

# MACHINES DYNAMOTHERMIQUES

Les machines (DT) sont des machines qui **transfèrent de la chaleur** d'une source froide à une source chaude, moyennant un apport de travail : elles ne sont donc pas des moteurs.

- il y a extraction de chaleur à la source froide, c.à.d **production de froid** : on a donc une machine frigorifique (MF)
- il y a dégagement de chaleur à la source chaude, c.à.d **production de chaleur** : on a donc une pompe à chaleur (PAC)

## 1. LES MACHINES FRIGORIFIQUES A COMPRESSION SIMPLE

Ces machines frigorifiques n'utilisent qu'une compression simple (c.à.d pas de compresseurs en étage ). Le compresseur est soit un compresseur à pistons, soit un compresseur à membrane ou un compresseur à vis.

### 1.1 - Principe de fonctionnement de la machine frigo

Une machine frigo (MF) comprend principalement quatre éléments principaux et divers accessoires (**Fig. 1**).

Les éléments principaux sont :

- le compresseur K
- le détendeur D
- deux échangeurs de chaleur : le condenseur C et l'évaporateur E

Les accessoires les plus courants sont :

- un déshydrateur DH
- un voyant liquide V
- deux manomètres HP ( $M_2$ ) et BP ( $M_1$ )

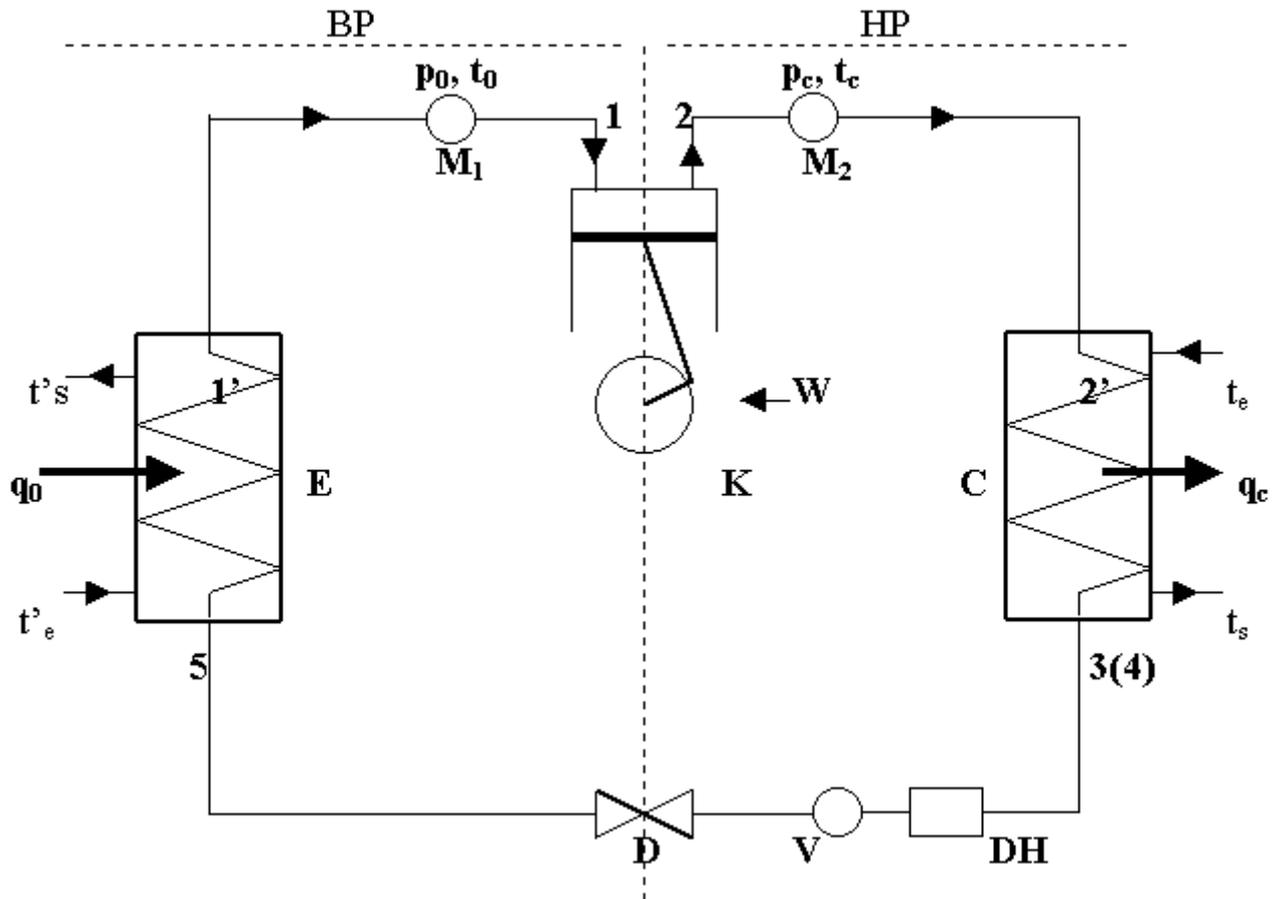


Fig. 1 : Schéma d'une machine frigo (masse de 1kg de fluide)

## 1.2 - Les Fluides Frigorigènes

On utilise comme **fluide de travail** des fréons F12, F22, F502...et du  $\text{NH}_3$ . Ces fluides frigorigènes changent d'état au cours du cycle 123451, ils passent de l'état V  $\Rightarrow$  L dans le condenseur et de l'état L  $\Rightarrow$  V dans l'évaporateur.

