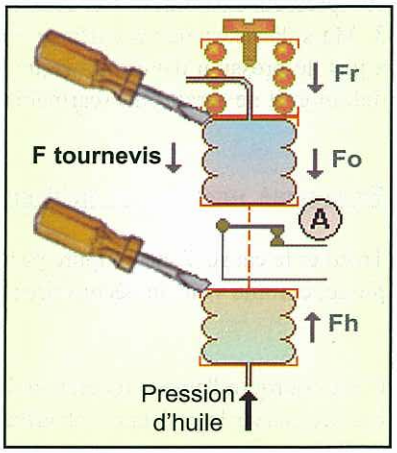
Dans le cadre de la maintenance d'un compresseur équipé d'un pressostat d'huile, il est fortement recommandé de vérifier périodiquement le bon fonctionnement de celui-ci.

- Certains appareils possèdent un bouton de test, placé parfois sur le capot, parfois sous le couvercle. Un appui continu sur ce bouton de test doit provoquer la coupure du pressostat d'huile après x secondes (x pouvant être égal à 45, 60, 90, ou 120 secondes) : la durée de la temporisation est indiqué sur l'appareil.
- Si le compresseur est équipé d'un disjoncteur qui ne coupe que la puissance (et pas la commande), il est aisé de le disjoncter afin d'empêcher la puissance d'alimenter le moteur du compresseur. Le contacteur reste alors collé mais le compresseur ne tourne pas. Comme il n'y a pas de pression d'huile, le pressostat doit couper comme précédemment, après les x secondes de la temporisation.
- Au lieu d'un disjoncteur, si le compresseur est équipé d'un sectionneur avec fusibles, on peut enlever les fusibles de puissance puis refermer le sectionneur. La coupure doit alors se produire exactement comme dans le cas précédent.

Si aucune des 3 possibilités précédentes n'est applicable, il faudra se débrouiller pour forcer le pressostat soit mécaniquement, soit électriquement.



Sur le schéma de gauche, le compresseur étant en service, on shunte le contact qui commande la résistance chauffante (ce contact est parfois accessible et il est alors souvent repéré **1** et **2** ou **T1** et **T2**).



Si aucun des procédés précédents n'est possible, vous n'avez vraiment pas de chance ! Vous pouvez alors essayer, comme sur le schéma de droite (le compresseur étant bien sûr en service), d'utiliser un tournevis pour exercer une force de bas en haut qui, venant s'additionner à **Fr** + **Fo** maintiendra le contact **A** fermé. **Faites très attention à ne pas endommager l'appareil.** Notez que ce procédé n'est pas très pratique, surtout si la temporisation du pressostat est de 120 secondes !

Evitez de " bidouiller " le réglage du pressosat et pensez à toujours regarder à l'intérieur du couvercle : le repérage des bornes y est très souvent indiqué.

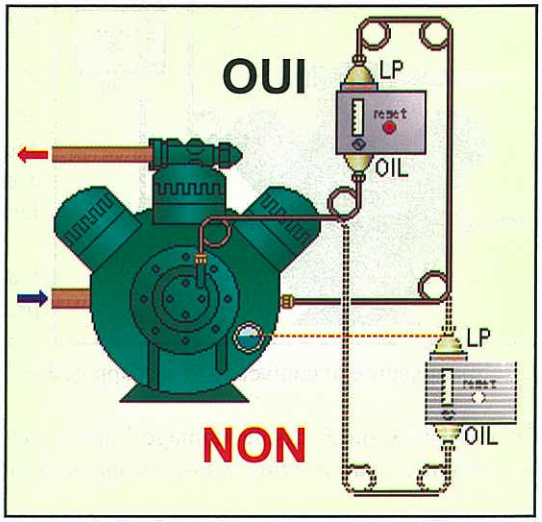
Notez que si la résistance chauffante est "grillée", elle ne peut plus chauffer le bilame et le pressostat ne peut plus couper le compresseur en cas de défaut.

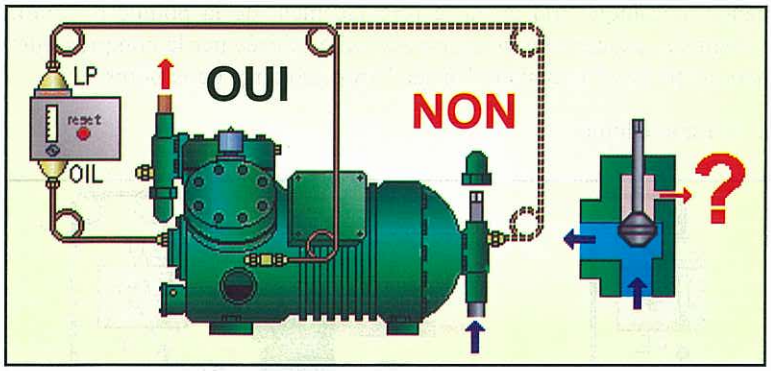
C) MONTAGE DU PRESSOSTAT D'HUILE

De très nombreux dysfonctionnements ont pour origine un mauvais montage du pressostat d'huile. C'est pourquoi nous allons maintenant examiner quelques règles élémentaires qu'il est essentiel de respecter afin d'éviter bien des désagréments.

Si le pressostat a été monté en usine par le constructeur, il est vraisemblablement installé dans les règles de l'art.

Par contre, si c'est vous qui l'installez, rappelez-vous qu'il est déconseillé de le fixer en dessous du niveau d'huile dans le carter afin d'éviter que des corps étrangers (limaille, grain de brasure ou de décapant, etc.) ne puissent s'accumuler dans les soufflets.





Le soufflet " LP " doit mesurer en permanence la pression dans le carter et il ne doit jamais être raccordé sur une vanne de service susceptible d'être fermée.

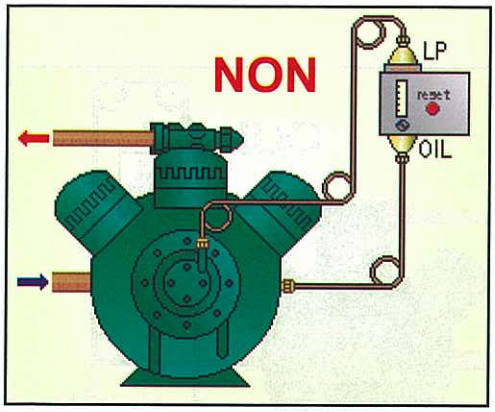
Dans l'exemple ci-contre, si un intervenant ferme la vanne d'aspiration vers l'arrière, il isole la prise de pression. Le soufflet LP mesurera alors en permanence la pression BP qui régnait *au moment de la fermeture de la vanne* (que le compresseur soit en marche ou à l'arrêt).

Pour mieux comprendre, imaginons une BP en fonctionnement de 4 bar avec une HMT de 3 bar délivrée par la pompe à huile (**soit une pression d'huile normale de 4 + 3 = 7 bar**). Le pressostat est réglé par exemple pour couper le compresseur si le ΔP devient inférieur à 2,5 bar.

2 cas peuvent alors se présenter :

- **La pression prisonnière du soufflet " LP " est plutôt élevée (par exemple 6 bar).** Quand le compresseur sera en service, même avec une pression d'huile tout à fait normale de 7 bar, le pressostat mesurera un ΔP de 7 - 6 = 1 bar et il coupera le compresseur .

- **La pression prisonnière du soufflet " LP " est plutôt faible (par exemple 2 bar).** A ce moment, même si la pression d'huile est trop faible (par exemple 5 bar au lieu de 7 bar), le pressostat mesurera en permanence un ΔP de 5 - 2 = 3 bar et il ne coupera pas le compresseur : c'est la casse mécanique assurée !



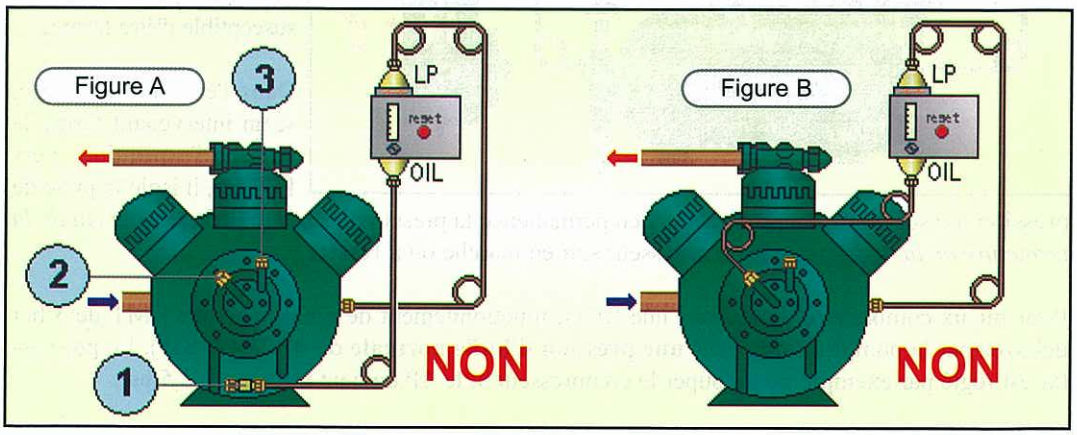
Ci-contre, le monteur a confondu les 2 soufflets. Le soufflet " LP " est raccordé sur le refoulement de la pompe à huile et le soufflet " OIL " sur le carter !

En fonctionnement, le soufflet " OIL " mesure donc en permanence une pression inférieure à celle du soufflet " LP " et le compresseur coupe en sécurité pression d'huile, même si les pressions sont tout à fait normales.

L'auteur se souvient d'une installation sur laquelle le pressostat d'huile avait été raccordé de cette manière. Un " dépanneur " complètement irresponsable avait carrément shunté le contact **L-M** de l'appareil et le compresseur avait " rendu l'âme ".

De nombreux autres cas de montage " fantaisiste " du pressostat d'huile peuvent malheureusement se rencontrer. Sur la figure **A** ci-dessous, vous pouvez distinguer :

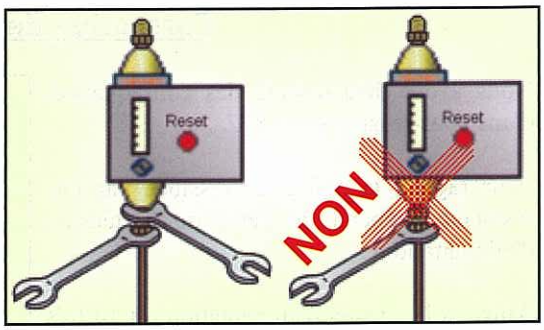
- **Repère 1 :** le bouchon de vidange d'huile toujours placé en partie basse du carter.
- **Repère 2 :** le bouchon d'amorçage de la pompe à huile qui permet, après une importante opération de maintenance mécanique (ou après le remplacement de la pompe à huile), d'introduire de l'huile (bien sûr, exactement la même que celle utilisée par le compresseur) afin d'éviter au redémarrage un fonctionnement " à sec " trop prolongé de la pompe.
- **Repère 3 :** la prise de pression d'huile.



Bien sûr, le soufflet " OIL " ne doit jamais être raccordé sur le bouchon de vidange ou sur le bouchon d'amorçage de la pompe faute de quoi le pressostat d'huile ne pourrait mesurer aucune différence de pression et il couperait en permanence le compresseur.

Alors, soyez vigilant lorsque vous installez un pressostat d'huile et respectez bien les recommandations du fabricant. En dépannage provoqué par une coupure du pressostat, vérifiez toujours très soigneusement le montage et les raccordements électriques de l'appareil.

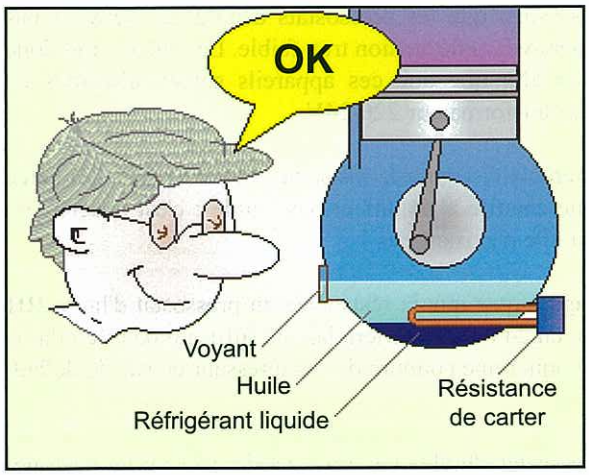
Pour terminer avec les problèmes liés au montage du pressostat d'huile, il n'est pas inutile de rappeler que si vous devez confectionner vous même des dudgeons pour raccorder l'appareil, il est indispensable de soigner tout particulièrement leur qualité *(voir page 408)*.



De même, utilisez toujours 2 clés pour serrer les raccords afin d'assurer un bon serrage sans risquer de " vriller " les soufflets ou de les abîmer.

D) QUELQUES RAPPELS IMPORTANTS

De très nombreuses coupures par le pressostat de sécurité d'huile sont provoquées par un mauvais montage de l'appareil et encore plus souvent par un mauvais câblage. **Rappelez-vous en !**

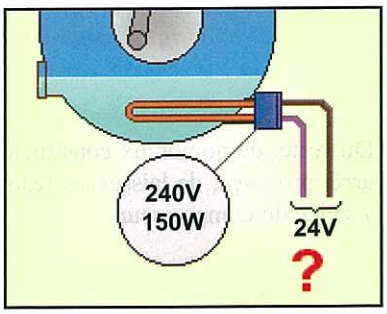


Le compresseur étant en panne et la coupure par le pressostat d'huile étant détectée *(voir : Dépannage électrique, initiation, page 359)*, la première chose à faire est de vérifier le niveau d'huile au travers du voyant. Le niveau devrait se situer entre le 1/3 et les 2/3 de la hauteur.

Il n'est toutefois pas inutile de rappeler que le niveau d'huile peut sembler faussement correct alors qu'en réalité une grande quantité de fluide frigorigène liquide a migré dans le carter. Rappelons que ce type d'anomalie peut provoquer au démarrage le désamorçage de la pompe avec des conséquences destructrices pour le compresseur *(le problème est traité en détail des pages 197 à 200)*.

Prenez également la précaution élémentaire de vérifier le bon fonctionnement de la résistance de carter *(voir page 200 et 592)*.

EXERCICE 4 :



Une résistance de carter de 150W, prévue pour fonctionner en 240V, est alimentée par erreur en 24V.

Quelle puissance fournit-elle ?

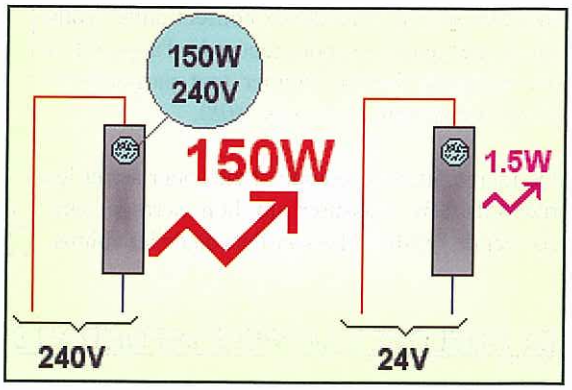
Solution page suivante...

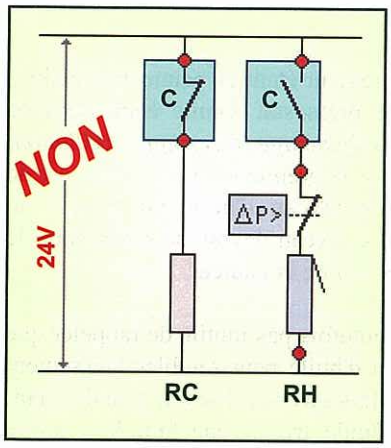
Correction de l'exercice 5 :

Nous avons déjà discuté des conséquences d'une sous-tension *page 377*.

Pour rappel, la puissance dissipée par une résistance dépend du carré de la tension d'alimentation.

Ainsi, si la tension d'alimentation est 10 fois trop faible, la puissance dissipée par la résistance sera de 150 / 10≈ = 1,5W au lieu de 150W. Inutile de dire qu'elle ne chauffera rien du tout !





De nombreux circuits de commande sont alimentés en 24V. Dans ce cas soyez vigilants car les résistances de carter traditionnelles (ainsi que les pressostats d'huile) ne peuvent pas fonctionner avec cette tension trop faible. Le schéma doit donc être conçu afin que que ces appareils soient alimentés en amont du transformateur 220/24V.

Dans l'exemple ci-contre la résistance de carter **RC** alimentée en 24V ne chauffe absolument pas l'huile : c'est exactement comme si elle n'existait pas !

Au passage, notez que la résistance du pressostat d'huile **RH** alimentée en 24V ne chauffera jamais suffisamment le bilame pour provoquer une coupure du compresseur en cas de défaut.

Rappelez-vous bien qu'une coupure par le pressostat d'huile peut être occasionnée par un dysfonctionnement de la résistance de carter (si l'huile n'est pas suffisamment chaude, on risque une accumulation de frigorigène liquide dans le carter et un désamorçage de la pompe au démarrage).

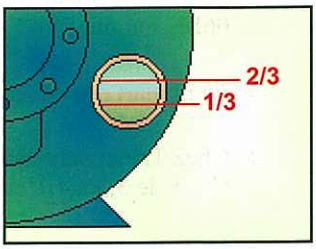
Quand vous arrivez en dépannage, le compresseur est généralement à l'arrêt depuis un bon moment. Avant de tenter un démarrage, pensez toujours à vérifier que le carter est chaud (au moins une vingtaine de degrés au dessus de l'ambiance).

Du reste, de nombreux constructeurs préconisent, lors d'une première mise en route ou après un arrêt prolongé, de laisser les résistances de carter fonctionner au moins 24H avant toute mise en service du compresseur.

POURQUOI LE PRESSOSTAT D'HUILE COUPE-T-IL ?

Avant d'attaquer ce chapitre, il est essentiel d'avoir bien compris le précédent (fonctionnement du pressostat d'huile, test rapide de l'appareil, montage et rappels importants).