**La production de froid** est obtenue par l'évaporation d'un fluide frigorigène dans un échangeur de chaleur (l'évaporateur E) : cette évaporation est un phénomène endothermique qui **extraie des calories** à la source froide (eau, air...) dont la température s'abaisse.

" cette extraction de calories correspond à la création de froid au niveau de l'évaporateur, c.à.d à la production de frigories (notées fg) "

par définition,

$$1 \text{ fg} = 1 \text{ kcal}$$

Les fluides frigorigènes sont choisis pour satisfaire aux paliers d'évaporation et de condensation aux températures souhaitées pour l'exploitation de l'installation. Les températures d'ébullition  $t_{eb}$  à la pression atmosphérique pour divers fluides sont données dans le tableau :

Fluide	F12	F22	F502	NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O
t <sub>éb</sub> (°C)	- 29,8	- 40,8	-45,6	- 33,3	100

ex. 1kg de NH<sub>3</sub> fournit en s'évaporant à -10°C, une quantité de frigories de 309,7 fg/kg et 1kg de NH<sub>3</sub> fournit en se condensant à + 30°C, une quantité de chaleur de 273,6 kcal/kg

Un compresseur nécessite pour son bon fonctionnement, un **film d'huile** entre la chemise du cylindre et les segments des pistons : il refoule toujours à la compression un peu d'huile qui se mélange au fluide frigorigène. Dans les grandes installations, surtout au NH<sub>3</sub>, on utilise un **séparateur d'huile** à la sortie du compresseur et on réinjecte ensuite une grande partie de cette huile dans le carter.

Mais, l'huile non séparé se retrouve dans l'évaporateur au point bas de l'échangeur, qui est alors muni d'un **purgeur d'huile** pour éviter son accumulation au fond.

### 1.3 - Les Rôles des différents organes de la machine MF

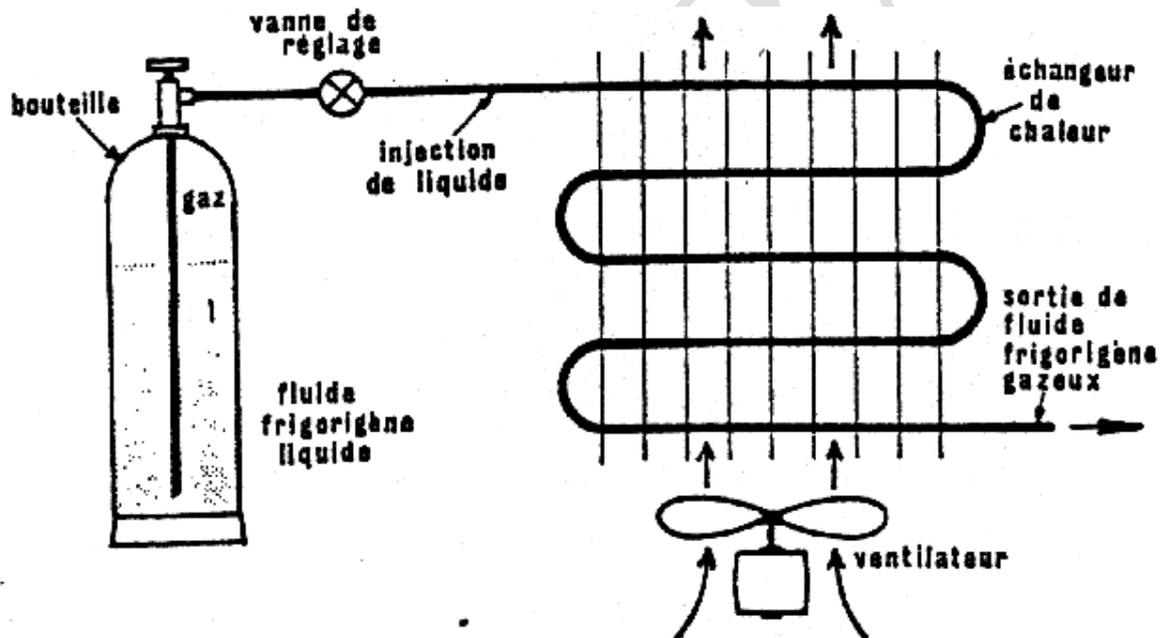


Fig. 15. Circuit frigorifique simple.

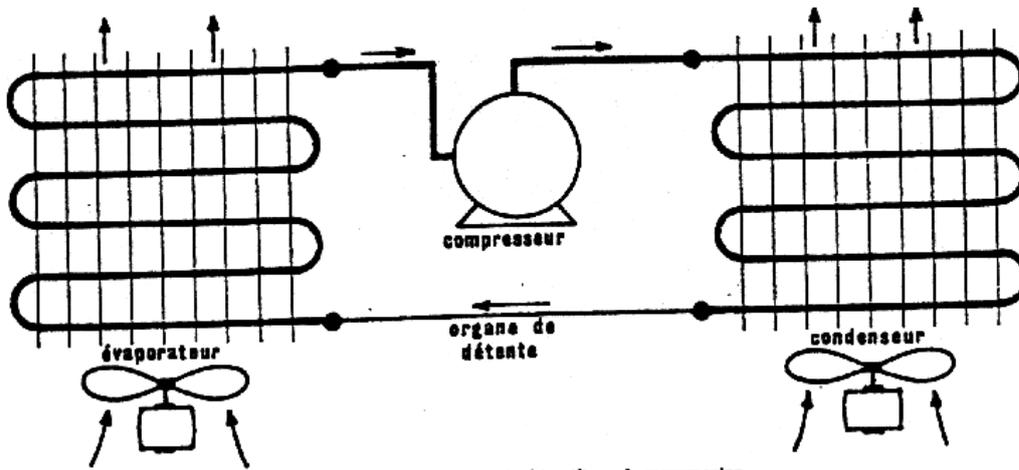


Fig. 17. Principe du circuit frigorifique à compression.

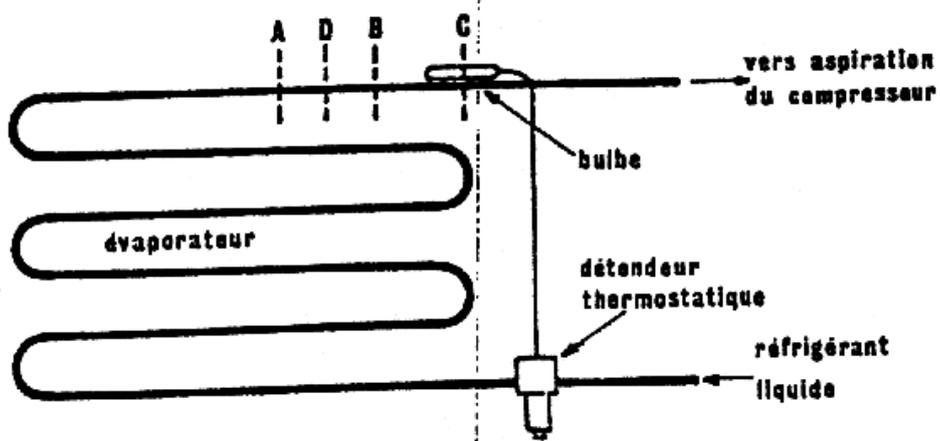


Fig. 27. Schéma d'un détendeur thermostatique monté sur un évaporateur.

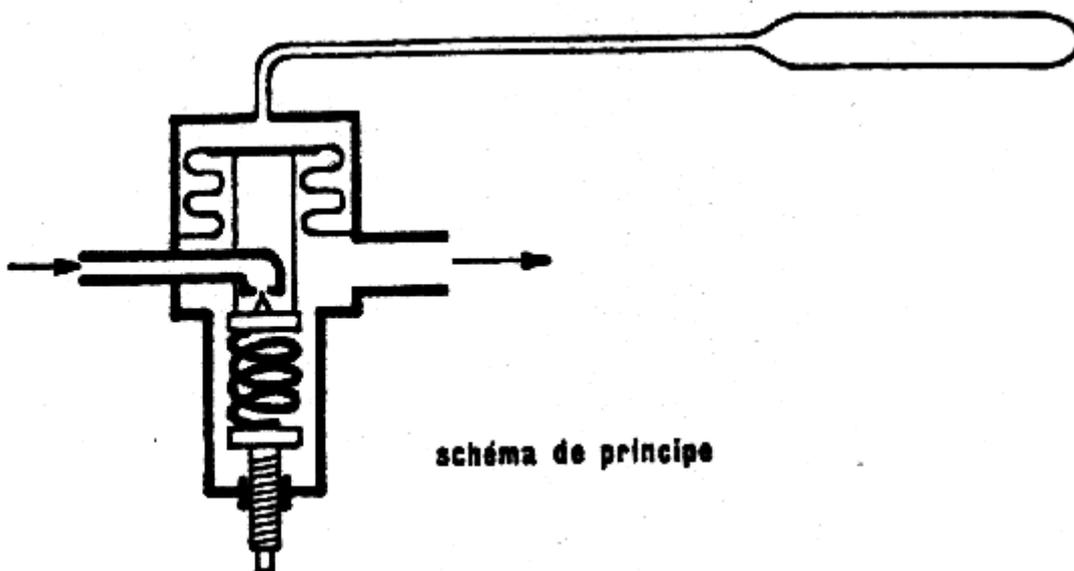


Fig. 28. Détendeur thermostatique.

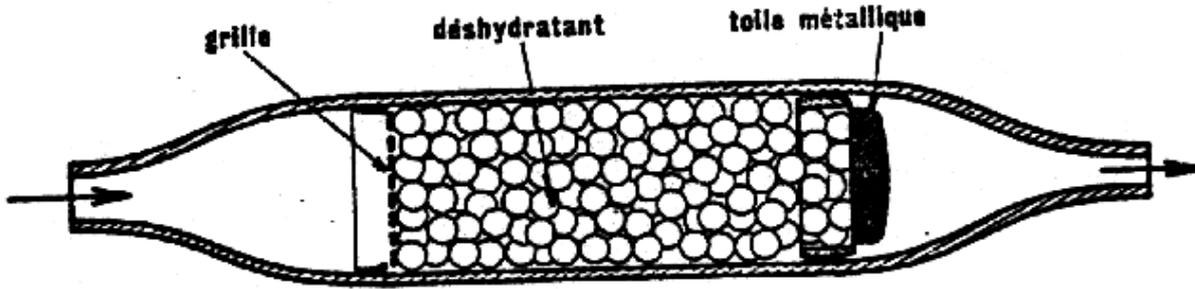


Fig. 29. Coupe d'un déshydrateur utilisé sur les circuits hermétiques.