Si le pressostat d'huile est bien installé, bien câblé, et si l'huile dans le carter du compresseur est plutôt " chaude ", une coupure par le pressostat d'huile peut avoir de multiples origines. Nous allons les passer en revue en distinguant 2 hypothèses principales :



- Bien que le niveau d'huile soit correct (situé entre environ 1/3 et 2/3 de la hauteur du voyant), le pressostat coupe.
- Le niveau d'huile est trop faible (moins du 1/3 de la hauteur) et le pressostat coupe.

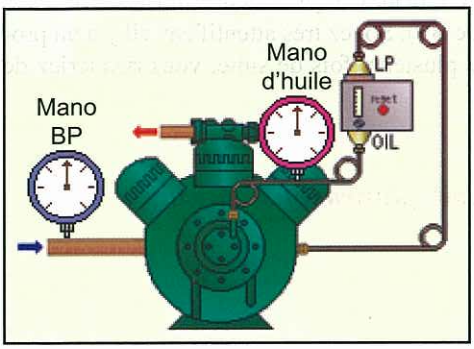
A) BIEN QUE LE NIVEAU D'HUILE SOIT CORRECT, LE PRESSOSTAT D'HUILE COUPE

Dans ce cas, la panne peut être provoquée par :

- Un mauvais fonctionnement de la pompe.
- Un mauvais réglage du pressostat.
- Un mauvais fonctionnement du pressostat.

Nous allons examiner de plus près chacune de ces hypothèses.

Contrôle du fonctionnement de la pompe, généralités



Avant toute chose, le compresseur étant à l'arrêt, vérifiez que le manomètre BP et le manomètres de pression d'huile indiquent bien exactement la même pression.

Si l'un des 2 manomètres est mal étalonné, vos mesures seront fausses et toutes vos déductions seront farfelues.

Alors n'hésitez pas à étalonner correctement les manomètres.

Les 2 manomètres indiquant la même pression à l'arrêt, avant de réarmer le pressostat et de remettre le compresseur en service afin de vérifier la pression délivrée par la pompe, **il est indispensable de connaître la HMT normale de la pompe qui équipe ce compresseur.**

En effet, selon le constructeur et le modèle du compresseur (et même parfois l'année de fabrication), la HMT normale peut être très variée. A titre d'exemple :

- Les anciens compresseurs Carrier 06D & 06E doivent avoir une HMT de l'ordre de 0,8 à 1,4 bar. Les nouveaux 06D et 06CC ont une HMT de 1,2 à 1,8 bar (pour les plus petits modèles) et de 0,8 à 2,3 bar (pour les plus gros modèles). Les compresseurs 5F, 5H, 06G et 06LH ont une HMT de 2,7 à 4,1 bar.

- La plupart des compresseurs Copeland ont une HMT de 1,4 à 2,8 bar.

- Chez Trane, les modèles M et R ont une Hmt de 1,7 à 2,3 bar. Les modèles E et F ont une HMT de 3,5 à 4,1 bar.

- Chez York, les modèles J de type A à B ont une HMT de 1,7 à 2,8 bar. A partir des types E, la HMT minimum est passée à 4,1 bar.

Les valeurs indiquées ci-dessus le sont à titre indicatif. Elles peuvent être sujettes à variation. Dans tous les cas, seules les valeurs données par le constructeur lui-même sont à prendre en compte.

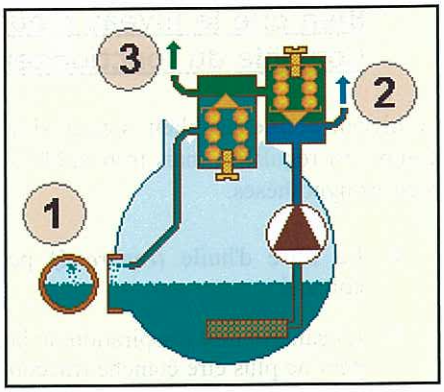
En cas de doute sur la HMT normale du compresseur, consultez le cahier de l'installation (les anciens relevés pourraient vous permettre de lever l'incertitude). Vous pouvez aussi consultez la documentation du constructeur. A l'époque du téléphone portable et d'Internet, vous devriez obtenir assez rapidement le renseignement.

Selon la raison qui a provoqué la coupure en huile, redémarrer le compresseur risque de l'endommager sérieusement. Alors, " ouvrez les yeux ", " tendez l'oreille ", ne " rêvassez " pas et tenez vous prêt à arrêter immédiatement la machine en cas de besoin.

Quand le compresseur démarre, surveillez tout particulièrement le voyant d'huile ainsi que la HMT de la pompe (donc le manomètre d'huile et le manomètre BP). Soyez très attentif car s'il y a un problème grave et que vous réarmiez le pressostat d'huile plusieurs fois de suite, vous risqueriez de détruire irréversiblement la mécanique.

Ne réarmez jamais un pressostat d'huile plusieurs fois de suite.

A NOTER : Certains compresseurs sont équipés d'un témoin de fonctionnement de la pompe à huile. Quand le compresseur est en service, l'huile est aspirée dans le carter au travers d'un filtre puis refoulée dans un régulateur ***(repère 2)*** qui règle la pression d'huile destinée au dispositif de commande des réductions de puissance (quand celles-ci utilisent la pression d'huile).



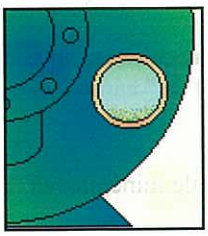
Bien sûr, s'il n'y a pas de régulation de puissance, ou si celles-ci sont manœuvrées par la HP, ce régulateur n'existe pas.

L'excédent de pression est ensuite contrôlé par un second régulateur qui règle la pression destinée aux différents circuits de lubrification ***(repère 3)***.

Enfin, l'excédent est projeté contre la paroi en verre du voyant d'huile ***(repère 1)*** avant de retomber dans le carter par gravité.

Quand le compresseur est équipé de ce système (peu importe qu'il y ait 1 seul ou 2 régulateurs), on peut savoir d'un simple coup d'œil si la pompe à huile fonctionne.

Bien que le niveau d'huile soit correct, le pressostat coupe. Contrôle du fonctionnement de la pompe : HMT irrégulière.



Le niveau d'huile semblant correct, si la HMT est irrégulière (alors que la BP est relativement stable, la pression d'huile augmente puis diminue plus ou moins fortement), c'est l'indice que la pompe à huile a des difficultés à s'amorcer.

Généralement, cette anomalie se rencontre quand du frigorigène liquide se vaporise sous l'effet de la dépression qui règne à l'aspiration de la pompe. On peut alors souvent observer au travers du voyant d'huile une forte émulsion et le niveau d'huile a tendance à baisser *(voir : effet mayonnaise, page 198)*.

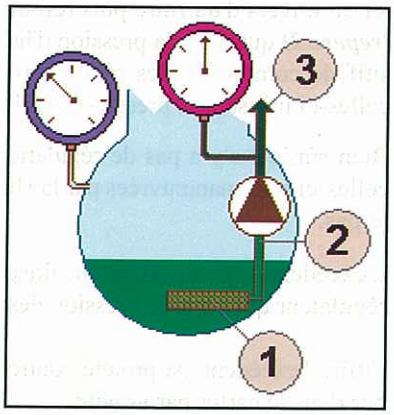
Il reste donc à déterminer pourquoi du liquide frigorigène se trouve dans le carter. Si l'huile était bien chaude avant le démarrage (vous aviez effectué un " toucher " du carter), c'est que ce liquide est arrivé dès le début du démarrage *(voir : Pourquoi du liquide revient-il dans le carter, pages 199 à 202)*.

Ce type de problème peut avoir pour origine une mauvaise conception des tuyauteries mais le plus souvent, le détendeur thermostatique maintient une surchauffe trop faible. Ce point essentiel sera à vérifier *(voir : Pompage des détendeurs, page 34)*. Notez que cette faible surchauffe peut être provoquée par un mauvais réglage du détendeur, mais également par toutes les anomalies de fonctionnement de la panne de " l'évaporateur trop petit " *(voir page 107 pour la détente directe et page 617 pour l'eau glacée)*.

Si le compresseur possède plusieurs étages de réduction de puissance utilisant la pression d'huile, vérifiez que la HMT de la pompe reste stable quand vous enclenchez les différents étages : il peut y avoir une fuite sur l'alimentation en huile de l'un d'entre eux.

Bien que le niveau d'huile soit correct, le pressostat coupe. Contrôle du fonctionnement de la pompe : HMT trop faible.

Le niveau d'huile semblant correct, si la HMT délivrée par la pompe est régulière, mais trop faible, il y a encore de nombreuses hypothèses.



- Le filtre d'huile ***(repère 1)*** peut être partiellement colmaté.
- La canalisation d'aspiration de la pompe ***(repère 2)*** peut ne plus être étanche (raccord dévissé, tube cassé, etc.) ce qui provoque une aspiration de vapeurs de fluide frigorigène et entraîne la cavitation de la pompe.
- Il peut également y avoir une canalisation " fuyarde " sur le refoulement de la pompe ***(repère 3)*** ou sur la ligne l'alimentation en huile des réductions de puissance (quand elles existent et qu'elles n'utilisent pas la HP).
- Il peut également y avoir un problème mécanique (paliers usés, etc.).

De plus, avant d'incriminer la pompe à huile, vous pouvez aussi vous demander si l'huile utilisée correspond bien aux préconisations du constructeur (plus l'huile est visqueuse, plus la HMT diminue). Le compresseur tourne-t-il à la bonne vitesse ? N'y aurait-t-il pas eu une intervention récemment sur cette installation ? N'y aurait-il pas un mélange d'huiles incompatibles ? *(voir page 407)*.

Enfin, rappelez-vous que des températures de refoulement trop importantes (particulièrement sur les installations fonctionnant avec de basses températures d'évaporation) risquent de " carboniser " l'huile et de lui faire perdre ses caractéristiques.

Il existe sur le marché de nombreux kits de " test d'huile " (acidité, teneur en huile minérale, etc.) qui pourraient vous aider à répondre à certaine de ces questions.

Bien que le niveau d'huile soit correct, le pressostat coupe. Contrôle du réglage du pressostat d'huile.

En préambule, si un dépanneur a remplacé un pressostat d'huile temporisé à 120 secondes par un modèle temporisé à 45 secondes, il est peut être normal que ce pressostat coupe.

Pour compléter vos informations, sachez que la temporisation nécessaire est généralement plus longue avec de l'huile ester qu'avec de l'huile minérale ou alkylbenzène. Renseignez-vous auprès du constructeur.

Si la pression d'huile est correcte et correspond bien aux spécifications du constructeur, on peut alors incriminer le pressostat d'huile (pour rappel, nous avons contrôlé très sérieusement que l'appareil est bien installé et bien câblé).

Le réglage est-il correct ? L'appareil n'est-il pas défectueux (problème mécanique, contact L-M coupé, capillaire de raccordement de pression écrasé, etc.).

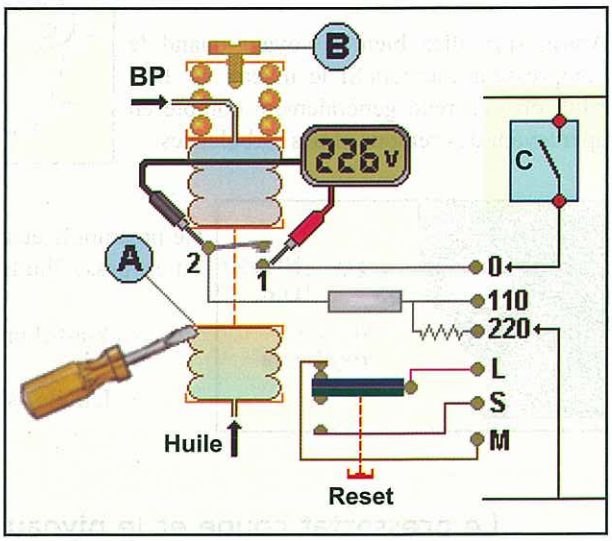
A ce moment, nous pouvons envisager de contrôler le réglage en gardant à l'esprit que l'appareil peut également être défectueux (problème mécanique, contact L-M coupé, capillaire de raccordement de pression écrasé, etc.).

Il serait illusoire de se fier sérieusement aux graduations pour contrôler le fonctionnement d'un pressostat d'huile (ou de n'importe quel autre appareil). En effet, les graduations sont souvent assez grossières et elles sont surtout utiles pour savoir dans quel sens il faut tourner la vis de réglage pour augmenter ou diminuer la différence de pression qui provoquera le basculement du contact qui permet d'alimenter la résistance.

Repérez les bornes de ce contact (souvent marquées 1 et 2 ou parfois T1 et T2) puis mettez le compresseur en service.

Dans notre exemple, le voltmètre placé entre 1 et 2 doit indiquer 220 V si le contact est ouvert et 0 V si le contact est fermé.

Pour contrôler que vous êtes bien aux bornes du bon contact, vous pouvez le manœuvrer à l'aide d'un tournevis en levant *précautionneusement* la palette (**repère A**) ou à l'aide du bouton " Test " qui équipe certains appareils (dans ce cas, ne confondez pas le bouton " Test " avec le bouton " Reset " qui sert à réarmer le pressostat après une coupure).



Ne perdez pas de temps pendant la manipulation, rappelez-vous que le pressostat va couper après la durée de la temporisation !

S'il se confirme que le contact 1-2 reste fermé alors que la HMT de la pompe à huile est correcte, *soit l'appareil est mal réglé* (pour un ΔP trop élevé), *soit il est défectueux* (contact 1-2 en court circuit, problème mécanique, etc.).

Pour trancher entre ces 2 hypothèses, débandez le ressort en agissant sur le vis de réglage (**repère B**). C'est à dire qu'il faut diminuer la pression affichée sur les graduations tout en maintenant le voltmètre entre 1 et 2 (de plus, prenez la précaution de compter le nombre de tours effectués, cela pourra vous rendre service si vous devez rétablir le réglage initial par la suite).

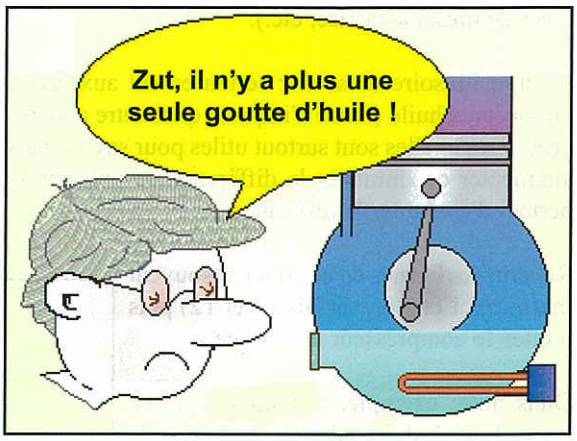
- Quand le voltmètre passe de 0 à 220 V cela signifie que le contact 1-2 vient juste d'ouvrir. A ce moment, comparez le ΔP affiché sur les graduations avec le ΔP réellement fourni par la pompe à huile (c'est à dire P d'huile - BP).

  Par exemple, si le ΔP mesuré est de 4 bar et que l'appareil indique 2 bar, soit il est complètement désétalonné (est-il ré-étalonnable ?), soit il y a un problème mécanique (nous avions posé en préambule que l'appareil est bien installé dans les règles de l'art).

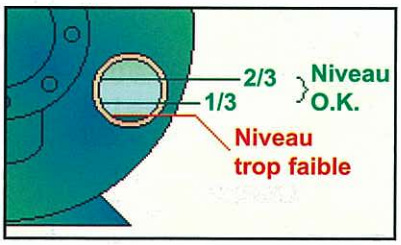
- Si le contact ne s'ouvre pas, l'appareil est défectueux : remplacez-le !

B) LE PRESSOSTAT D'HUILE COUPE : NIVEAU D'HUILE TROP FAIBLE.

Tout d'abord, il est primordial de savoir que si le niveau d'huile se situe AU-DESSUS du voyant, on peut avoir l'illusion que ce voyant est vide.



Aussi, surveillez bien le voyant quand le compresseur tournera.Si le niveau est trop haut, on s'en rend généralement compte en apercevant des remous et des turbulences.



Ce préambule étant posé, si le niveau d'huile est trop faible, où est passé l'huile ?

- Y-a-t-il une fuite quelque part ?
- L'huile est-elle encore dans l'installation ?

Le pressostat coupe et le niveau d'huile est trop faible. Il y a une fuite sur l'installation.

Ce point est généralement le plus facile à vérifier. En effet, s'il y a une fuite d'huile, c'est obligatoirement qu'il y a également une fuite de fluide frigorigène. Dans ce cas, la BP sera faible, la surchauffe à l'aspiration sera anormalement élevée et le sous refroidissement sera médiocre *(voir : panne du manque de charge, page 82).*

Un examen visuel peut alors souvent permettre de localiser l'origine de la fuite (une nappe d'huile ou une tuyauterie très grasse se repèrent facilement).

Le niveau d'huile est trop faible : l'huile est piégée dans l'installation.

Lorsque le compresseur fonctionne, il est normal que de l'huile parte en permanence par le refoulement *(voir page 251)*.

Par contre, il est primordial que cette huile, après avoir traversé le condenseur puis l'évaporateur, revienne dans le carter du compresseur par la tuyauterie d'aspiration.

Si la quantité d'huile qui part par le refoulement du compresseur est supérieure à celle qui revient par l'aspiration, le niveau baisse obligatoirement dans le carter.

Gardez à l'esprit que les gaz chauds du refoulement peuvent potentiellement contenir beaucoup plus d'huile que les gaz frais de l'aspiration (le plus souvent, l'huile se piège dans l'évaporateur). C'est pourquoi il est important de limiter le mieux possible un départ d'huile trop important par le refoulement.