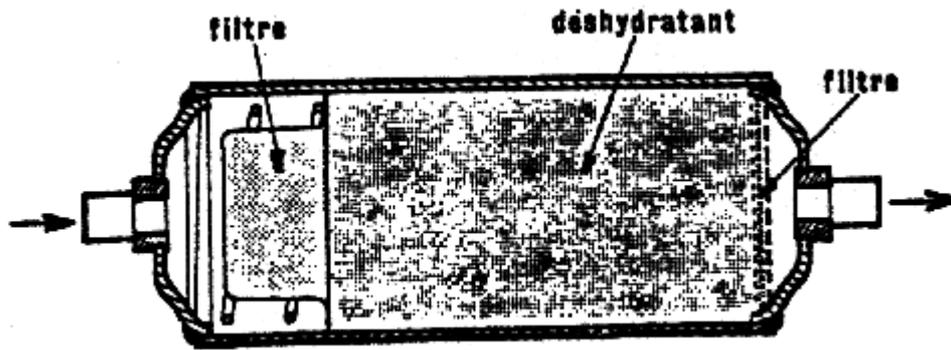


Fig. 28. Coupe d'un déshydrateur.

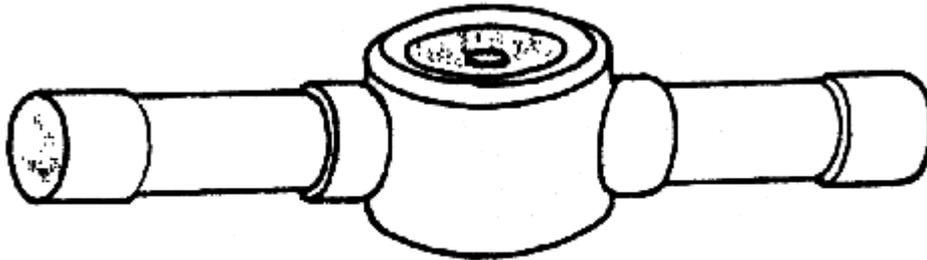


Fig. 30. Viseur de liquide avec indicateur d'humidité.

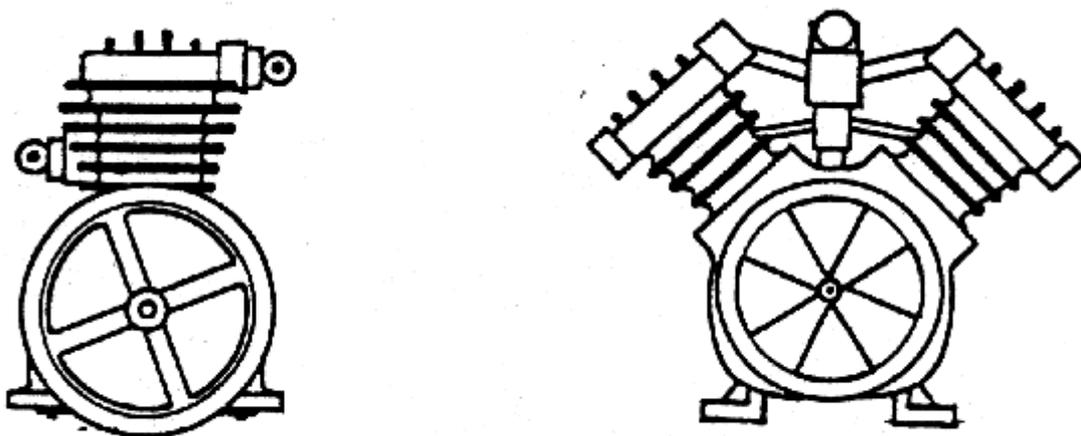


Fig. 21. Compresseurs frigorifiques ouverts.

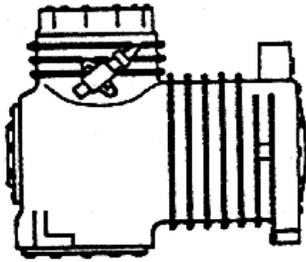
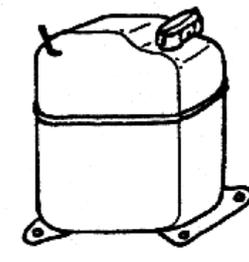
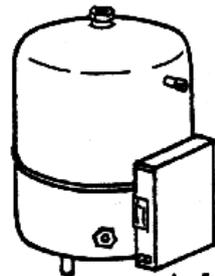


Fig. 22. Compresseur frigorifique semi-hermétique



compresseur de 1ch



compresseur de 5ch

Fig. 23. Compresseurs frigorifiques hermétiques

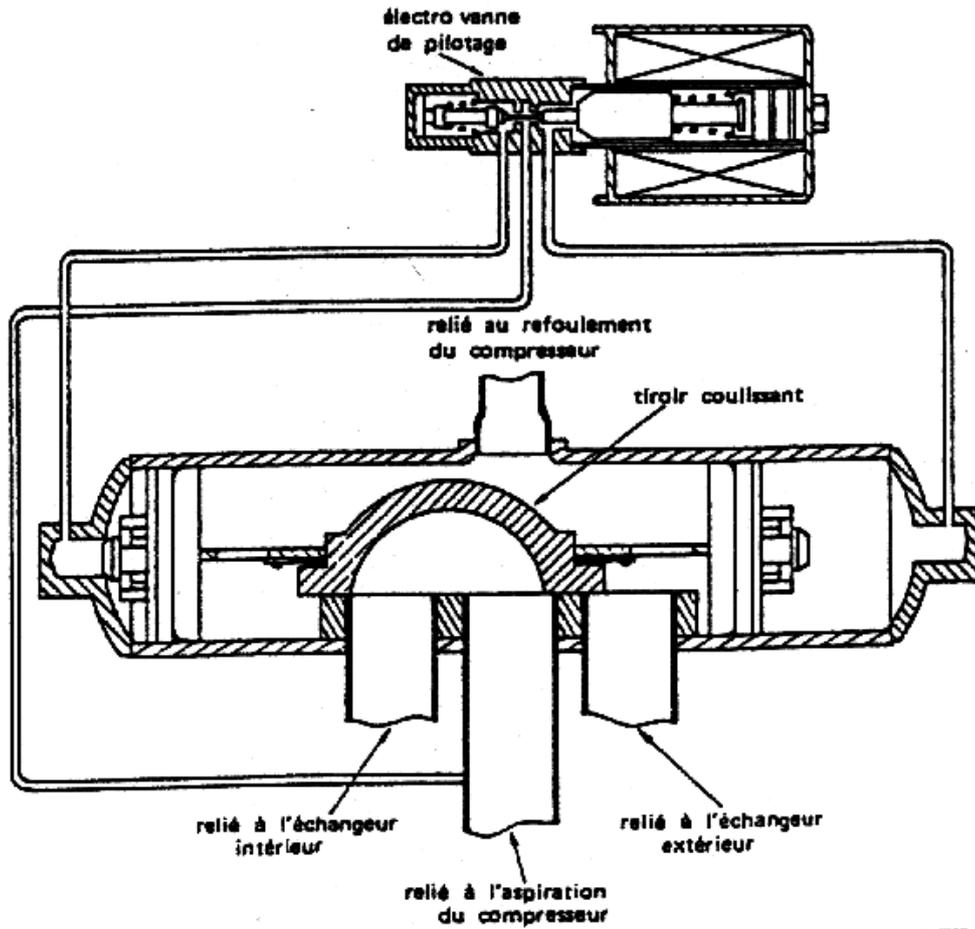


Fig. 30. Coupe d'une vanne 4 voies avec sa vanne de pilotage

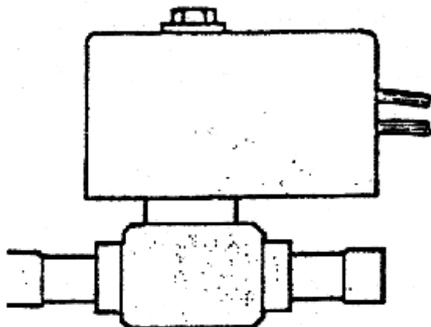


Fig. 31. Vanne électromagnétique.

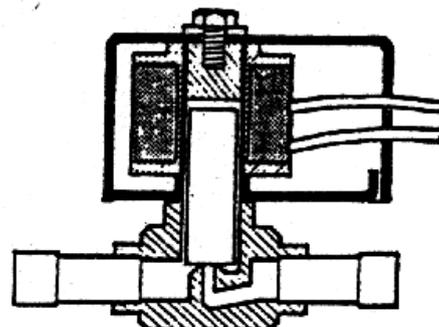


Fig. 32. Coupe d'une vanne électromagnétique.

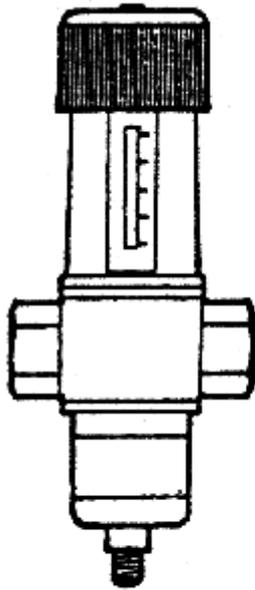


Fig. 33. Vanne à eau pressostatique.

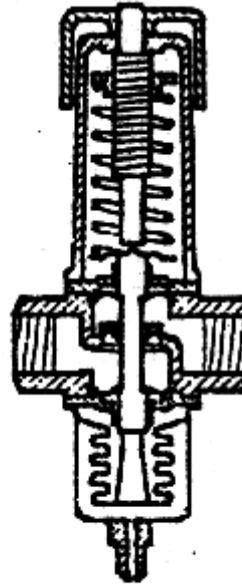


Fig. 34. Coupe d'une vanne à eau pressostatique.