Nous avons déjà passé en revue de nombreux cas pouvant provoquer un départ d'huile massif au démarrage du compresseur ou risquant de piéger de l'huile dans le circuit :

- Y-a-t-il des risques de migration de fluide frigorigène dans le carter du compresseur ? La résistance carter fonctionne-t-elle ? *Ces problèmes ont été étudiés des pages 197 à 200.*
- Y-a-t-il plusieurs évaporateurs en parallèle travaillant à des températures différentes ? *Problème étudié page 201.*
- Y-a-t-il un séparateur d'huile ? Est-il bien installé ? Y-a-t-il une électrovanne sur le retour d'huile au carter ? Est-elle temporisée au démarrage du compresseur ? *Problèmes étudiés page 202.*
- Le compresseur s'arrête-t-il par tirage au vide ? Notez au passage que puisque le pressostat d'huile a coupé, le compresseur s'est arrêté brutalement alors qu'il fonctionnait, sans faire de mise à vide (du reste, la BP à l'arrêt devait être plutôt élevée). Par la suite, pensez à contrôler que le compresseur s'arrête bien en régulation par tirage au vide *(voir : Arrêt des compresseurs frigorifiques, des pages 203 à 210).*
- Le compresseur fonctionne-t-il en courts-cycles ? *Problème étudié des page 211 à 213.*
- Y-a-t-il un régulateur de capacité ? *Problème étudié page 226.*
- La surchauffe assurée par le détendeur n'est-elle pas trop faible ? *Problème étudié pages 251 et 252.*
- Le tracé des tuyauteries (diamètre, pentes, dénivelés, vitesse des gaz, pièges à huile, double tuyauteries éventuelles, etc.) permet-il un retour optimal de l'huile ? Dans le cas d'une installation récente, principalement lorsqu'il y a des dénivelés (compresseur plus bas que le condenseur et/ou plus haut que l'évaporateur), les pièges à huile ont-ils été bien conçus et réalisés ? Ont-ils été remplis (*avec la bonne huile*) avant la mise en route ? *Problèmes étudiés des pages 251 à 268.*
- Le compresseur ne reste-t-il pas bloqué en réduction de puissance ? *Problème étudié pages 262 et 263.*
- N'y aurait-il pas eu un mélange d'huile ? ***Rappelons que les huiles ester utilisées avec les nouveaux fluides HFC perdent très rapidement leur miscibilité en présence d'une autre famille d'huile.*** Cette perte est particulièrement rapide et donc dangereuse quand l'huile ester est polluée par une huile minérale et dans une moindre mesure quand il s'agit d'huile alkylbenzène. Or, si la miscibilité entre l'huile et le fluide frigorigène se dégrade, l'huile qui part par le refoulement ne peut plus revenir normalement au carter. *Problème étudié pages 407 et 408.*
- N'y aurait-il pas un problème mécanique tel qu'une usure excessive des paliers ?
- Si le compresseur possède plusieurs vitesses, tourne-t-il à sa vitesse maximum ?
- Y-a-t-il eu des travaux récemment sur l'installation ? Lesquels ? Cela ne pourrait-il pas expliquer les ennuis actuels ?

Bien sûr, il y a beaucoup trop d'installations différentes pour que cette liste soit complète.

Toutefois, quand il est possible de faire fonctionner le compresseur, un test facile à exécuter peut permettre d'écarter certaines de ces hypothèses…

Le niveau d'huile est trop faible : test de retour d'huile.

L'huile se piège surtout dans l'évaporateur puisque c'est l'endroit le plus froid de l'installation. Le test consiste à essayer de ramener cette huile dans le carter du compresseur.

Fermez la vanne départ liquide (ou coupez l'alimentation de l'électrovanne liquide). Shuntez le pressostat BP de sécurité (ou encore mieux, bloquez la palette que manœuvre le soufflet avec un tournevis) puis mettez le compresseur en service. Laissez la BP descendre (jamais en dessous de 0 bar) puis, le compresseur étant toujours en marche, ouvrez rapidement la vanne départ liquide (ou l'électrovanne).

A ce moment, l'afflux brutal de liquide dans l'évaporateur " pousse " l'huile stagnante vers l'aspiration, ce qui facilite grandement son retour dans le carter du compresseur. Recommencez la manœuvre 2 ou trois fois, *le compresseur restant en fonctionnement.*

Si le niveau d'huile remonte dans le voyant, c'est la preuve qu'elle était piégée dans l'installation. Il ne reste plus qu'à en trouver l'explication.

Notez que si le compresseur possède une régulation de puissance, il est préférable d'effectuer le test avec le compresseur à pleine puissance *(voir explication pagez 262).*

Pendant le test, ne " rêvassez pas " et préparez bien votre manipulation avant de la commencer. Rappelez-vous que le pressostat d'huile va couper (la durée de sa temporisation vous donne idée du temps que vous avez pour faire le test).

Votre objectif est de dépanner l'installation, pas de détruire le compresseur. Aussi, surveillez bien le voyant d'huile, contrôlez l'intensité absorbée et " écoutez " le compresseur. S'il fait un bruit de " casseroles ", arrêtez tout : il y a vraisemblablement de graves dommages mécaniques.

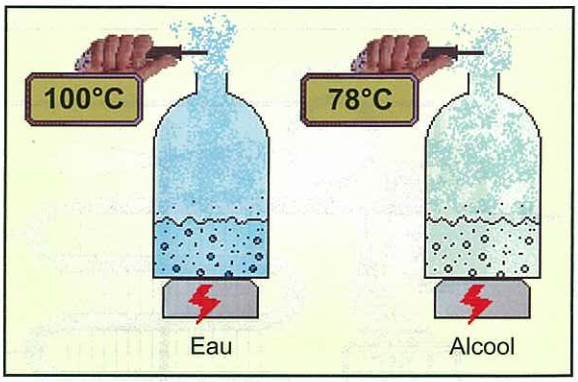
QUELQUES QUESTIONS PRATIQUES SUR LES NOUVEAUX FLUIDES

Dans ce chapitre, nous allons répondre à quelques interrogations qui nous ont été posées par certains lecteurs à l'occasion de rencontres, en particulier sur les salons professionnels.

En préambule, vous pouvez révisez : problèmes soulevés par les nouveaux fluides, pages 405 à 417, et tout particulièrement les pages 413 à 415 sur les mélanges HCFC.

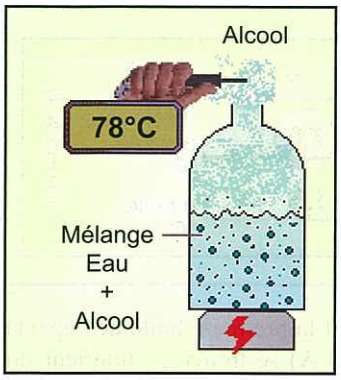
A) Le glissement : quelques éclaircissements.

Soit les 2 bouteilles ci-contre contenant respectivement de l'eau et de l'alcool à l'air libre, c'est à dire sous la pression atmosphérique.



On met en route un dispositif de chauffage et l'on constate (nous le savions déjà) que l'ébullition de l'eau se produit quand sa température atteint 100°C.

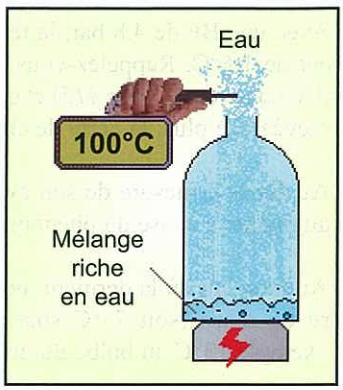
La même expérience effectuée avec de l'alcool nous indique que sa température d'ébullition est de 78°C.



A présent, si l'on introduit dans une bouteille un mélange d'eau et d'alcool, que va-t-il se passer quand on va chauffer ce mélange ?

De nombreux paramètres entrent en ligne de compte comme les proportions du mélange, la pression, etc. mais, **pour simplifier à l'extrême,** disons que l'alcool va commencer son ébullition vers 78°C puisque c'est le fluide le plus volatil, c'est à dire avec la plus faible température d'ébullition.

Au fur et à mesure de la vaporisation, le mélange va s'appauvrir en alcool (il y en aura de moins en moins dans la bouteille) et s'enrichir en eau (il y en aura comparativement de plus en plus). Vers la fin de l'expérience, il n'y aura quasiment plus que de l'eau dans la bouteille et c'est donc vers 100°C que se terminera l'ébullition complète.



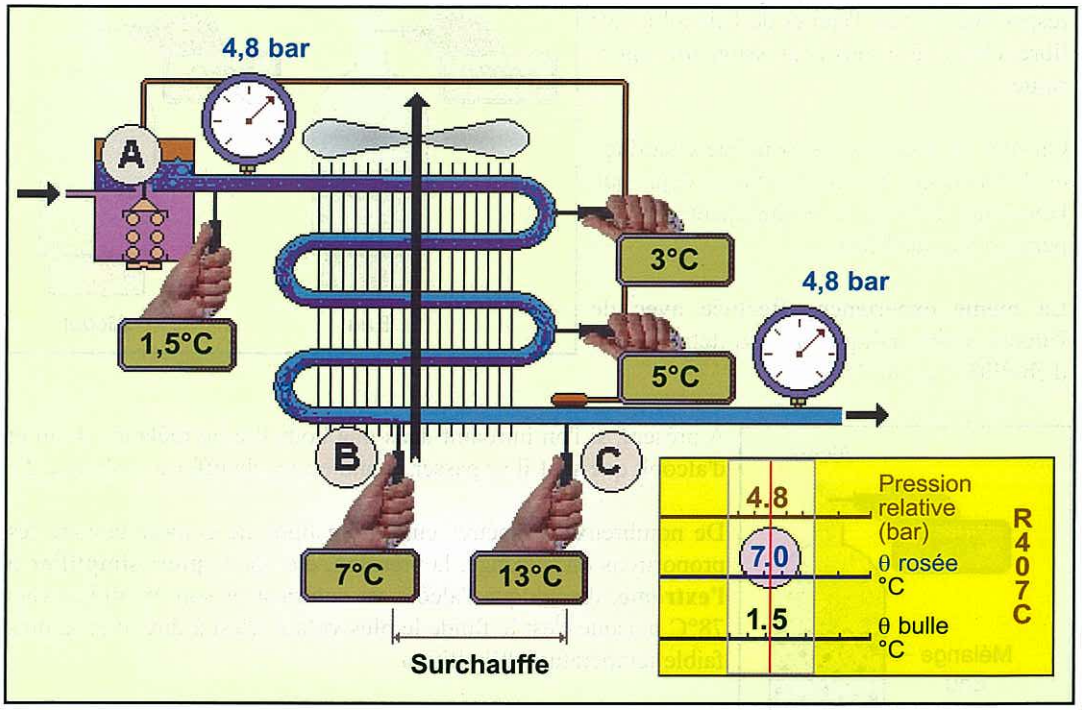
Pour résumer, le mélange commençant à bouillir à 78°C et terminant son ébullition à 100°C, nous dirons qu'il présente un glissement de température de 100 - 78 = 22°C.

B) Le glissement avec le R407C.

Le R407C est un fluide HFC sans effet sur la couche d'ozone composé d'un mélange de R32 (23% en masse, température d'évaporation à la pression atmosphérique -51,6°C), de R125 (25% et -48,5°C) et de R134a (52% et -26,5°C), donc un peu plus compliqué et précis que le mélange théorique d'eau et d'alcool que nous avons utilisé page précédente.

Il est actuellement très répandu en conditionnement d'air (jusqu'à plusieurs centaines de kW) et sur les pompes à chaleur réversibles car ses propriétés sont très voisines de celles du R22. Les fabricants peuvent donc l'utiliser avec de nombreux matériels initialement prévus pour le R22 dont l'utilisation est interdite par la CEE sur du matériel neuf depuis le 01/01/2004.

Le R407C présente un glissement non négligeable d'environ 5 à 7°C (selon la pression à laquelle s'effectue le changement d'état physique). Pour se fixer les idées, prenons l'exemple d'un évaporateur à détente directe (avec des pertes de charge négligeables) équipant un climatiseur :



Avec une BP de 4,8 bar, la température de bulle (à laquelle apparaît la première bulle de vapeur) est de 1,5°C. Rappelez-vous *qu'en réalité* cette température (**point A**) se trouve à l'intérieur du détendeur (*voir page 415*) et que la température à l'entrée de l'évaporateur est donc légèrement plus élevée. De plus, la perte de charge de l'évaporateur réduit encore le glissement effectif.

Au fur et à mesure de son avancée dans l'évaporateur, le fluide se vaporise mais sa température augmente à cause du phénomène de glissement (qui est d'environ 5,5°C sous 4,8 bar).

Au moment où la dernière molécule de liquide se vaporise (**point B**), le fluide est à sa température de rosée (soit 7 °C sous 4,8 bar). Ensuite, les vapeurs se surchauffent pour atteindre par exemple 13°C au bulbe du détendeur (**point C**), soit une surchauffe de 13 - 7 = 6°C.

Attention à ne pas confondre θ de rosée et θ de bulle, sinon vous pourriez penser que la surchauffe est de 13 - 1,5 = 11,5°C et en tirer la conclusion erronée qu'elle est trop importante : il faut toujours prendre en compte l'écart le plus petit.

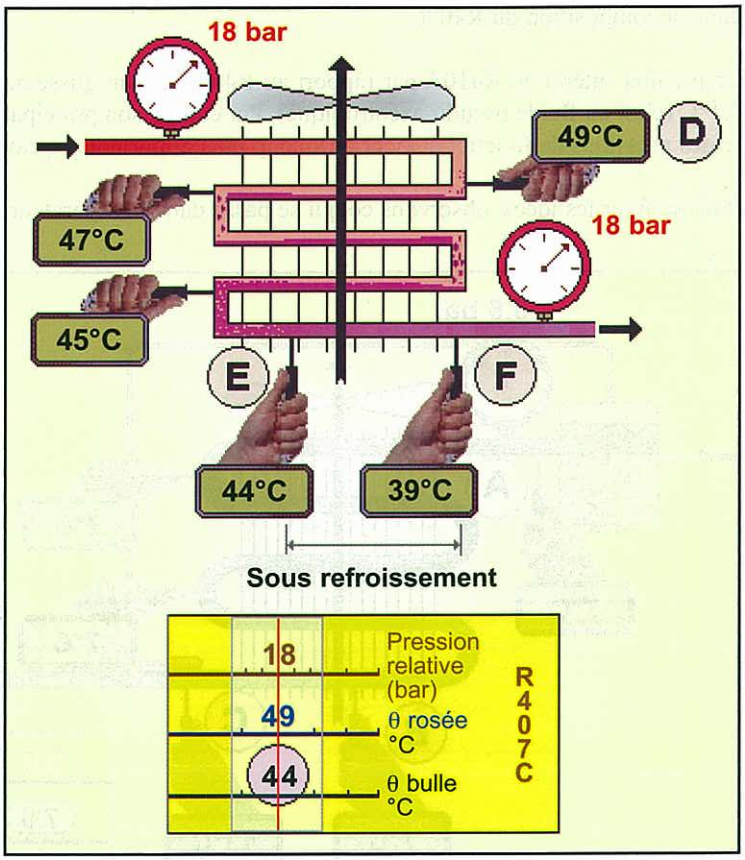
A présent, examinons ce qui se passe dans le condenseur à air :

Avec une HP de 18 bar, la température de rosée (à laquelle apparaît la première molécule de liquide) est de 49°C (**point D**).

Au fur et à mesure de leur progression, les vapeurs se condensent mais leur température diminue simultanément à cause du phénomène de glissement (environ 5°C sous 18 bar).

Au moment où la dernière bulle de vapeur se condense (**point E**), le fluide est à sa température de bulle (soit 44°C sous 18 bar).

Ensuite, le liquide se sous refroidi pour atteindre par exemple 39°C à la sortie du condenseur (**point F**), soit un sous refroidissement de 44 - 39 = 5°C.



Attention à ne pas confondre θ de bulle et θ de rosée, sinon vous pourriez penser que le sous refroidissement est de 49 - 39 = 10°C et en tirer la conclusion erronée qu'il est trop important : il faut toujours prendre en compte l'écart le plus petit.

Sauf cas particuliers, le R407C n'est pas utilisé en réfrigération car ses caractéristiques sont moins intéressantes en moyenne et basse température d'évaporation.

Comme pour tous les mélanges, toute charge en fluide doit se faire en liquide (*voir page 412*).

Sur une installation existante, toute fuite de R407C en phase vapeurs saturantes modifie la composition du mélange, ce qui se traduit par une dégradation de ses caractéristiques. Il est alors obligatoire de récupérer tout le fluide (voir méthodes de récupération pages 391 à 403) puis de recharger l'installation en phase liquide.

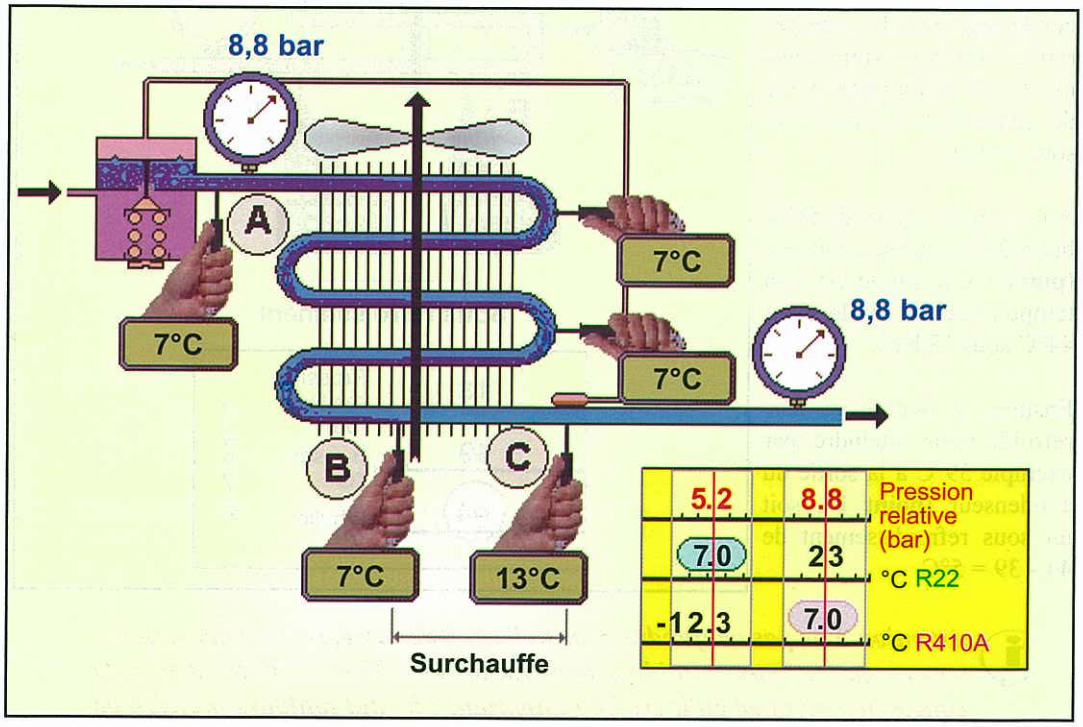
C) Le 410A, un fluide prometteur.