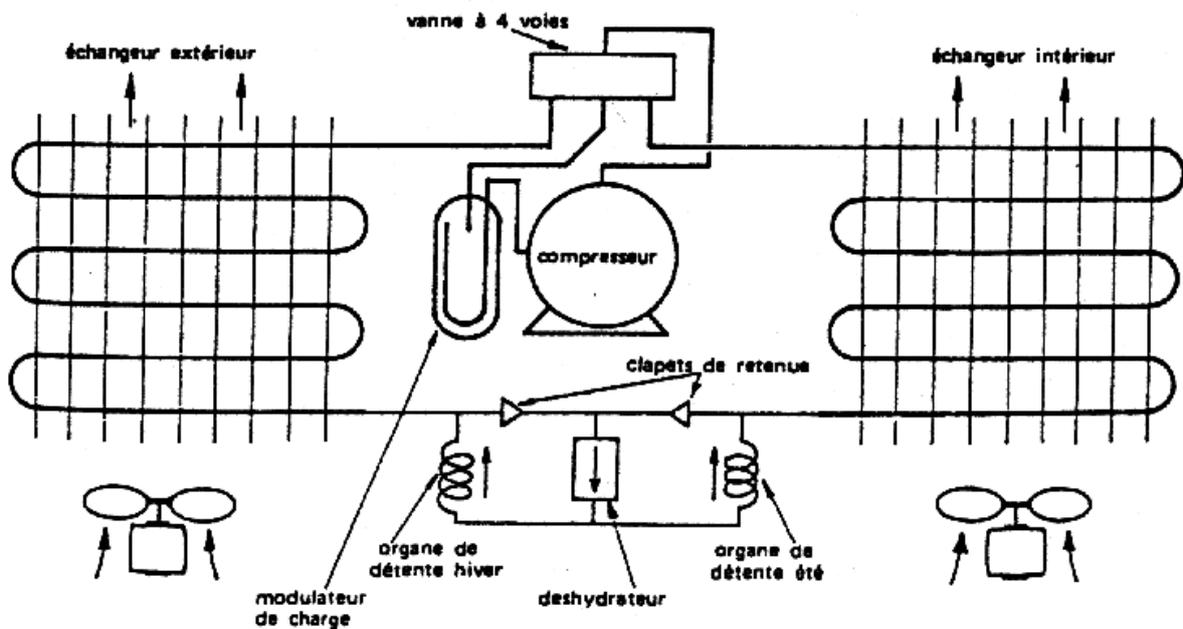


Fig. Circuit frigorifique de pompe à chaleur.

● **Rôle du compresseur K :**

- il met en route la circulation du fluide (pompe aspirante et refoulante)
- il comprime le gaz (1-2) de la pression  $p_0$  ( $\sim 2\text{bar}$ ) à  $p_c$  ( $\sim 8\text{bar}$ ) pour le fréon F22 en absorbant un travail  $W$

● **Rôle du condenseur C :**

- il refroidit la vapeur surchauffée (désurchauffe 2-2')

- il y a condensation de la vapeur  $V \Rightarrow L$  (2'-3) en libérant les calories  $q_c$  (source chaude) à pression et température constantes ( $p_c = cte$  et  $t_c = cte$ )
- \* on dimensionne le condenseur C de sorte que la condensation soit totale à la sortie
- \* on distingue entre compresseurs frigorifiques ouverts, semi-hermétiques et hermétiques (Fig)
- **Rôle du détendeur D :**
  - il réduit fortement la pression HP par perte de charge  $\Delta p$  à travers un tube capillaire ou un robinet à pointeau
  - cette détente entraîne une **vaporisation partielle** du liquide et un **refroidissement** du fluide
- **Rôle de l'évaporateur E :**
  - il vaporise le fluide ( $L \Rightarrow V$ ) en absorbant les calories  $q_0$  à la source froide, à pression et température constantes ( $p_0 = cte$  et  $t_0 = cte$ )
- **Rôle du Voyant V :**
  - il permet de **contrôler la charge** en fréon de la machine lors du remplissage et en cours de fonctionnement
  - il signale la présence d'humidité (vapeur d'eau) dans le fluide grâce à une pastille verte qui vire au jaune
- **Rôle du déshydrateur DH :**
  - il **filtre** le fluide qui le traverse (copeaux métalliques, trace de soudure) et **élimine** la vapeur d'eau avec du silicagel
- **Rôle des manomètres HP et BP :**
  - ils **contrôlent** la pression dans le condenseur (HP) et l'évaporateur (BP) et le bon fonctionnement de l'installation
  - ils sont gradués par rapport à la pression atmosphérique et indiquent donc une pression relative ( $p_{abs} = p_r + 1 \text{ bar}$ )
  - ils **mesurent** aussi **les températures  $t_c$  et  $t_0$**  dans le condenseur et l'évaporateur, du fait de la relation univoque  $p = f(t)$  lors d'un changement d'état
  - Ces différents éléments ou organes de la machine frigo sont illustrés dans les Fig. 9 avec d'autres accessoires telles les vannes simples ou électromagnétiques, la vanne à inversion de cycle (à quatre voies), le détendeur thermodynamique...
  - A côté des organes déjà mentionnés, on utilise encore d'autres accessoires pour :

- commander ou réguler la machine MF (pressostat HP-BP, thermostats de réglage, pressostats à eau,...)
- pour mesurer et contrôler des grandeurs (manomètres, thermomètres, wattmètre, débitmètres...)