Ce nouveau fluide HFC connaît un vif succès en climatisation et pompes à chaleur réversibles pour des puissances actuellement limitées à quelques dizaines de kW.

C'est un mélange de R32 (50% en masse, température d'évaporation à la pression atmosphérique -51,6°C) et de R125 (50%, -48,5°C). Notez au passage que ces 2 fluides interviennent également dans la composition du R407C.

Le premier intérêt du R410A par rapport au R407C est un glissement absolument négligeable de 0,1°C (c'est un fluide pseudo-azéotropique). Par contre, son principal inconvénient est sans conteste des pressions de fonctionnement beaucoup plus importantes qu'avec le R407C (ou le R22).

Pour se fixer les idées, observons ce qui se passe dans l'évaporateur :



Avec une température d'évaporation de 7°C (**point A**) la pression est de 8,8 bar avec du R410A.

Grâce à son glissement négligeable de 0,1°C, on peut considérer que la température reste constante entre **A** et **B**, point où se vaporise la dernière molécule de liquide.

Ensuite, les vapeurs se surchauffent entre **B** et **C** de façon tout à fait classique.

Notez qu'avec la même température d'évaporation de 7°C la pression n'aurait été que de 5,2 bar avec du R22 : la pression obtenue avec le R410A est nettement supérieure.

A présent, examinons l'intérieur du condenseur à air.

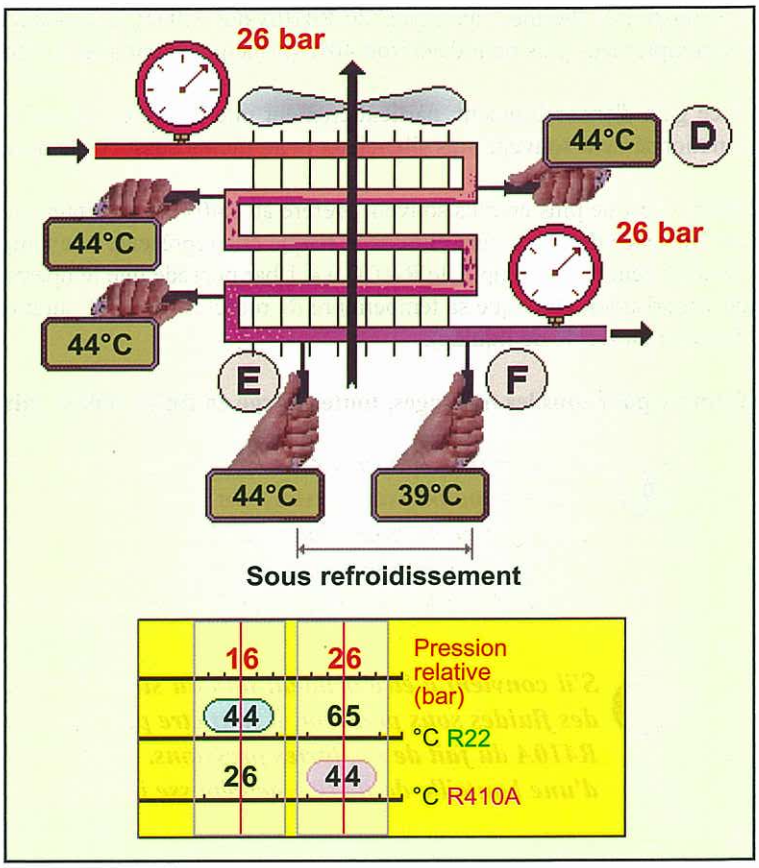
Avec de l'air extérieur à une trentaine de °C, on obtient une température de condensation tout à fait ordinaire de 44°C (**point D**).

Avec du R410A, la pression de condensation obtenue est de 26 bar.

Au fur et à mesure de leur progression, les vapeurs se condensent à la température constante de 44°C (le glissement de 0,1°C étant négligeable).

Au moment où la dernière molécule de vapeur se condense (**point E**), le fluide est toujours à 44°C sous 26 bar.

Ensuite, le liquide se sous refroidi pour atteindre par exemple 39°C à la sortie du condenseur (**point F**), soit un sous refroidissement de 44 - 39 = 5°C.



Notez qu'avec la même température de condensation de 44°C la pression n'aurait été que de 16 bar avec du R22 : la pression obtenue avec du R410A est très nettement supérieure.

Ainsi les pressions de fonctionnement sont toujours supérieures (de l'ordre de 50%) à celles que l'on obtiendrait avec du R22 ou du R407C (ou même avec du R404A, surtout utilisé en froid commercial, dont la pression est de 6,5 bar à 7°C et de 19 bar à 44°C).

La BP et la HP étant toutes deux plus élevées, le taux de compression (*voir page 42*) est similaire à celui obtenu avec ses concurrents pour les mêmes conditions de fonctionnement. La puissance absorbée par le moteur est donc comparable.

Ces fortes pressions nécessitent sur le chantier l'utilisation de matériels spécifiques (groupe de transfert, manomètres, etc.) et d'accessoires (déshydrateur, voyant, détendeur, etc.) adaptés à ce fluide.

Il est recommandé d'éviter au maximum les raccords à visser et les dudgeons au profit de raccords brasés. Les brasures doivent être exécutées sous azote sec et le tirage au vide doit être effectué très sérieusement avec une pompe à vide à 2 étages.

Les propriétés thermodynamiques du R410A permettent, à puissance frigorifique égale, d'utiliser un compresseur plus petit d'environ 40% (principalement avec les compresseurs de type scroll).

A ce gain d'encombrement, particulièrement intéressant en climatisation individuelle, s'ajoute un fonctionnement souvent plus silencieux et au moins aussi fiable qu'avec le R22.

Enfin, il est de plus en plus souvent préféré au R407C sur certains modèles de refroidisseurs d'eau car l'absence de glissement élimine le risque que représente une température négative à l'entrée de l'évaporateur (par exemple, le R407C à 4,1 bar possède une température de bulle de -3°C en début de vaporisation alors que sa température de rosée est de +3°C au moment de la vaporisation de la dernière molécule de liquide).

Comme pour tous les mélanges, toute charge en fluide doit se faire en liquide (*voir page 412*).

Sur une installation existante, en cas de fuite de R410A, même en phase vapeurs saturantes, on peut faire un appoint de charge (toujours en liquide) sans qu'il soit nécessaire de récupérer tout le fluide : ce n'est pas le cas avec les fluides à fort glissement tels que le R407C ou les mélanges HCFC étudiés page 412.

S'il convient d'être prudent lors du stockage de récipients contenant des fluides sous pression, il faut être particulièrement attentif avec le R410A du fait de ses fortes pressions. Veillez à ce que la température d'une bouteille de R410A ne dépasse jamais 52°C.

D) Avec quels fluides peut-on convertir une installation au R22 ?

Le R407C : Du fait de la similitude des performances et des pressions de fonctionnement, on peut envisager de procéder à un retrofit (c'est à dire à convertir l'installation en changeant l'huile) du R22 au R407C.

Le principal problème se pose pour l'huile. En effet, la plupart des installations au R22 utilisent de l'huile minérale ou alkylbenzène. Or, comme tous les HFC, le R407C nécessite obligatoirement une huile ester (approuvée par le fabricant du compresseur).

Attendu que les huiles de type ester " détestent " les autres types d'huiles (*voir les conséquences d'une mauvaise miscibilité entre huile et fluide frigorigène page 407*), il faudra d'abord vidanger l'huile du compresseur, recharger en huile ester, laisser fonctionner plusieurs heures avec le R22, vidanger à nouveau (et analyser l'huile) et ainsi de suite jusqu'à épurer complètement le circuit de toute trace d'huile minérale (le maximum tolérable est de 1 à 5% d'huile minérale, selon le type d'installation).

Le problème de l'huile étant solutionné par des vidanges et des rinçages successifs, il suffira alors de récupérer le R22 (*voir méthodes de récupération pages 391 à 403*), de remplacer le déshydrateur et de recharger au R407C (toujours en liquide puisque c'est un mélange).

Il est possible de conserver l'ancien détendeur (il sera toutefois nécessaire de réajuster son réglage) mais il est préférable, autant que possible, de le remplacer par un modèle spécialement conçu pour le R407C, disponible chez tous les distributeurs de matériel frigorifique.

N'oubliez pas d'étiqueter l'installation en spécifiant très clairement la nature du fluide frigorigène et de l'huile.

Comparativement au R22, la perte de puissance frigorifique est de l'ordre de 5 à 10% sur les systèmes air-air mais elle peut atteindre 20% sur les systèmes utilisant de l'eau, selon la configuration des échangeurs.

Enfin signalons le problème du dégivrage que pose le glissement sur les machines réversibles. En effet, s'il y a -7°C à l'entrée d'un échangeur et 0°C à sa sortie, le givrage n'est pas uniforme sur la batterie et le réglage des périodes et des durées de dégivrage en est rendu plus délicat.

Le R410A : Si on voulait faire un retrofit du R22 au R410A (en respectant la procédure décrite ci-dessus, particulièrement en ce qui concerne l'huile), le compresseur aurait une cylindrée environ 40% trop importante.

Cela revient à dire que l'évaporateur serait 40% trop petit avec tous les problèmes étudiés *page 107*. Si on change l'évaporateur pour un modèle plus gros, c'est le condenseur qui devient trop petit.

Pour résumer, le R410A n'est pas un fluide destiné à faire du retrofit, d'autant que ses pressions de fonctionnement beaucoup plus importantes risqueraient d'être incompatibles avec la pression maximum d'utilisation de certains composants de l'installation.

Le R417A : Appelé aussi ISCEON 59, est un mélange HFC de R134, de R125 et de butane R600 qui présente un glissement de température de l'ordre de 4 à 5°C.

Son principal intérêt est qu'il permet d'effectuer un drop-in (c'est à dire un changement de fluide sans changer l'huile). En effet, le R417A est compatible avec les huiles minérales, alkylbenzène et ester. La perte de puissance frigorifique est de l'ordre de 5 à 20% selon le type d'installation.

Si vous souhaitez obtenir davantage de renseignements, n'hésitez pas à contacter votre distributeur de fluides frigorigènes. Il se fera un plaisir de vous renseigner.

RPF-MAD

PYC édition

NOUVELLE FORMULE

Le mensuel de référence des frigoristes

Bon de commande à photocopier et à faxer à PYC édition • Dominique André • 16-18, place de la Chapelle 75018 Paris • Tél. : 01 53 26 48 05 • Fax : 01 53 26 48 01 • E-mail : info@pyc.fr

❑ Ci-joint mon règlement (copie du chèque)

❑ Je règlerai à réception de facture.

Attention l'abonnement ne prendra effet qu'après réception du règlement.

Nom : .....

Prénom : .....

Adresse : .....

.....

Ville : .....Code postal : .....

Pays : .....

Société : .....

Tél. : .....Fax : .....

Date, signature et cachet :

ABONNEZ-VOUS À LA RPF-MAD :

10 numéros par an :

❑ France :	106 € TTC
❑ Étranger :	135 €
❑ Dom-Tom :	125 € TTC

Connaissez-vous les autres revues de Pyc Edition ?
N'hésitez pas... Contactez notre service abonnement.
Tél. : 01 53 26 48 05 • Fax : 01 53 26 48 01 • E-mail : info@pyc.fr

Pyc Edition est membre de la Fédération nationale de la presse spécialisée.

SPPRO

INDEX ALPHABÉTIQUE

- A -

Absolue
Température et pression 71
Rappel sur la pression atmosphérique 547

Accouplement
D'une pompe et de son moteur 643

Additif
Colorant (pour la recherche des fuites de réfrigérant) 68
Fluorescent (pour la recherche des fuites de réfrigérant) 68

Adsorption
Charge à adsorption du train thermostatique 294
Thermostat à franchissement d'ambiance 438

Aéroréfrigérant
Voir : tour de refroidissement

Affinité
Entre huile et fluide Frigorigène 252
Problème des mélanges de fluides frigorigènes 392
Problème des mélanges d'huiles 407

Ailettes
Comparaison entre froid commercial et climatisation 46
Encrassées sur l'évaporateur 114
Nettoyage des ailettes 115
Ecrasées sur l'évaporateur 125
Encrassées sur le condenseur 171
Ecrasées sur le condenseur 188
Pas des ailettes en froid commercial 425

Air
Mesure d'un débit d'air 273
Différence entre air sec et air humide 496
Saturé 498
Diagramme de l'air humide 499
Dans les circuits hydrauliques. *Voir : purgeurs*
Voir : débit d'air

Algues
Dans les tours de refroidissement 515

Alignement
D'une pompe et de son moteur 644

Alimentation
Des évaporateurs : par le haut ou par le bas ? 281

Alkylbenzène
Problème des huiles frigorifiques 406

aM
Fusibles Am et gI 383

Ambiance
Thermostat à franchissement d'ambiance 438

Amorçage
D'une pompe (hydraulique) 548
D'une pompe à huile 794

Ampoule
Résistance à froid et à chaud 376

Anémomètre
Mesure d'un débit d'air 273

Angulaire
Mauvais alignement : décalage angulaire 644

Anti
Bouteille anti coups de liquide 328
Anti vrille 466
Anti retour. *Voir : clapet de retenue*
Anti courts-cycles. *Voir : courts-cycles*

Antigel
Traceur et résistance antigel (hydraulique) 557
Emplacement du thermostat (eau glacée) 584
Coupure du thermostat (eau glacée) 599

Appoint
Condenseur d'appoint 186
Eau d'appoint dans une tour de refroidissement 506
Appoint d'eau trop fréquents (circuit hydraulique fermé) 561
Voir : charge en fluide frigorigène

Approche
D'une tour de refroidissement 507

Arrêt des compresseurs
Généralités 203
Protection minimum 203
Tirage au vide automatique 204
Tirage au vide unique 206

Aspiration
Clapet d'aspiration cassé 130
Hauteur d'aspiration d'une pompe 545

Asservissement
Coupé : faut-il faire une mise à vide ? 210
Du compresseur à la pompe d'eau glacée 582
A 2 pompes montées en parallèle 582
D'une pompe 'Tour' au compresseur 779

Atmosphérique
Rappels sur le pression atmosphérique 547

Automatique
Détendeur automatique (ou pressostatique) 309
Tirage au vide automatique 204
Voir : permutation

Autorité
Des Vannes 3 voies 741

Auxiliaire
Phase auxiliaire 339

Azéotropique
Fluides frigorigènes 411

Azote
Recherche des fuites de réfrigérant 68
Nettoyage des ailettes 115
Vase d'expansion sous pression d'azote 563

- B -

Ballon
De Franklin 10

Bas
Point mort bas 39
Alimentation des évaporateurs par le bas 282

Batterie terminales
Conséquences d'un manque de débit d'eau 665
Perte de charge de plusieurs batteries en parallèle 694
Régulation (par vannes 3 voies) 719

Bilame
Du pressostat d'huile 789

Bouché
Voir : filtre
Détendeur capillaire bouché 321

Bouchon
De vidange d'huile 794

Boucle
D'injection (hydraulique) 622

Bouteille
Pression dans une bouteille de fluide 12
Anti coups de liquide 328
Anti coups de liquide montée à l'envers 334
De récupération de fluide frigorigène 392

Bouteille Casse pression
Généralités 624
Fonctionnement en froid 628
Fonctionnement en chaud 629
Fonctionnement en froid et chaud 631
Trop grosse 633

Bouteille liquide
A quoi sert-elle ? 72
Trop petite 74
Comment la dimensionner ? 74
Condenseur à air utilisé comme bouteille liquide 76
Installée en dessous de l'évaporateur 90
Installée au dessus de l'évaporateur 92
Clapet de retenue entre bouteille et condenseur 195
Equipée d'une ceinture chauffante 235
Sur un circuit avec vanne HP 242
Plus chaude que le condenseur 246
Sur un circuit avec détendeur capillaire 316
Tube plongeur cassé 388

BP
Influence de la température de l'air sur la BP 30

	Influence sur la puissance frigorifique 41
	Anormalement faible 44
	Faible, surchauffe grande, sous refroidissement correct 58
	Faible, surchauffe grande, sous refroidissement faible 82
	Faible, surchauffe grande, $\Delta\theta$ ligne liquide 101
	Faible, surchauffe faible 112
	Remonte après la mise à vide 133
	Elevée, HP faible 143
	Sens de variation selon la HP 153
	Coupure en sécurité BP au démarrage 235
	Variation après un dégivrage 296
	Compresseur BP, MP et HP 438
	Elevée (détendeur trop ouvert) 618
	Elevée, HP élevée. *Voir : HP élevée*
Bris de clapet	*Voir : clapet de compresseur*
Brouillard	Zone de brouillard 500
Bruit	Dans un circuit hydraulique 525
	D'une pompe qui cavite 543
	Provoqué par des poches d'air (hydraulique) 560
Bulbe	Du détendeur (charge). *Voir : train thermostatique*
	Du détendeur (montage) 305
	Des thermostats (charge) 437
	Sec et bulbe humide 503
Bulle	Dans le voyant liquide (manque de fluide) 80
	Dans le voyant liquide (prédétente) 95
	Dans le voyant liquide (panne HP) 172
	Température de bulle (nouveaux fluides) 411
	Split eau glacée au R407C 660
	Température de bulle du R407C 807
Burn out	Grillage du compresseur 214
Buse	Du détendeur thermostatique, sélection 33
	Du détendeur thermostatique trop petite 60
By-pass	Tube de by-pass (hydraulique) 630

- C -

Calcaire	*Voir : détartrage*
Capacité	d'un détendeur thermostatique 32
	D'un condensateur 343
	Voir : condensateur
	Voir : régulateur de capacité
Capillaire	Du bulbe du détendeur (montage) 307
	D'une vanne à eau pressostatique (montage) 474
	Voir : détendeur capillaire
Carter du compresseur	Migration de liquide dans le carter 197
	Résistance de carter 200
	Contrôle de la résistance de carter " au toucher " 592
	Eau dans le carter 600
Cartouche	D'orifice d'un détendeur 33
Casse	Casser le vide 385
	Tube plongeur cassé (bouteille liquide) 388
	Bouteille casse pression 624
	Tube casse pression 630
	Clapet cassé. *Voir : clapet de compresseur*
Cavitation	Des pompes (généralités) 541
	Pression négative à l'aspiration d'une pompe 683
CE (ou mCE)	Colonne d'eau (ou mètre de colonne d'eau) 518

Ceinture — Chauffante sur la bouteille liquide 235
Centrale à eau glacée — *Voir : refroidisseur de liquide*
Centrifuge — Ventilateur (courbe de fonctionnement) 117
Coupleur centrifuge 353
Voir : pompe
CFC — Recherche des fuites de réfrigérant 67
Généralités et récupération 391
Problèmes soulevés par les nouveaux fluides 405
Chaîne — Du froid 419
Chaleur massique — De l'eau glycolée 766
Chambre froide — *Voir : froid commercial*
Charge — Du bulbe des détendeurs 293
En gaz : pourquoi la bouteille se refroidit-elle ? 386
Du bulbe des thermostats 437
Notion de charge sur un circuit hydraulique ouvert 516
Notion de charge sur un circuit hydraulique fermé 522
Pompe montée en charge 531
La pompe n'est pas en charge 539
Manque de charge. *Voir : panne du manque de charge*
Excès de charge. *Voir : panne de l'excès charge*
Voir : *perte de charge*
Charge en Fluide frigorigène — Rôle de la bouteille liquide 72
Quand est-elle satisfaisante ? 76
Sur un circuit avec vanne HP 242
Avec un détendeur pressostatique 311
Avec un détendeur capillaire 317
Charge d'un circuit frigorifique en gaz 386
Avec un mélange HFC 412
Voir : *panne du manque de charge*
Voir : *panne de l'excès charge*
Charles — Loi (recherche des fuites de réfrigérant) 71
Chaufferette — Résistance chauffante d'un pressostat d'huile 788
Chiller — *Voir : évaporateur à eau glacée*
Chute de tension — *Voir : sous-tension*
Circuit hydraulique — *Voir : hydraulique*
Circulateur — *Voir : pompe*
Circulation — De l'air sur un condenseur 22
De l'air sur un évaporateur 38
De l'air dans une chambre froide 127
Clapet — *Voir : vanne 3 voies à clapet*
Clapets de compresseur — Pourquoi cassent-ils ? 129
Coups de liquide 129
Conséquences d'un bris de clapets 130
Comment détecter un bris de clapets ? 132
Clapet cassé : BP ou HP ? 133
Clapet cassé : que fait l'intensité ? 134
Joint de plaque à clapets 135
Clapet cassé : que fait le débit masse de fluide ? 139
Clapets de retenue — Montage sur le refoulement d'un compresseur 137
Entre compresseur et condenseur 196
Sur le poste le plus froid 201
Monté entre condenseur et bouteille liquide 234
Sur le refoulement d'une pompe tour 521
Sur une crépine 549
Sur l'alimentation en eau de ville 562
Au refoulement de pompes en parallèle 709
Clapets de retenue différentiel — Utilisation avec une vanne HP 240

Clignotement — Du flow switch 769
Climatisation — Comparaison avec le froid commercial 45
Mesures en fonctionnement normal (détente directe) 49
Mesures en fonctionnement normal (eau glacée) 612
Climatiseur air/air — Comparaison avec eau glacée 587
Coaxial — Evaporateur à eau glacée coaxial 698
Coefficient — De débit Kvs des vannes 3 voies 747
De perte de charge de l'eau glycolée 766
Coincé — Tiroir de la vanne d'inversion de cycle coincé 331
Collecteur — hydraulique 639
Colmaté — *Voir : filtre*
Colorant — Additif (recherche des fuites de réfrigérant) 68
Commercial — *Voir : froid commercial*
Comparaison — Entre climatisation et froid commercial 45
Entre condenseur à air et dry cooler 494
Entre évaporateur à détente directe et à eau glacée 577
Entre Eau glacée et climatiseur air/air 587
Entre R22 et R410A 809
Entre R22 et R407C 810
Compresseur frigorifique — A pistons (fonctionnement) 39
Intensité absorbée en fonction de la HP 43
Montés en parallèle 136
Panne du compresseur trop petit 139
Prévu en 60 Hz et alimenté en 50 Hz 147
Soupape de sécurité interne fuyarde 147
Vitesse trop faible 149
Problème des migrations de liquide dans la culasse 196
Problème des migrations de liquide dans le carter 197
Méthodes d'arrêt des compresseurs 203
Problème des courts cycles 211
Echauffement au démarrage 213
'Grillage' de compresseur 214
Démarrage par temps froid 233
Installé en dessous du condenseur 244
Installé au dessus de l'évaporateur 256
Exemple de sélection en froid commercial 423
HP, MP et BP 438
Usure au démarrage 449
Contrôle de la résistance de carter " au toucher " 592
Eau dans le carter 600
Voir : panne du compresseur trop petit
Voir : démarrage des compresseurs
Voir : clapets de compresseur
Compression — Taux de compression 42
Concentration — En glycol 522
Voir : déconcentration
Condensateur — Différents types 343
Intensité absorbée 347
Tests d'un condensateur 346
Mesure de la capacité 347
Voir : moteur monophasé
Condensation — Humidité dans les tubes ouverts à l'air libre 385
Condenseur à air — Fonctionnement normal 15
Les différents Delta T 17
Sens de circulation de l'air 22
Utilisé comme bouteille liquide 76
Test des incondensables 160

	Panne du condenseur trop petit 171
	Différence entre encrassage et manque de débit d'air 174
	Emplacement mal choisi 178
	Ventilateur tourne à l'envers 179
	Sens de l'air à respecter 180
	Hélice mal positionnée 183
	Circuit aéraulique mal conçu 187
	1 ventilateur sur 2 est en panne 189
	Moteurs du ventilateur branchés en série 189
	Problème des migrations de liquide 195
	Clapet de retenue entre condenseur et bouteille 195
	Pourquoi les réguler ? 231
	Régulation par vanne HP 239
	Installé au dessus du compresseur 244
	Plus froid que la bouteille 246
	Cas d'un grand dénivelé avec le compresseur 257
	Comparaison avec dry cooler 494
	Voir : panne du condenseur trop petit
Condenseur à eau	HP faible (débit d'eau trop important) 470
	Les différents Delta T 472
	Panne du condenseur trop petit 479
	Les différentes zones du condenseur 481
	Test des incondensables 483
	Entartré 484
	Multitubulaire 487
	Sens de passage des fluides (condenseur multitubulaire) 490
	Détartrage 513
	Installé en dessous de la tour de refroidissement 553
	Installé au dessus de la tour de refroidissement 554
	Evaluation du fonctionnement par un " toucher " 595
	Perdue. Voir : vanne à eau pressostatique
	Voir : panne du condenseur trop petit
	Voir : évaluation du débit d'eau
	Voir : entartrage
Condenseur d'appoint	Vanne à eau pressostatique mal réglé 186
Conseils	De dépannage 275
Constante	Vanne à pression constante 440
Contenance	D'une bouteille liquide 74
	D'un piège à huile 259
Contre courant	Alimentation des évaporateurs (détente directe) 284
	Alimentation des évaporateurs (eau glacée) 578
Contrôleur de débit d'eau	(Flow switch) Fonctionnement 601
	Montage 602
	Clignotements 769
	Câblages divers 770
	Réglage 784
Conversion	D'une installation frigorifique à un nouveau fluide 415
Cooler	*Voir : dry cooler*
Cooling	*Voir : free cooling*
Corps pur	Problèmes soulevés par les nouveaux fluides 410
Corrosion	Inhibiteur de corrosion 513
	Problème des appoints d'eau trop fréquents 561
	Risques sur un évaporateur à eau glacée 597
Coupé	Enroulement coupé (moteur) 341
	Condensateur coupé 347
	Dépannage électrique (recherche d'une coupure) 359
	Bobine de contacteur coupée 370
	Phase coupée sur la puissance 666

Couplage
Des moteurs triphasés classiques 442
Des moteurs prévus pour démarrer en part-winding 452
Des moteurs Dahlander 467

Couple
Moteur 378
Résistant 378

Coupleur
Centrifuge 353

Coups de liquide
Origines des coups de liquide 129
Conséquences 130
Migration de liquide dans la culasse du compresseur 196
Migration de liquide dans le carter du compresseur 197
Avec un détendeur capillaire 317
Bouteille anti coups de liquide 328

Coupure
Par le pressostat d'huile 797
Voir : coupé

Courbe
D'un ventilateur centrifuge 117
Du réseau et de la pompe (circuit hydraulique) 608
Tracé d'une courbe de réseau 692
Plongeante ou plate d'une pompe 727

Courroie
Du ventilo-évaporateur patine 115
Du ventilo-condenseur patine 181

Court circuit
Entre enroulements d'un moteur 341
D'un condensateur 346
Fusibles 383

Courts cycles des compresseurs
Comment se produisent-ils ? 211
Pourquoi les éviter ? 212
Comment les éviter ? 214
Permutation de pilote 215
Anti courts-cycles 216
Pompage des températures 219
Conséquence sur les entraînements d'huile 252
Par le pressostat " manque d'eau " 654
Voir : régulateurs de capacité

cps
Voir : Hz

Crépine
Voir : filtre sur l'eau

CSIR
Démarrage CSIR (moteurs monophasés) 356

CSR
Démarrage CSR (moteurs monophasés) 356

CTP
Démarrage CTP (moteurs monophasés) 355

Culasse
Joint de culasse 135
Joint de culasse non étanche entre HP et BP 145
Migration de liquide dans la culasse 196
Contrôle de la température des culasses au " toucher " 594

Cv
Coefficient de débit (Kvs) des vannes 3 voies 748

Cycle
Vanne 4 voies d'inversion de cycle 325
Dégivrage par inversion de cycle 433
Voir : courts cycles des compresseurs

Cyclone
Pot de purge (circuit hydraulique) 561

- D -

DA (direct action)
Vanne à eau pressostatique 486

Dahlander
Moteur Dahlander 467

Dalton
Loi (incondensables dans un circuit frigorifique) 159

daPa
Courbe d'un ventilateur 117

Débit d'air
Trop faible sur l'évaporateur 110
Influence de l'encrassage de l'évaporateur 114

	Influence des pertes de charge (circuit aéraulique) 117
	Influence de l'encrassage du condenseur 171
	Trop faible sur le condenseur 173
	Selon le sens de rotation du ventilateur 180
	Mesure du débit d'air 273
Débit d'eau	Trop important (condenseur avec vanne pressostatique) 470
	Trop faible (condenseur avec vanne pressostatique) 479
	De déconcentration (tour de refroidissement) 512
	Relation entre diamètre d'un tube et débit d'eau 525
	Relation entre vitesse de l'eau et débit 527
	Influence des pertes de charge (circuit hydraulique) 527
	Relation entre débit et pression 529
	Relation entre débit et perte de charge 530
	Trop faible (cavitation de la pompe) 540
	Dans un évaporateur (eau glacée) 580
	Trop faible (eau glacée) 596
	Contrôleur de débit d'eau 601
	Evaluation du débit sur l'évaporateur 605
	Pompe à débit variable 607
	Evaluation du débit à l'aide de la courbe de la pompe 606
	Utilisation des courbes de l'échangeur 610
	Vanne d'équilibrage 611
	Constant dans l'évaporateur 620
	Débits respectifs dans le primaire et le secondaire 623
	Manque de débit d'eau sur un split au R407C 663
	Trop important 677
	Contrôle du débit par la perte de charge de l'évaporateur 697
	Mesure du débit d'eau 699
Débit masse	De fluide frigorigène 39
	Quand un clapet de compresseur est cassé 139
Débouche	Capillaire 321
Décalage	Angulaire et parallèle (défauts d'alignement) 644
Décharge	Vanne 3 voies montée en décharge inversée 731
	Vanne 3 voies montée en décharge 732
	Vanne 3 voies montée en décharge inversée NO 757
	Voir : vanne 3 voies
Déconcentration	Sur une tour de refroidissement 511
	Débit de déconcentration (tour de refroidissement) 512
Dégivrage	Problème du glissement du R407C 811
Dégivrage en froid commercial	Puissance frigorifique après un dégivrage 296
	D'où vient le givre ? 388
	Généralités 425
	Horloge de dégivrage 426
	Par circulation d'air ambiant 426
	Par résistance électrique (froid positif) 429
	Par résistance électrique (froid négatif) 430
	Par injection de gaz chauds 431
	Par inversion de cycle 433
	Durée du dégivrage 435
Delta (triangle)	Couplage en Δ des moteurs triphasés 445
Delta T (Δθ) sur le condenseur	Les différents Δθ (condenseur à air) 17
	Différence entre encrassage et manque de débit d'air 174
	Les différents Δθ (condenseur à eau) 472
	Les différents Δθ (dry-cooler) 494
	Les différents Δθ (tour de refroidissement ouverte) 507
	Les différents Δθ (tour de refroidissement indirecte) 556
Delta T (Δθ) sur la ligne liquide	Prédétente 101
Delta T (Δθ) sur l'eau glacée	En fonctionnement normal et en réduction de puissance 590

	Sur un split eau glacée au R407C 659
	En cas de manque de débit 661
	En cas de surdébit 700
Delta T (Δθ) sur l'évaporateur	Les différents Δθ (évaporateur à détente directe) 30
	Différence entre encrassage et manque de débit d'air 110
	Relation entre Δθ Total et hygrométrie 389
	En froid positif et en froid négatif 421
	Les différents Δθ (refroidisseur de liquide) 588
	Quand le compresseur est en réduction de puissance 590
Demand	Cooling 439
Démarrage des compresseurs	Trop fréquents (courts cycles) 214
	Problèmes par temps froid 233
	Coupures BP au démarrage 235
	Démarrage hiver 236
	Durée du démarrage par temps froid 237
	Problèmes posés après un dégivrage 296
	Régulateurs de démarrage 299
	Avantages de l'égalisation des pressions à l'arrêt 316
	Usure au démarrage 449
	Aspect électrique. *Voir : moteurs*
Démarrage des moteurs	*Voir : moteurs monophasés*
	Voir : moteurs triphasés
Démarrage d'un split eau glacée	Contrôles avant mise en service 645
	Aux conditions maximales 657
	Aux conditions nominales 659
Dénivelé	Entre évaporateur et bouteille liquide 89
	Sur un circuit régulé par une vanne HP 244
	Influence des dénivelés sur les retours d'huile 255
	Important entre compresseur, condenseur et évaporateur 257
	Sur un circuit hydraulique : généralités 516
	Influence sur les pertes de charge (circuit hydraulique) 526
	Entre 2 manomètres (circuit hydraulique) 533
	Hauteur maximale d'aspiration d'une pompe 547
	Tour de refroidissement plus bas que le condenseur 553
Densité	Différence entre azote et fluide frigorigène 68
	Différence entre huile et fluide frigorigène 198
	De l'eau glycolée 765
Dépannage	Conseils (en froid) 275
	Exercice de dépannage raisonné (en froid) 277
	Electrique au voltmètre 359
	Electrique à l'ohmmètre 373
	D'une pompe 666
Départ liquide	Vanne étranglée 103
	Montage de la vanne départ liquide 396
	Raccordement d'une vanne à eau pressostatique 476
Dépression	*Voir : vide*
Déshumidification de l'air	Influence d'un surdébit d'eau glacée 701
	Influence du montage de la vanne 3 voies 737
Déshydratation	D'un circuit frigorifique 385
Déshydrateur	Colmaté 103
	Test rapide par un 'toucher' 271
	Matériels utilisés avec les nouveaux fluides 408
Désurchauffe	Dans le condenseur à air 15
	Dans le condenseur à eau 481
Détartrage	Des condenseurs à eau 513
	Voir : entartrage
Détendeur capillaire	Fonctionnement 315

Faut-il une bouteille liquide ? 316
Problème de la charge en fluide 317
Remplacement du capillaire 321
Différents diamètres 322

Détendeur pressostatique
(Ou automatique) Fonctionnement 309
Charge en fluide 311
Problèmes divers 311

Détendeur thermostatique
Capacité d'un détendeur en fonction de la buse 32
Tableau de sélection 33
Pompages 34
Méthode de réglage 36
Panne du détendeur trop petit (détente directe) 53
Trop fermé 60
Buse trop petite 60
Bulbe mal placé 61
Train thermostatique percé 61
Train thermostatique pour un autre fluide 62
Filtre colmaté 63
Grippé mécaniquement 63
Trop gros 140
D'injection 222
Problèmes posés par une HP trop faible 232
Problèmes de l'égalisation interne 266
A égalisation interne (fonctionnement) 285
Problèmes posés par les pertes de charge 286
A égalisation externe (fonctionnement) 288
Piloté par une électrovanne 3 voies 289
Egalisation externe non raccordée 290
Différents types de charges du train thermostatique 293
Corps plus froid que le bulbe 294
Montage du bulbe 305
Matériels utilisés avec les nouveaux fluides 408
Trop ouvert 618
Voir : panne du détendeur trop petit

Détente directe
Les différents Delta T 30
Mesures en fonctionnement normal 49
Comparaison avec eau glacée 575
Voir : évaporateur à détente directe

Diagramme
Psychrométrique (de l'air humide) 499

Diamètre
Relation entre diamètre d'un tube et vitesse du fluide 527
Relation entre diamètre et section d'un tube 528

Diaphragme
Du distributeur de liquide 65

Différence
Evaluation du delta T par un 'toucher' 271
Voir : Delta T
De niveau. *Voir : dénivelé*

Différentiel
Du thermostat et courts-cycles du compresseur 212
Clapet de retenue différentiel 240
Pression différentielle d'une électrovanne 292
Pression différentielle d'une vanne d'inversion de cycle 337
Relais de protection thermique 382
Pressostat (pour le contrôle du débit d'eau) 603
D'un thermostat de régulation eau glacée 721
Pression différentielle maximum d'une vanne 3 voies 755
Voir : pressostat différentiel d'huile