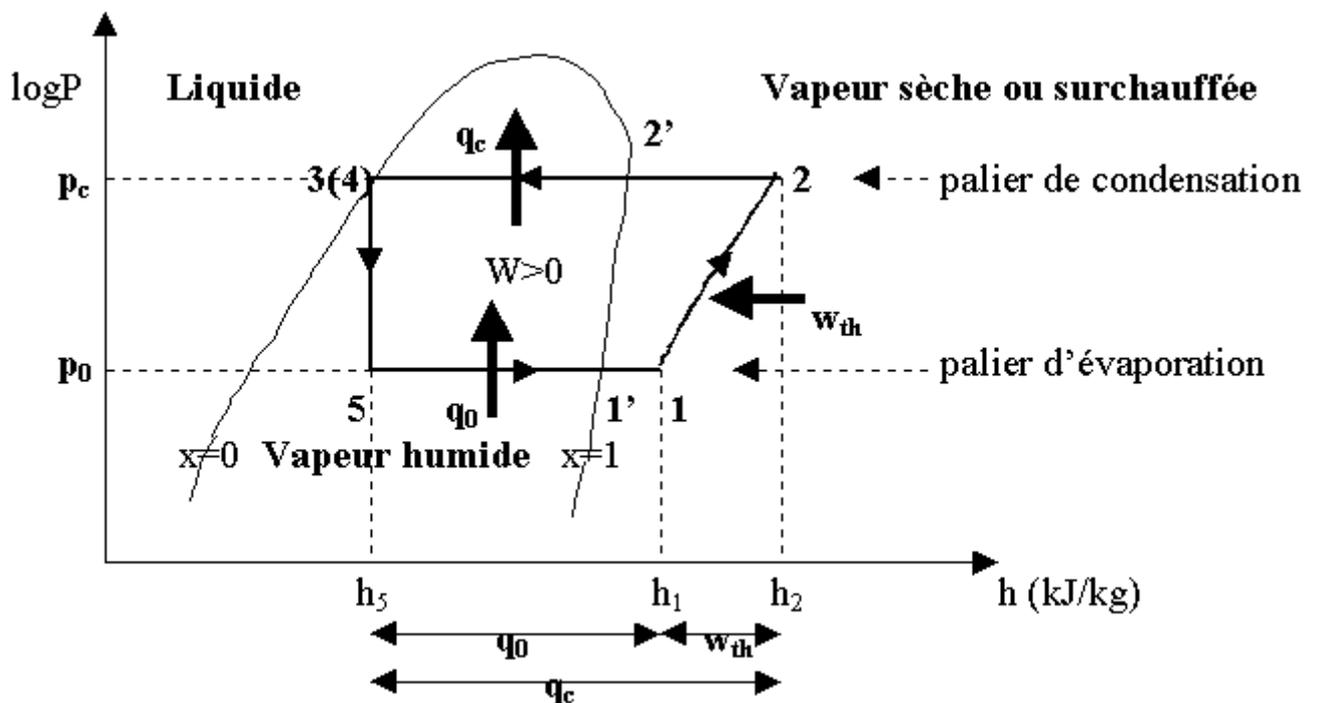
### 1.4 - Le Cycle théorique de Mollier de la machine MF

Afin de pouvoir exploiter et contrôler une machine frigo, on utilise un **cycle théorique** d'une machine idéale en admettant les hypothèses simplificatrices suivantes :

#### Hypothèses :

- la compression du fluide 1-2 est isentropique (pas de perte de chaleur)
- il n'y a pas de perte de charge dans la tuyauterie et les échangeurs (les paliers de condensation et d'évaporation sont à  $p = \text{cte}$ , c.à.d des isobares)
- la détente 4-5 est isenthalpe ( $H = \text{cte}$ ) avec  $H = mh$

On représente alors ce cycle idéalisé dans un diagramme ( $\log P, h$ ) appelé diagramme de Mollier (voir *Fig. 3*).



*Fig. 2: Cycle de Mollier théorique*

#### ● Caractéristiques du cycle :

- la compression 1-2 est **isentropique** avec apport de travail  $w_{th}$  de l'extérieur

- la vapeur surchauffée à la sortie du compresseur **se désurchauffe de 2-2'**, dans la tuyauterie et au contact de l'eau dans le condenseur
- à partir du point 2', **la vapeur se condense progressivement** dans le condenseur (C) de 2'-3 (mélange L+V), et au point 3(4) on n'a plus que du liquide (titre  $x = 0$ )
- ensuite, le liquide **se détend à enthalpie constante** de 4-5
- la vapeur humide (mélange L+V) **s'évapore progressivement** dans l'évaporateur (E) de 5-1
- la portion 1'-1 correspond à **une surchauffe de la vapeur** dans l'évaporateur
- Le diagramme de Mollier est **rapporté à une masse de fluide frigorigène  $m = 1\text{kg}$** .

#### ● **Bilan d'énergie de la machine MF**

En vertu du premier principe de la Thermodynamique, il y a conservation de l'énergie : c.à.d que la quantité de chaleur rejetée au condenseur ( $q_c$ ) **doit être égale** à la chaleur extraite à l'évaporateur ( $q_0$ ) et plus le travail ( $w_{th}$ ) consommé pour faire tourner le compresseur. d'où l'équation,

$$q_c = q_0 + w_{th} \quad (1)$$

cette équation traduit donc **le bilan d'énergie** de la machine frigo idéalisée.

\* Le choix d'échelle en abscisse (enthalpie  $h$  en kJ/kg) est très pratique pour l'exploitation quantitative du cycle de Mollier, car il permet **de lire directement les énergies  $h_i$**  aus différents points  $i$  (1,2,3,4) du cycle de la machine (voir diagrammes en annexe).