Dilatation
De l'eau 492
De l'eau glycolée 522
Dans un circuit hydraulique 649
Comparaison entre eau et eau glycolée 651

Direct — Démarrage direct des moteurs triphasés 451
Disconnecteur — Sur l'alimentation en eau de ville 562
Disjoncteur — Protection contre les courts-circuits 383
Disque — Vanne 3 voies à disque 729
Distillation — Intervalle de distillation : *voir : glissement*
Distributeur de liquide — Diaphragme trop petit 65
Tube bouché 124
Mélangeur liquide-gaz 224
Conception de l'évaporateur 282
Montage 308
Distribution — Circuits hydrauliques de distribution 620
Diviseuse — Vanne 3 voies diviseuse 729
Double tuyauterie — Montage en double tuyauterie 261
Drop-in — Conversion au R417A 811
Dry cooler — Généralités 491
Comparaison avec un condenseur à air 494
Dilatation de l'eau glycolée 522
Influence du glycol sur les pertes de charge 539
Utilisé en free cooling 759
Dudgeon — Raccords à visser 408
Durée — Du tirage au vide pour déshydrater un circuit 386
Dureté — De l'eau. *Voir : TH*

- E -

Eau — Ebullition par tirage au vide 9
Titre hydrotimétrique (TH) 485
Réflexion sur le prix de l'eau 490
Dilatation de l'eau 492
Appoint d'eau dans une tour de refroidissement 506
Appoint d'eau dans un circuit fermé 561
Eau perdue. *Voir : vanne à eau pressostatique*
Voir : entartrage
Eau glycolée — Dans un circuit dry cooler 493
Dilatation de l'eau glycolée 522
Comparaison entre eau et eau glycolée 651
Etude complète 765
Eau glacée — Comparaison avec détente directe 575
Evaporateur à eau glacée 577
Comparaison avec climatiseur air/air 587
Débit trop faible 596
Circuits de distribution 620
Voir : refroidisseur de liquide
Voir : évaporateur à eau glacée
Voir : split eau glacée
Eau recyclée — Généralités (radiateur d'un moteur d'automobile) 491
Problème de la dilatation de l'eau 492
Ebullition de l'eau — Par tirage au vide 9
En l'aspergeant d'eau froide 10
Ecartement — 'Pas' des ailettes 46
Echangeur — Courbes des pertes de charge (hydraulique) 610
D'une tour indirecte entartré 619
Echauffement — Du compresseur au démarrage 213
Effet — 'Mayonnaise' 198
Egalisation — Externe d'un régulateur de capacité 230

	Externe du détendeur non raccordée 290
	Des pressions à l'arrêt (avec détendeur capillaire) 316
	Interne ou externe. *Voir : détendeur thermostatique*
Electrique	Dépannage au voltmètre 359
	Dépannage à l'ohmmètre 373
Electrolytique	Condensateur de démarrage 343
Electromagnétique	*Voir : électrovanne*
Electrovanne	Sur la ligne liquide ouvre mal 104
	Utilisée avec un séparateur d'huile 202
	Sur la ligne liquide : rôle et commande électrique 203
	3 voies pilotant un détendeur 289
	Problème de la pression différentielle maximale 292
	Pilotant une Vanne 4 voies d'inversion de cycle 327
	Intensité absorbée 333
	De déconcentration (tour de refroidissement) 513
Elévation	Hauteur d'élévation (circuit hydraulique ouvert) 532
	Hauteur d'élévation (circuit hydraulique fermé) 538
Encrassage	De l'évaporateur (détente directe) 110
	Des ailettes de l'évaporateur (détente directe) 114
	Des filtres à air 115
	Des ailettes du condenseur à air 171
	Du condenseur à air 178
	D'un évaporateur à eau glacée 597
	Voir : entartrage
Enroulements	D'un moteur monophasé classique 339
	Tests des enroulements 341
	D'un moteur monophasé à plusieurs vitesses 357
	D'un moteur triphasé classique 444
	Fractionnés. Démarrage PW 452
	D'un moteur triphasé classique à 2 vitesses 464
	D'un moteur Dahlander 467
Entartrage	D'un condenseur à eau (avec vanne à eau pressostatique) 484
	Origine du tartre 485
	Déconcentration sur une tour de refroidissement 512
	Détartrage des condenseurs 513
	Problème des appoints d'eau trop fréquents 561
	Risques sur un évaporateur à eau glacée 597
	De l'échangeur d'une tour indirecte 619
Entraînement d'huile	Généralités 251
	En réduction de puissance 262
Envers	Vanne pressostatique fonctionne " à l'envers " 486
	Voir : sens de rotation
Equilibrage	Vanne d'équilibrage (hydraulique) 611
Erreur	Jeu des 12 erreurs de conception 264
Espace	Nuisible (compresseur à pistons) 39
	Joint de plaque à clapet utilisé comme espace nuisible 135
Ester	Problème des huiles frigorifiques 406
Etanchéité	Epreuve d'un circuit frigorifique 70
	Voir : fuites de fluide frigorigène
Etoile	Couplage en étoile d'un moteur triphasé 446
Evaluation	Du débit d'eau glacée 605
	D'une température. *Voir : 'toucher'*
Evaporateur à détente directe	Fonctionnement normal 23
	Les différents Delta T 30
	Sens de circulation de l'air 38
	Installé au dessus de la bouteille liquide 90
	Installé au dessous de la bouteille liquide 92

Manque de débit d'air 110
Encrassé 110
Problèmes avec le ventilateur 116
Excès d'huile dans l'évaporateur 126
Trop givré 126
2 moteurs de ventilateur branchés en série 189
Installé en dessous du compresseur 256
Alimentation par le haut ou par le bas ? 281
Puissance en fonction du Delta T Total 422
Comparaison avec eau glacée 577
Voir : panne de l'évaporateur trop petit

Evaporateur à eau glacée
Comparaison avec détente directe 577
De type multitubulaire 578
Raccordements de l'eau et du fluide réfrigérant 578
Emplacement de la pompe 579
Asservissements 582
Thermostat de régulation 584
Thermostat antigel 585
Les différents Delta T 588
Evaluation de la surchauffe " au toucher " 593
Risques d'encrassage 597
Percé 600
Evaluation du débit d'eau 605
Comment maintenir un débit constant ? 620
De type coaxial 697
De type à plaque 698
Voir : refroidisseur de liquide
Voir : panne de l'évaporateur trop petit

Excès de charge
Voir : *panne de l'excès de charge*

Excès de débit
d'eau glacée 700

Expansion
Voir : vase d'expansion

Externe
Pression externe au dessus d'un liquide 9
Egalisation externe d'un régulateur de capacité 230
Egalisation externe. *Voir : détendeur thermostatique*

-F -

Famille
De pannes frigorifiques 51

Filtre à air
Encrassage des filtres à air 115

Filtre déshydrateur
Voir : déshydrateur

Filtre du détendeur
Colmaté 63

Filtre sur l'eau
Crépine d'une pompe 549
Colmatage de la crépine d'une pompe 551

Flash gas
Voir : panne de la prédétente

Flasque
Joint de flasque (condenseur multitubulaire) 489

Flotteur
D'une tour de refroidissement : réglage 517
Voir : séparateur d'huile

Flow switch
Voir : *contrôleur de débit d'eau*

Fluide frigorigène
Problème des migrations 193
Affinité avec les huiles 252
Problème de la récupération 391
Problèmes soulevés par les nouveaux fluides 405
Matériels utilisés avec les nouveaux fluides 408
Fluides purs et mélanges 410
Problème du glissement avec les nouveaux fluides 411
Fluides de transition 413
Conversion à un nouveau fluide 415

R407C ..... .806
R410A ..... .808
R417A ..... .811
Voir : charge en fluide frigorigène

Fluorescent — Additif (recherché des fuites de réfrigérant) ..... .68

Fonctionnement — Normal en froid commercial ..... .48
Normal en climatisation à détente directe ..... .49
Point de Fonctionnement (hydraulique) ..... .608
Normal d'un refroidisseur de liquide ..... .612

Force — Interne et externe (pour les liquides) 9

Fractionné — Démarrage en Part Winding ..... .452

Franchissement — Thermostat à franchissement d'ambiance ..... .438

Franklin — Ballon de Franklin ..... .10

Free cooling — Par l'intermédiaire d'un dry cooler ..... .761

Fréquence — Influence de la fréquence du courant sur la vitesse ..... .121
Variateur de fréquence ..... .469

Frigorigène — *Voir : fluide frigorigène*

Froid commercial — Comparaison avec la climatisation ..... .45
Mesures en fonctionnement normal ..... .48
Circulation de l'air dans une chambre froide ..... .127
D'où vient le givre ? ..... .388
Hygrométrie d'une chambre froide selon le $\Delta\theta$ total ..... .389
Problème de l'hygrométrie ..... .419
Contrôle de l'hygrométrie ..... .421
Voir : dégivrage en froid commercial

Froide — Paroi froide de Watt ..... .193

Fuites de fluide frigorigène — Techniques de recherche des fuites ..... .67
Epreuve d'étanchéité ..... .70
Avec le R407C ..... .807
Avec le R410A ..... .810

Fumées — Encrassage de l'évaporateur (détente directe) ..... .114
Encrassage du condenseur à air ..... .178

Fusible — Test de continuité ..... .370
Am et gI ..... .383

- G -

Garniture — Mécanique d'une pompe ..... .642

Gaz chauds — Régulateur de capacité injectant sur l'aspiration ..... .221
Régulateur de capacité injectant après le détendeur ..... .223
Dégivrage par injection de gaz chauds ..... .431

Gel — Risques pendant la récupération du fluide frigorigène ..... .401
Problème des tours de refroidissement ..... .557
Voir : dégivrage en froid commercial
Des condenseurs à eau. *Voir : dry cooler*

gI — Fusibles Am et gI ..... .383

Gicleur — Détartrage des tours de refroidissement ..... .514

Givre — Evapo trop givré ..... .126
D'où vient le givre ? ..... .388
Voir : dégivrage en froid commercial

Glacée — *Voir : eau glacée*

Glide — *Voir : glissement*

Glissement — De température sur les nouveaux fluides ..... .411
Effectif (réel) ..... .415
Quelques éclaircissements ..... .805

	Du R407C 806
	Du R410A 808
	Du R417A 811
Glycol	Concentration en glycol 522
	Dilatation de l'eau glycolée 522
	Etude complète de l'eau glycolée 765
Glycolée	*Voir : dry cooler*
Gonflage	Pression de gonflage d'un vase d'expansion 562
	Voir : vase d'expansion
Goutte à goutte	Sur une pompe à accouplement 644
Gravité	Récupération du liquide frigorigène par gravité 393
Grillage	Du compresseur 214
	D'une électrovanne 333
Grippé	Détendeur grippé 63
	Pompe grippée 668
Groupe d'eau glacée	*Voir : refroidisseur de liquide*
Groupe de transfert	Pour récupérer le fluide frigorigène 399

- H -

Hachage	De phase 379
Haloïde	Lampe (recherche des fuites de réfrigérant) 67
Haut	Point mort haut 39
	Alimentation des évaporateurs par le haut 282
	Pression au point le plus haut (circuit hydraulique) 523
Hauteur	Relation entre hauteur d'eau et pression 531
	Manométrique d'une pompe 532
	D'élévation (hydraulique) 532
	D'aspiration d'une pompe 545
HCFC	Recherche des fuites 67
	Généralités et récupération 391
	Problèmes soulevés par les nouveaux fluides 405
	Utilisation des mélanges HCFC 412
Hélice	Du ventilo condenseur mal positionnée 183
	De refroidissement d'un moteur 382
Hermétique	Température du corps du compresseur 317
	Voir : compresseur frigorifique
HFC	Recherche des fuites 67
	Problèmes soulevés par les nouveaux fluides 405
	R407C 806
	R410A 808
	R417A 811
Horizontal	Montage du bulbe du détendeur 306
	Montage de la vanne départ liquide 396
Horloge	De dégivrage 426
HMT d'une pompe	Définition 532
	Mesure de la HMT totale 536
	Comment obtenir d'énormes HMT ? 552
	A débit nul (HMT0) 609
	Mesure de la HMT 671
	Débit trop faible avec HMT = 0 673
	Débit trop faible avec HMT < 0 675
	Débit trop faible avec HMT très faible 677
	Débit trop faible avec HMT proche de la HMT0 681
	Débit trop faible avec pression d'aspiration < 0 683
	D'une pompe à huile de compresseur 798

HP
Influence sur la capacité du détendeur 32
Influence sur la puissance frigorifique 41
Influence sur l'intensité absorbée 43
Peut-elle monter pendant la mise à vide ? 75
Faible, BP élevée 143
Influence d'une variation sur la BP 153
Elevée, sous refroidissement élevée (excès de charge) 156
Elevée, sous refroidissement élevée (incondensables) 167
Elevée, sous refroidissement faible 176
Problèmes par temps froid 231
Flottante 232
Régulation par vanne HP 239
Problème après un dégivrage 296
Compresseur HP, MP et BP 438
Trop faible (condenseur à air) 232
Trop faible (condenseur à eau) 470
Détermination du réglage du pressosat de sécurité 784
HR
Voir : Hygrométrie
Huile
En excès dans l'évaporateur 126
Pompe à huile 199
Niveau d'huile 200
Séparateur d'huile 201
Tirage au vide pour favoriser les retours d'huile 209
Problème des retours d'huile 251
Pourquoi est-elle entraînée ? 251
Problèmes générés par les entraînement d'huile 252
Influence de la vitesse des gaz sur les retours d'huile 254
Influence des dénivelés sur les retours d'huile 255
Comment réaliser un piège à huile ? 259
Entraînement d'huile en réduction de puissance 262
Huile ester : précautions d'emploi 406
Problème des huiles frigorifiques 406
Problème des mélanges d'huile 407
Pompe à huile 787
Niveau trop haut 795
Niveau trop bas 802
Voir : séparateur d'huile
Voir : pressostat différentiel d'huile
Humide
Différence entre air sec et air humide 496
Diagramme de l'air humide 499
Température humide de l'air 502
Humidité
A l'intérieur d'un tube ouvert 385
Déshydratation d'un circuit 385
Voyant liquide indicateur d'humidité 408
Relative. *Voir : hygrométrie*
Hunting
Pompage des détendeurs 34
Hydraulique
Notion de charge (circuits ouverts) 516
Pressions dans un circuit ouvert à l'arrêt 516
Notion de charge (circuits fermé) 522
Pressions dans un circuit fermé à l'arrêt 522
Influence des dénivelés sur les pertes de charge 526
Pressions dans un circuit ouvert à l'arrêt 531
Pressions dans un circuit ouvert en marche 532
Purge du circuit 561
Soupape de sécurité 558
Purge d'un circuit 561
Pression de remplissage d'un circuit 563
Contrôles avant une mise en route 646
Résistance hydraulique 687

Voir : perte de charge

Hygrométrie
Dans une chambre froide : d'où vient l'eau ? 388
Dans une chambre froide en fonction du $\Delta\theta$ total 389
En froid commercial (généralités) 419
En froid commercial (contrôle de l'hygrométrie) 421
Différence entre air sec et air humide 496
Relative (HR) 499

Hygroscopique
Hule ester 406
Voyant liquide avec indicateur d'humidité 408

Hz
Influenice de la fréquence du courant sur la vitesse 121

- I -

Implosion
Risques de cavitation d'une pompe 542

Incondensables
Analyse du problème et loi de Dalton 159
Test des incondensables (condenseur à air) 160
Comment les retirer ? 162
Test rapide 169
Test des incondensables (condenseur à eau) 483
Voir : panne des incondensables

Indicateur
D'humidité (voyant liquide) 408

Indirecte
Voir : tour de refroidissement

Inhibiteur
De corrosion 513

Injection
Injection parasite de gaz chauds 146
De gaz chauds sur l'aspiration 221
Détendeur d'injection 222
De gaz chauds après le détendeur 223
Dégivrage par injection de gaz chauds 431
Boucle d'injection (hydraulique) 622

Intensité
Relais d'intensité (démarrage des moteurs monophasés) 348
De démarrage des moteurs 449

Intensité absorbée
Par un compresseur (influence de la HP) 43
Par un compresseur (clapet cassé) 134
Par une électrovanne 333
Par un condensateur 347
Par le compresseur pour évaluer le débit d'eau glacée 605
Par une pompe vanne de refoulement fermée 682

Interne
Pression interne dans un liquide 99
Soupape de sécurité interne au compresseur 147
Egalisation interne. *Voir : détendeur thermostatique*

Intervalle
Intervalle de distillation. *Voir : glissement*

Inversion de cycle
Voir : vanne 4 voies d'inversion de cycle
Dégivrage par inversion de cycle 433

Isolement
Résistance d'isolement d'un moteur 342

- J -

Jeu
Des 12 erreurs de conception 264

Joint
De culasse et de plaque à clapets 135
De culasse non étanche entre HP et BP 145
De flasque (condenseur multitubulaire) 489

Joue
Poulie variable 116

Jumelé
Circulateurs jumelés 709

- K -

Klingérite — Pour confectionner un joint de compresseur 135
Klixon ou Kriwan — Coupé (carter anormalement chaud) : joint de culasse 145
Coupé (carter anormalement chaud) : soupape interne 147
kPa — Kilo Pascal 689
Kvs — Des vannes 3 voies 747

- L -

Lampe — Haloïde 67
Ligne — Ligne liquide (longueur et diamètre) 87
Ligne liquide traverse un endroit très chaud 105
Liquide — Ligne liquide (longueur et diamètre) 87
Charge liquide du train thermostatique 293
Charge d'un mélange de fluide en liquide 412
Voir : distributeur de liquide
Voir : coups de liquide
Voir : voyant liquide
Voir : bouteille liquide
Voir : migration de liquide
Voir : départ liquide
Liquide et vapeur — Différence de masse volumique 11
Logarithmique — Repérage logarithmique 689
Loi — De Charles 71
De Dalton 159
De Mariotte 566
LP — Soufflet LP : *voir pressostat différentiel d'huile*
Lubrification — *Voir : huile*
Lyre — Sur le refoulement de compresseurs en parallèle 136
Sur l'aspiration du compresseur 199
Sur l'entrée du condenseur 244

- M -

Manomètre — Problème de lecture sur les circuits hydrauliques 533
Manométrique — Hauteur manométrique. *Voir : HMT*
Manque — Pressostat manque d'eau 653
De charge. *Voir : panne du manque de charge*
D'huile. *Voir huile*
De débit d'air. *Voir : débit d'air*
De débit d'eau. *Voir : débit d'eau*
Marche — Enroulement de 'Marche'. *Voir : moteur monophasé*
Condensateur de 'Marche' 343
Mariotte — Loi (appliquée aux vases d'expansion) 566
Masse — Débit masse de fluide frigorigène 49
Enroulement d'un moteur à la masse 342
Condensateur à la masse 346
Masse volumique — Différence entre liquide et vapeur 11
Influence sur la pression d'une colonne d'eau 538
Maximum — Operating pressure (charge MOP) 295
Mayonnaise — Effet 'mayonnaise' 198
MCE — Mètre de colonne d'eau 518

Mélange
De fluide dans une bouteille de récupération 392
D'huiles différentes 407
Problèmes soulevés par les nouveaux fluides 411
Utilisation des mélanges HCFC 412
Mélange de fluides différents 416
Montage des vannes 3 voies en mélange 731
Montage des vannes 3 voies en mélange inversée 732
Montage des vannes 3 voies en mélange NO 758
De fluides frigorigènes : *voir HFC*

Mélangeur
Liquide-gaz 224

Mélangeuse
Voir : vannes 3 voies

Membrane
Du vase d'expansion percée 568

Mesure
Du débit d'eau 699

MF ou MFD
Microfarad 343

Migration
Des fluides frigorigènes 193
De liquide dans le condenseur 195
De liquide dans la culasse du compresseur 196
De liquide dans le carter du compresseur 197
Dans le train thermostatique du détendeur 293
Montage du bulbe du détendeur 305

Minérale
Problème des huiles frigorifiques 406

Minimum
Pression minimum dans un circuit hydraulique fermé 523
Voir : protection minimum
Voir : arrêt des compresseurs frigorifiques

Miscibilité
Problème des huiles frigorifiques 406

Mise à vide
La HP peut-elle monter pendant la mise à vide ? 75
Voir : tirage au vide

Mise en service
Contrôles préalables avec un split eau glacée 645
D'un split eau glacée au R407C 657

mmCE
Courbe d'un ventilateur 117

Monophasé
Voir : moteur monophasé

Montage
Des condenseurs à air 22
En parallèle de compresseurs 136
D'un clapet de retenue sur le refoulement du compresseur 137
En parallèle de vannes de régulation HP 248
Tracé des tuyauteries frigorifiques 255
En double tuyauterie 261
Des évaporateurs à détente directe 281
En parallèle de régulateurs de démarrage 300
Du bulbe du détendeur 305
De l'égalisation externe du détendeur 308
D'un distributeur de liquide 308
D'une bouteille anti coups de liquide 334
D'une vanne départ liquide 396
D'une vanne à eau pressostatique 473
D'un condenseur à eau 490
D'une tour de refroidissement ouverte 520
D'un pressostat de contrôle du débit d'eau 604
D'un vase d'expansion 569
Des évaporateurs à eau glacée 577
D'un contrôleur de débit d'eau 602
D'une bouteille casse pression 624
D'un pressostat différentiel d'huile 793
Voir : évaporateur à détente directe
Voir : évaporateur à eau glacée
Voir : vannes 3 voies

MOP
Charge MOP du train thermostatique 295

	Charge MOP et régulateur de démarrage 301
Mort	Point mort haut et bas 39
	Espace mort 39
Moteur	Ventilo évapo 60Hz alimenté en 50 Hz 121
	Evapo triphasé mal couplé 122
	Evapo 2 vitesses mal couplé 123
	Ventilo condenseur 60Hz alimenté en 50 Hz 182
	Echauffement au démarrage 213
	Conséquence d'une sous-tension sur le couple 378
	Relais de protection thermique 381
	Hélice de refroidissement 382
Moteur monophasé	Branchés en série 128
	Généralités 339
	Tests du moteur 340
	Condensateurs 343
	Démarrage avec un relais d'intensité 348
	Démarrage avec un relais de tension 351
	Démarrage avec une CTP 354
	Synthèse des différents types de démarrage 355
	A plusieurs vitesses 357
	A 2 sens de rotation 358
Moteur triphasé classique	Mal couplé 122
	A 3 bornes 340
	Protection contre la marche en monophasé 382
	Généralités (lecture de la plaque signalétique) 442
	Couplages étoile et triangle 444
	Choix du couplage selon de la tension d'alimentation 447
	Problème du démarrage des moteurs 449
	Démarrage direct (XL) 451
Moteur triphasé spéciaux	Démarrage en part-winding mono-tension 452
	Démarrage en part-winding bi-tension 461
	À 2 vitesses (enroulements séparés) 464
	À 2 vitesses (type Dahlander) 467
Moyeu	Poulie variable 116
MP	Compresseur frigorifique MP, BP et HP 438
Muffler	*Voir : silencieux*
Multicellulaire	Pompes 552
Multitubulaire	Condenseur 487
	Joints de flasque sur un condenseur 489
	Sens de passage des fluides (évaporateur) 578
	Sens de passage des fluides (condenseur) 590

- N -

Nettoyage	Des ailettes d'un évaporateur 115
	Des ailettes d'un condenseur à air 178
	Des tours de refroidissement 514
Neutralisant	D'une solution détartrante 514
Niveau	Du réfrigérant dans la bouteille 72
	Voir : huile
	Voir : dénivelé
Nouveaux fluides frigorigène	Problèmes soulevés par les nouveaux fluides 405
NPSH	Hauteur d'aspiration d'une pompe 550
Nuisible	*Voir : espace nuisible*

- O -

Obstruction
Entre condenseur et bouteille liquide 75
D'un détendeur capillaire 321
Dans la ligne liquide. *Voir : panne de la prédétente*

Odeur
Siphon sur l'écoulement des condensats 121

Ohmmètre
Test d'un moteur monophasé 341
A magnéto 342
Test d'un condensateur 344
Test d'un circuit électrique 372
Dépannage à l'ohmmètre 373
Test d'un moteur de compresseur 453

Oil
Voir pressostat différentiel d'huile

Orifice
Cartouche d'orifice (buse) d'un détendeur 32

- P -

Pa
(Pascal) Courbe d'un ventilateur 117

Packing
D'une tour de refroidissement 506

Palette
D'un contrôleur de débit d'eau 602

Pannes frigorifiques principales
Différentes familles de pannes frigorifiques 51
Organigramme des pannes principales 192
Conseils de dépannage 275
Exercice de synthèse 277

Panne du compresseur trop petit
Analyse complète 139
Injection parasite de gaz chauds 146

Panne du condenseur trop petit
Analyse complète (condenseur à air) 171
Coupure HP après un dégivrage 296
Analyse complète (condenseur à eau) 479
Condenseur à eau entartré (avec Vanne pressostatique) 484

Panne du détendeur trop petit
Analyse complète (détente directe) 53
Problème de la HP trop faible (condenseur à air) 232
Problème de la charge du bulbe 293
Problème de la HP trop faible (condenseur à eau) 470
Analyse complète (eau glacée) 616

Panne de l'évaporateur trop petit
Analyse complète (détente directe) 107
Pré-diagnostic rapide 280
Débit d'eau glacée trop faible 596
Analyse complète (eau glacée) 617

Panne de l'excès de charge
Analyse complète (détente directe) 151
Cas du condenseur à eau 481

Panne des incondensables
Analyse complète (détente directe) 163
Cas du condenseur à eau 482

Panne du manque de charge
Analyse complète (détente directe) 77
Sur un circuit avec vanne HP 242
Sur un circuit avec détendeur capillaire 320
Analyse complète (eau glacée) 614

Panne de la prédétente
Analyse complète (détente directe) 95
Analyse complète (eau glacée) 615

Papier
Condensateur de marche 343

Parallèle
Compresseurs montés en parallèle 136
Vannes de régulation HP montées en parallèle 248
Régulateurs de démarrage montés en parallèle 300
Résistances en parallèle 374
Défaut d'alignement : décalage parallèle 644

	Perte de charge de plusieurs batteries en parallèle 694
	Montage de pompes en parallèle 707
Paroi froide de Watt	Explications 193
Part-Winding	Démarrage en Part-Winding 452
Pas	Des ailettes (écartement) 46
	En froid commercial 425
Passe (nombre de passes)	Dans un condenseur multitubulaire 488
	Dans un évaporateur multitubulaire 578
Peigne à ailettes	*Voir : ailettes écrasées*
Pente	Sur les tuyauteries 255
Percé	Train thermostatique percé 61
	Evaporateur percé (eau glacée) 600
Permutation	De pilote des compresseurs 215
	Automatique de 2 pompes 709
	Câblage d'une permutation automatique de 2 pompes 774
Perte de charge	Des accessoires frigorifiques 89
	D'un réseau aéraulique 117
	Du condenseur sur un circuit avec vanne HP 247
	D'un circuit hydraulique (généralités) 524
	Influence du dénivelé 526
	Influence sur le débit d'eau 527
	Influence sur la vitesse de l'eau 527
	Relation entre débit et perte de charge 530
	Perte de charge totale d'un circuit 536
	Influence du glycol sur les pertes de charge 539
	Résistance hydraulique 687
	Calcul d'un réseau 690
	De plusieurs batteries en parallèle 694
	Des vannes 3 voies (sélection) 750
	Coefficient à appliquer avec l'eau glycolée 766
Phase	Hachage de phase 379
	Coupée sur la puissance 666
	Auxiliaire. *Voir moteurs monophasés*
Piège à huile (ou à liquide)	Cas de compresseurs en parallèle 136
	Sur le refoulement 197
	Sur l'aspiration 199
	Comment le réaliser ? 259
	Cas des installations à puissance frigorifique variable 259
Pilote	Permutation de pilote des compresseurs 215
	Voir : électrovanne
Piston	*Voir : compresseur frigorifique*
Pincement	Sur un échangeur thermique 592
Plaque	Evaporateur à plaque 698
	Voir : clapets de compresseur
Plate	Courbe de pompe 729
Plongeante	Courbe de pompe 727
Plongeur	Tube plongeur cassé (bouteille liquide) 388
Poche d'air	Clignotements du flow switch 769
	Voir : purgeur
Poids volumique	D'un liquide (pression au sein d'un liquide) 89
Point	Point mort haut et bas 39
	De fonctionnement (hydraulique) 608
Pompage	D'un détendeur 34
	De la température de l'air 576
Pompe	A huile 199
	A liquide pour récupérer le fluide frigorigène 394

De détartrage 514
Comparaison entre pompe et circulateur 515
Egalisation des pressions à l'arrêt 516
Montée " en charge " 531
Hauteur d'élévation 532
Hauteur manométrique 532
La pompe n'est pas " en charge " 539
Principe de fonctionnement 541
Problème de cavitation 542
Risque si la vanne d'aspiration est fermée 543
Hauteur d'aspiration 545
NPSH 550
Filtre de crépine colmaté 551
Multicellulaire (pompage à de grandes profondeurs) 552
Emplacement d'une pompe à eau glacée 579
Utilisation des courbes pour évaluer le débit 606
A débit variable 607
Circulateur à rotor noyé 641
A garniture mécanique 642
Avec accouplement 643
Dépannage d'une pompe 666
Problèmes mécaniques 668
Mesure de la HMT 671
Trop petite, synoptique des pannes 672
Rotor d'un circulateur bloqué 673
Tourne à l'envers (HMT faible) 678
Vérification du sens de rotation 679
A courbe plutôt plate 682
Fonctionnement vanne de refoulement fermée 682
Fonctionnement vanne d'aspiration fermée 683
Sélection d'une pompe 691
Pompes en parallèle 707
Circulateurs jumelés 709
Pompes en série 713
Courbe plongeante ou plate 727
Câblage en permutation automatique de 2 pompes 774
Pompe 'Tour' asservie au compresseur 779
Pompe à huile 787
Voir : HMT

Pompe de récupération — Du fluide frigorigène 394

Pompe à chaleur — *Voir : vanne 4 voies*

Poste — Le plus froid (clapet de retenue) 201

Pot de purge — *Voir : purgeur*

Poulie — Rôle des poulies variables 116

Potentiel — D'une borne électrique 365

Prédétente — Longueur et diamètre de la ligne liquide 87
Perte de charge dans les accessoires 89
Dénivelé de la ligne liquide 89
Synthèse des problèmes 91
Voir : panne de la prédétente

Presse étoupe — Pompe avec accouplement 643

Pression — Relation pression température des fluides 11
Absolue 71
Au sein d'un liquide 89
Différentielle maximale d'ouverture d'une électrovanne 292
Différentielle d'une vanne 4 voies d'inversion de cycle 338
D'arrêt d'un groupe de transfert 402
Réglette pression température 414
A l'arrêt dans un circuit hydraulique ouvert 518

Minimum dans un circuit hydraulique fermé 523
Relation entre débit et pression (hydraulique) 529
A l'arrêt dans un circuit hydraulique fermé 522
A l'arrêt dans un circuit hydraulique ouvert 531
En marche dans un circuit hydraulique ouvert 532
Trop faible à l'aspiration d'un pompe 540
Relation pression température de l'eau 541
Evolution dans la turbine d'une pompe 542
Rappels sur la pression atmosphérique 547
De remplissage d'un circuit tour fermé 562
De gonflage d'un vase d'expansion 566
Différentielle maximum d'une vanne 3 voies 755
D'huile : *voir pressostat différentiel d'huile*
Voir : bouteille casse pression (hydraulique)

Pression constante — Vanne à pression constante 440
Pression température — Relation 11
Pressostat — Différentiel (pour le contrôle du débit d'eau) 603
De manque d'eau 653
Pressostat différentiel d'huile — Fonctionnement 785
Câblage 788
Test rapide 792
Montage 793
Pourquoi coupe-t-il ? 797
HMT de diverses pompes à huile 798
Contrôle du réglage 800
Test de retour d'huile 804
Pressostat HP — Réglage avec une vanne de régulation HP 248
Pressostatique — Détendeur pressostatique (ou automatique) 309
Voir : vanne à eau pressostatique
Primaire — D'un transformateur 380
D'une boucle d'injection (hydraulique) 623
D'une bouteille casse pression (hydraulique) 625
Principal — Phase principale 339
Prise d'air — Entre évaporateur et ventilateur 121
Profondeur — Maximum d'aspiration d'une pompe 548
Protection minimum — Pour arrêter le compresseur 203
PSC — Démarrage PSC (moteurs monophasés) 355
Pseudo azéotropique — Fluide frigorigène 411
Psychromètre — Fonctionnement 502
Psychrométrie — Généralités 499
Voir : hygrométrie
Diagramme psychrométrique 499
Puissance frigorifique — Influence de la surchauffe 29
Influence de la température de l'air 30
Puissance du détendeur 33
Influence des pressions HP et BP 39
Influence du débit masse de fluide 41
Relation avec débit d'eau et delta T 605
Comparaison R22 et R407C 811
Comparaison R22 et R410A 809
Voir : régulateur de capacité
Puissance d'un moteur — Utile et absorbée 442
Pump down — *Voir : arrêt des compresseurs*
Purge — Du circuit hydraulique 561
Purgeur — Automatique (hydraulique) 523
Entrée d'air dans les circuits hydrauliques 560

Pot de purge (hydraulique) 561
Beaucoup d'air dans le circuit 674

PW — *Voir : démarrage des moteurs triphasés*

- R -

R134a, 404A, 407C, 410A — Problèmes soulevés par les nouveaux fluides 405

R407C — Mesures sur un split eau glacée 660
Mesure de la surchauffe et du sous refroidissement 806
Voir : HFC

R410A — Mesure de la surchauffe et du sous refroidissement 808
Voir : HFC

R500 — Utilisé sur d'anciennes pompes à chaleur 148

RA (reverse action) — *Voir : vanne à eau pressostatique*

Raccord — Frigorifique à visser et à braser 408

Raccordement — *Voir : montage*

Raccords à visser — Matériels utilisés avec les nouveaux fluides 408

Receiver — *Voir : bouteille liquide*

Récupération — Des fluides frigorigènes, généralités 391
Bouteille de récupération 392
En liquide par gravité 393
En liquide par pompe à liquide 394
En liquide par différence de température 395
En liquide avec le compresseur de l'installation 397
En liquide avec un compresseur externe 398
Partielle en gaz avec un groupe de transfert 399
Complète en gaz avec un groupe de transfert 400
En gaz : danger avec les installations contenant de l'eau 401
Recyclage du fluide récupéré 403
Risques s'il y a une vanne à eau pressostatique 477

Recyclage — D'air froid sur l'évaporateur 127
D'air chaud sur le condenseur 184
Du fluide frigorigène récupéré 403
Eau recyclée (circuits de condensation) 491

Réduction de puissance — Problème des retours d'huile 259
Delta T sur l'eau glacée en réduction de puissance 590
" Toucher " des culasses du compresseur 594

Refoulement — Clapet de refoulement cassé 132
Clapet de retenue sur le refoulement 137
Vanne de refoulement d'une pompe fermée 682

Réfrigérant — *Voir : fluide frigorigène*
Voir : récupération des fluides frigorigènes

Refroidissement — *Voir : tour de refroidissement*

Refroidisseur de liquide — Les différents Delta T coté condenseur à eau 472
Evaporateur multitubulaire 578
Emplacement de la pompe eau glacée 579
Problème du débit d'eau 580
Thermostat de régulation et de sécurité antigel 584
Conditions normales de fonctionnement 586
Comparaison avec un climatiseur air/air 587
Les différents Delta T coté évaporateur 588
Mesures en fonctionnement normal 612
Contrôles avant mise en route 645
Voir : évaporateur à eau glacée

Réglage — D'un détendeur thermostatique 36
De la vanne pressostatique d'un condenseur d 'appoint 186

	Des régulateurs de capacité 227
	Du pressostat HP avec une vanne de régulation HP 248
	Des régulateurs de démarrage 304
	Des relais thermiques 381
	D'une vanne à eau pressostatique 472
	Du thermostat d'un ventilateur de tour de refroidissement 510
	De la déconcentration (tour de refroidissement) 512
	Du flotteur d'une tour de refroidissement 517
	De la pression de gonflage d'un vase d'expansion 567
	Du pressostat HP et du flow switch 784
	D'un pressostat différentiel d'huile 800
Règle	Des 3D : *voir bouteille casse pression (hydraulique)*
Réglette	Pression température des fluides frigorigènes 414
Régleur	Autorité des vannes 3 voies 742
Régulateur	De pression d'huile 799
Régulateur de capacité	Injection parasite de gaz chauds 146
	Mode d'emploi 220
	Injection sur l'aspiration du compresseur 221
	Injection après le détendeur 223
	Problèmes posés par ces régulateurs 226
	Puissance absorbée par le compresseur 227
	Réglage 227
	A commande électrique 228
	Problème du tirage au vide 229
	A égalisation externe 230
Régulateur de démarrage	Fonctionnement 299
	Montés en parallèle 300
	Utilisé conjointement avec un détendeur MOP 301
	Réglage 304
Régulation	*Voir : vannes 3 voies*
Régulation des condenseurs à air	Pourquoi les réguler ? 231
	Par vanne HP 239
	Par vanne HP + régulateur de capacité 249
	Par hachage de phase sur le ventilateur 379
Régulation des condenseurs à eau	*Voir : vanne à eau pressostatique*
Relais	De mise à vide 206
	De sécurité 208
	Anti courts-cycles 216
	De démarrage hiver 236
	De démarrage (d'intensité) en monophasé 348
	De démarrage (de tension) en monophasé 351
	Thermique 381
	De dégivrage 427
	Anti vrille 466
	Temporisé 'travail' et 'repos' 770
Relation pression température	Dans une bouteille de fluide 12
	Dans le bulbe du détendeur 295
	Réglette pour fluides frigorifiques 414
	De l'eau 541
Relative	*Voir : psychrométrie*
Remplissage	Pression de remplissage d'un circuit hydraulique 563
	Voir : charge en fluide frigorigène
Rendement	D'un moteur 443
Repérage	Logarithmique 689
Réseau	Courbe du réseau hydraulique et de la pompe 608
	Tracé de la courbe de réseau 692
	Adaptation de la pompe au réseau 702

Résistance
Rôle des résistances de carter 200
D'isolement d'un moteur 342
De décharge d'un condensateur 345
Montées en parallèle 374
A froid et à chaud d'une ampoule 376
De dégivrage (froid positif) 429
De dégivrage (froid négatif) 430
Traceur et résistance antigel (hydraulique) 557
Contrôle de la résistance de carter " au toucher " 592
Résistance hydraulique 687
Alimentée avec une tension trop faible 795
Chauffante du pressostat d'huile 804

Résistant
Couple résistant 378

Retenue
Voir : clapet de retenue

Retours d'huile
Tirage au vide pour favoriser les retours d'huile 209
Problème des retours d'huile 251
Pourquoi l'huile est-elle entraînée 251
Problèmes générés par les entraînement d'huile 252
Influence de la vitesse des gaz sur les retours d'huile 254
Influence des dénivelés sur les retours d'huile 255
Comment réaliser un piège à huile ? 259
Sur les installations à puissance frigorifique variable 259
Problème de miscibilité 407
Test de retour d'huile 804

Retrofit
Conversion à un nouveau fluide 810

Rosée
Température de rosée des fluides frigorigène 411
Température de rosée de l'air 502
Split eau glacée au R407C 660
Température de rosée du R407C 806

Rotation
Voir : sens de rotation

Rotor
Circulateur à rotor noyé 641
Circulateur à rotor sec 642
Rotor d'un circulateur bloqué 673

Roue
Technologie des pompes 641

RSIR
Démarrage RSIR (moteurs monophasés) 356

Run
Enroulement 'Run'. *Voir : moteur monophasé*

- S -

Sale
Voir : encrassage

Saturé
Vapeurs saturées ou saturantes dans une bouteille 12
Vapeurs saturantes dans une tuyauterie 80
Air saturé 498

Sec
Fonctionnement 'à sec' du compresseur 213
Différence entre air sec et air humide 496
Voir : hygrométrie

Secondaire
D'un transformateur 380
D'une boucle d'injection (hydraulique) 623
D'une bouteille casse pression (hydraulique) 625

Secteur
Vanne 3 voie à secteur 729

Section
Relation entre diamètre d'un tube et sa section 528

Sels minéraux
Voir : TH de l'eau

Semi hermétique
Voir : compresseur frigorifique

Sens de circulation
De l'air sur un condenseur 22
De l'air sur un évaporateur 38
De l'air dans un ventilateur 120

De l'eau sur un condenseur 473
De l'eau sur un évaporateur 581
De l'eau dans une vanne à 3 voies 621

Sens de rotation
D'un ventilateur 180
Démarrage difficile (moteur monophasé) 181
Moteur monophasé à 2 sens de rotation 358
D'une pompe 679

Séparateur d'huile
Flotteur coincé ouvert 148
Risque de condensation du liquide 201
Utilisation d'une électrovanne 202
Et tracé des tuyauteries 258

Série
Moteurs monophasés branchés en série 128
Evaporateurs montés en série 382
Pompes montées en série 546
Pompes en série (compléments) 713

Shell & tube
Voir : multitubulaire

Siége
Voir : vannes 3 voies

Silencieux
Sur le refoulement du compresseur 137

Single
Tirage au vide unique 206

Solution
Détartrante 513

Sonner
" Sonner " un circuit électrique 359

Soupape
Voir : vannes 3 voies

Soupape de sûreté
Sur le condenseur : rôle et fonctionnement 84
Interne au compresseur : problème d'étanchéité 147
Tarage selon la valeur de la HP 784
En hydraulique. *Voir : vase d'expansion*

Sous refroidissement
Définition 18
Trop faible 19
Trop grand 21
Correct, BP faible, surchauffe grande 58
Faible, BP faible, surchauffe grande 82
Influence sur les risques de prédétente 88
BP faible, surchauffe grande, $\Delta\theta$ ligne liquide 101
Elevée, HP élevée (excès de charge, condenseur à air) 156
Elevée, HP élevée (incondensables, condenseur à air) 167
Faible, HP élevée 176
Evaluation du sous refroidissement par un 'toucher' 269
Avec un détendeur pressostatique 311
Avec un détendeur capillaire 317
Avec un fluide à fort glissement 414
Elevée, HP élevée (excès de charge, condenseur à eau) 481
Elevé, HP élevée (incondensables, condenseur à eau) 482
Evaluation sur un condenseur à eau 595
Avec le R407C 807
Avec le R410A 809
Voir : condenseurs à eau

Sous-tension
Conséquences d'une tension trop faible 377
'Collage' de plusieurs contacteurs en même temps 380
Problème du démarrage des moteurs 449

Split eau glacée
Contrôles avant mise en route 645
Démarrage aux conditions maximales 657
Mesures en fonctionnement normal (R407C) 659
Fonctionnement en manque de débit d'eau 661

Star (étoile)
Couplage des moteurs triphasés en étoile 446

Start
Enroulement 'Start'. *Voir : moteur monophasé*

Surchauffe
Définition 25
Trop importante 27

Trop faible 28
Influence sur la puissance frigorifique 29
Surchauffe grande, BP faible, sous refroidissement correct 58
Surchauffe grande, BP faible, sous refroidissement faible 82
Surchauffe grande, BP faible, $\Delta\theta$ ligne liquide 101
Surchauffe faible, BP faible 112
Trop faible et entraînements d'huile 252
Influence de la perte de charge de l'évaporateur 286
Influence de la puissance du compresseur 287
Après un dégivrage 297
Avec un détendeur pressostatique 310
Avec un détendeur capillaire 317
Avec un fluide à fort glissement 413
Avec le R407C 807
Avec le R410A 809
Voir : évaporateur à eau glacée

Surdébit — Dans un évaporateur à eau glacée 700

Surintensité — Relais de protection thermique 381

Surtension — Conséquences 377

Siphon — Sur l'écoulement des condensats 121

- T -

Tartre — Condenseur entartré 484
Voir : entartrage

Taux — De compression, généralités 42
Du R410A 809

Témoin — De fonctionnement de la pompe à huile 799

Température — Relation pression température des fluides 11
Absolue 71
Réglette pression température 414
De rosée de l'air 502
Humide de l'air 502
Relation pression température de l'eau 541
De coupure d'un groupe d'eau glacée 721

Température de bulle ou de rosée — Des fluides frigorigènes 411

Temporisation — De l'action du flow switch 770
D'un pressostat d'huile 789
Voir : courts cycles des compresseurs

Tension — Maximum d'utilisation d'un condensateur 343
Relais de tension (démarrage des moteurs monophasés) 351
Surtension et sous-tension 377
Relation entre tension et couple moteur 378
Transformateur de tension 380

Terminale — *Voir : batterie terminale*

Test — D'un détendeur thermostatique 64
De la HP pendant la mise à vide 75
Des incondensables (condenseur à air) 159
Rapide des incondensables 169
Des enroulements d'un moteur monophasé classique 341
D'un condensateur 346
D'un relais de tension 351
D'un moteur monophasé à plusieurs vitesses 357
D'un fusible 370
Des incondensables (condenseur à eau) 483
D'un pressostat d'huile 804

TH — Titre Hydrotimétrique de l'eau 485

	Déconcentration sur les tours de refroidissement 511
	Voir : entartrage
Thermique	Relais de protection thermique 381
Thermostat	Charge des bulbes en froid commercial 437
	A 2 étages 466
	De régulation (ventilateur d'une tour de refroidissement) 508
	De régulation (sur un refroidisseur de liquide) 584
	Antigel (sur un refroidisseur de liquide) 584
	A simple étage sur l'eau glacée (réglage) 721
	A double étage sur l'eau glacée (réglage) 722
Thermostatique	*Voir : train thermostatique du détendeur*
Tirage au vide	Pour provoquer l'ébullition de l'eau 9
	Pour contrôler les fuites de réfrigérant 69
	Automatique pour arrêter le compresseur 204
	Unique pour arrêter le compresseur 206
	Pour favoriser les retours d'huile 207
	Pour ramener l'huile 209
	Par une électrovanne 3 voies pilotant un détendeur 289
	Pour déshydrater un circuit 385
Titre hydrotimétrique	*Voir : TH*
Ton	De réfrigération (Ton US) 33
Toucher	Evaluation d'une température par un 'toucher' 269
	Pour évaluer le fonctionnement d'un groupe d'eau glacée 592
	Pour évaluer le fonctionnement d'un condenseur à eau 595
Tour de refroidissement	Commande électrique d'un ventilateur à 2 vitesses 464
	Principe de fonctionnement 506
	Température minimum de l'eau 506
	Paramètres de fonctionnement normaux 507
	Thermostat de régulation du ventilateur 508
	Déconcentration 511
	Circulateur ou pompe ? 515
	Présence d'algues 515
	Particularités des tour ouvertes 516
	Pressions pompe à l'arrêt 517
	Réglage du flotteur 517
	Exemple de mauvais montage 520
	Installée en dessous du condenseur 553
	Tour indirecte (généralités) 554
	Problèmes liés au gel 557
	Echangeur d'une tour indirecte encrassé 619
	Pompe 'Tour' asservie au compresseur 779
Tourtaux	Pompe avec accouplement 643
Tracé	Des tuyauteries 251
Traceur	De protection antigel 557
Train thermostatique	Du détendeur percé 61
	Du détendeur pour un autre fluide 62
	Charge en liquide 293
	Charge à adsorption 294
	Charge MOP 295
	Montage du bulbe du détendeur 305
Transfert	*Voir : groupe de transfert*
	Voir : récupération des fluides frigorigènes
Transformateur	De tension 380
Transition	*Voir : fluides frigorigènes*
Triangle	Couplage en triangle d'un moteur triphasé 445
Triphasé	*Voir : moteurs triphasés*
Triple	Vide (méthode du triple vide) 387

Tube
Plongeur Cassé (bouteille liquide) 388
Casse pression (hydraulique) 630

Turbine
Evolution de la pression dans la turbine d'une pompe 542
Technologie des pompes 641

Turbulateur
Dans un évaporateur à eau glacée 579

Tuyauterie
Tracé des tuyauteries 251
Montage en double tuyauterie 261

- U -

uF
Microfarad 343

Unique
Voir : tirage au vide

- V -

Vanne
Départ liquide étranglée 103
De régulation de capacité 220
De régulation HP 239
Vannes de régulation HP montées en parallèle 248
Sélection d'une vanne HP 248
Départ liquide : problème du montage de la vanne 396
A pression constante 440
D'équilibrage (hydraulique) 611
3 voies de régulation (hydraulique) 621
Fermée au refoulement d'un pompe 682
Fermée à l'aspiration d'une pompe 683
De boucle d'injection (hydraulique) 622
Electromagnétique. *Voir : électrovanne*
Voir : régulateur de capacité
Voir : vanne à eau pressostatique
Voir : vanne 4 voies d'inversion de cycle

Vanne 3 voies (hydraulique)
Généralités 717
Emplacement de la pompe 720
Emplacement de la sonde de régulation 724
Variation de débit selon la position de la vanne 725
Vanne d'équilibrage sur voie de by-pass 727
A secteur (disque) 729
Montage en décharge inversée 731
Montage en mélange 731
Montage en décharge 732
Montage en mélange inversée 732
Influence du montage sur la déshumidification 737
Notion d'Autorité 741
Autorité des vannes 3 voies 743
Sélection des vannes 3 voies 745
Kvs 774
Exercices de sélection 750
Pression différentielle maximum admissible 755
Montage en décharge inversée NO 757
Montage en mélange NO 758
Vannes 3 voies spéciales 764

Vanne 4 voies d'inversion de cycle
Fonctionnement 325
Tiroir coincé 331
Pression différentielle 337
Risques de coups de liquide 328
Risques de pannes 329
Dégivrage par inversion de cycle 433

Vanne à eau pressostatique
Réglage avec un condenseur d'appoint 186
Fonctionnement 471
Réglage 472
Règles de montage 473
Raccordement 474
Maintenance 476
Les erreurs à éviter 475
Fonctionne " à l'envers " (montage DA et RA) 486

Vapeurs
Vapeurs saturées ou saturantes dans une bouteille 12
Vapeurs saturantes dans une tuyauterie 80
Risques de cavitation d'une pompe 542

Variable
Poulie variable 116

Variateur
De vitesse monophasé par hachage de phase 379
De fréquence 469

Vase d'expansion
Pourquoi est-il indispensable ? 492
Fonctionnement du vase fermé à membrane 558
Soupape de sécurité 558
Pression de gonflage 562
Sous gonflé 563
Trop gonflé 565
Volume utile 566
Membrane percée 568
Montage (recommandations) 569
Trop grand ou trop petit 572
Exemple de calcul 573
Contrôles avant mise en route 647

VEM
Voir : électrovanne

Ventilateur
Les courroies patinent (sur l'évaporateur) 115
A poulie variable 116
Courbe de fonctionnement 117
Augmentation de la vitesse 118
De l'évaporateur tourne à l'envers 120
De l'évaporateur prévu en 60 Hz et alimenté en 50 Hz 121
Avec moteur triphasé mal couplé 122
Du condenseur tourne à l'envers 179
Sens de rotation 180
Démarrage difficile en monophasé 181
Courroies ventilo condenseur patinent 181
Du condenseur prévu en 60 Hz et alimenté en 50 Hz 182
1 ventilateur sur 2 est en panne 189
Variateur de vitesse en monophasé 379
Entraîné par un moteur à 2 vitesses 464
Régulation du ventilateur d'une tour de refroidissement 508
Câblage du ventilateur 'Tour' 779

Vertical
Montage du bulbe du détendeur 306
Montage de la vanne départ liquide 396

Vidange
Bouchon de vidange d'huile 794
Voir : récupération des fluides frigorigènes

Vide
Pour rechercher les fuites 69
Variation de la HP pendant la mise à vide 75
Casser le vide 385
Méthode du triple vide 385
Dépression maximum à l'aspiration d'une pompe 546
Pression négative à l'aspiration d'une pompe 683
Voir : tirage au vide

Viscosité
De l'eau glycolée 766

Vitesse
Ventilateur à poulie variable 116

D'un ventilateur et puissance absorbée 118
Influence de la fréquence du courant 121
Du compresseur trop faible 149
Influence de la vitesse des gaz sur les retours d'huile 254
Moteurs monophasés à plusieurs vitesses 357
Variateur de vitesse monophasé par hachage de phase 379
Moteurs triphasés à 2 vitesses 464
Moteur Dahlander 467
Relation entre vitesse et débit d'eau 528
Pompe à plusieurs vitesses 607

Volatil — Mélange de fluides frigorigènes 411
Glissement de température 805

Voltmètre — Dépannage au voltmètre 359

Volumique — Poids volumique (pression au sein d'un liquide) 89

Volute — D'une pompe 641

Voyant liquide — Bulle dans le voyant (panne BP) 80
Bulle dans le voyant (prédétente) 95
Bulle dans le voyant (panne HP) 172
Indicateur d'humidité 408

Vrille — Relais anti vrille 466

- W -

Watt — Explications de la paroi froide de Watt 193

Winding — Démarrage des moteurs en Part Winding 452

- X -

XL — *Voir : démarrage des moteurs triphasés*

- Z -

Zone — Différentes zones d'un condenseur à eau 481
De brouillard 500
Repérage des zones d'un condenseur à eau 595

Depuis sa première édition en 1990 qui comportait 277 pages, ce manuel entièrement consacré au dépannage a nécessité des milliers d'heures de travail !

Alors, si vous aimez cet ouvrage et si vous pensez qu'il peut rendre de réels services, parlez-en autour de vous et faites le acheter.

Vous aurez ainsi l'assurance qu'il y aura encore d'autres éditions, encore plus complètes, et qu'une multitude de nouveaux problèmes seront abordés et décortiqués...

Toute l'équipe de KOTZA International
vous en remercie par avance.

A partir de 2 manuels, vous pouvez bénéficier de tarifs préférentiels : renseignez-vous !

KOTZA International
05130 TALLARD - France
Tél. +33 (0)4 92 54 07 29
Fax +33 (0)4 92 54 07 30
Internet : www.kotza.com
Email : kotza@kotza.com