On vérifie ainsi le premier principe sur l'échelle en abscisse, car on constate que :

- la quantité de chaleur dégagée au condenseur :  $q_c = h_2 - h_4$
- la quantité de froid produite à l'évaporateur :  $q_0 = h_1 - h_5$
- le travail dépensé au compresseur :  $w_{th} = h_2 - h_1$

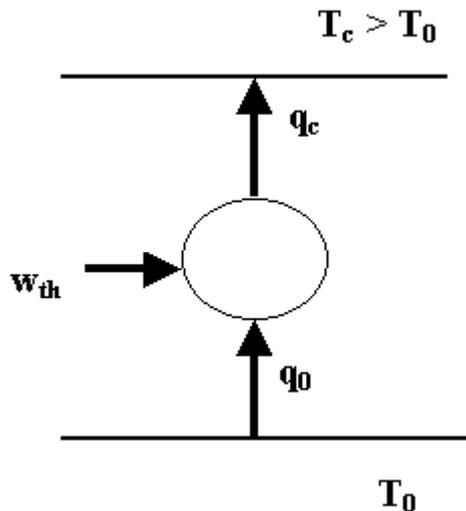
et par conséquent, on vérifie bien la relation (, car :

$$h_2 - h_4 = (h_1 - h_5) + (h_2 - h_1) = h_2 - h_4 \text{ (car } h_4 = h_5)$$

#### ● **Coefficient de performance COP**

Dans les machines DT (MF et PAC), on remplace le terme de rendement de la machine par son coefficient de performance (COP)  $\eta$ , car le rendement serait  $> 1$  (paradoxe de Kelvin).

Le COP de la machine frigo  $\eta_F$  est défini par la relation 2 :



$$\eta_F = \frac{\text{froid produit}}{\text{travail fourni}} = \frac{q_0}{w_{th}} \quad (2)$$

or,  $q_c = q_0 + w_{th}$  (premier principe)

$$\text{d'où, } \eta_F = \frac{q_0}{w_{th}} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}$$

**Fig. 3 : Schéma de la machine MF**

\* on constate alors, que le COP  $\eta_F > 1$  (car  $T_c > T_0$ ) et dans la pratique,  $\eta_F = 3 \text{ à } 5$

Par conséquent, on extrait plus de calories à la source froide  $T_0$  que d'énergie-travail fourni au moteur : ceci explique l'intérêt des machines DT pour le chauffage et la climatisation des bâtiments et maisons.

### 1.5 - Grandeurs caractéristiques de la machine MF

Une machine ou installation frigo est d'abord caractérisé par :

- **son régime nominal** de fonctionnement défini par  $(t_c, t_0, t_{SR})$ , c.à.d par le choix des températures de ses paliers de condensation ( $t_c$ ) , d'évaporation ( $t_0$ ) et de sa température de sous-refroidissement ( $t_{SR} = t_4$ )
- **sa puissance frigorifique  $\Phi_0$**  donnée en fg/h ou kJ/kg avec (1 fg/h = 1 kcal/h)

On définit en plus un certain nombre de grandeurs caractéristiques de la MF( voir le Tableau des valeurs), ces grandeurs sont rapportées :

- soit, à **l'évaporateur** (production frigo massique  $q_0$  , production frigo par  $m^3$  aspiré  $q_0$  , débit massique  $q_m$  , débit volumique aspiré  $V_a$  ou balayé  $V_b$ , puissance frigo...)
- soit, au **condenseur** (quantité de chaleur à évacuer  $q_c$  , puissance calorifique  $P_c$ ...)
- soit, au **compresseur** (travail théorique  $w_{th}$  ou réel  $w_r$  , puissance théorique  $P_{th}$  et réelle  $P_r$  , puissance absorbée par rapport à la puissance frigo  $N(kW)$ ...)

L'évaluation de ces diverses grandeurs à partir du diagramme de Mollier ou d'un logiciel dédié, permet de caractériser et contrôler la machine MF.

Le relevé des pressions et températures en divers points du circuits et le tracé du cycle de Mollier permet de contrôler le bon fonctionnement de la machine automatisé ou non.

Le technicien ou l'ingénieur sont confrontés à deux types de problèmes :

- **la détermination des caractéristiques géométriques du compresseur** (puissance développée, course, alésage, nombre de pistons et d'étages...) et des **échangeurs** (dimensions et types...), connaissant la puissance frigo souhaité par le client
- **le contrôle et la maintenance de l'installation frigo** en fonction du régime nominal défini et de la puissance frigo imposée en relevant périodiquement les paramètres mesurables (t, p, débit, puissance...)

On compare également l'**efficacité  $\varepsilon$**  de la machine frigo, définit comme le rapport du COP cycle de Mollier par le cycle de Carnot inverse, soit :

$$\varepsilon = \frac{\eta_F}{\eta_C} \text{ avec, } 0 < \varepsilon < 1$$

$$\eta_F = \frac{q_{\text{am}}}{w_{\text{th}}} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \text{ et } \eta_C = \frac{T_0}{T_C - T_0}$$

# MACHINES FRIGORIFIQUES - PAC

## - BILAN D'ENERGIE -

Soit  $\Phi_0$  la puissance frigorifique de la machine,

c'est la quantité de frigories produites par heure  $\Phi_0 = \left[ \frac{fg}{h} \right]$

### BILAN

EVAPORATEUR	COMPRESSEUR + CONDENSEUR
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Production frigo massique:</b> <math>q_{0m}</math>  <math>q_{0m} = h_1 - h_3 \text{ [fg / kg] ou [kcal / kg]}</math></li> <li>• <b>Débit massique horaire:</b> <math>q_m</math>  <math>q_m = \frac{\Phi_0}{q_{0m}} \text{ [kg / h]} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_3}</math></li> <li>• <b>Production frigo par m<sup>3</sup> aspiré:</b> <math>q_0</math>  <math>q_0 = \frac{q_{0m}}{v_1''} = \frac{h_1 - h_3}{v_1''} \text{ [fg / m}^3\text{]}</math></li> <li>• <b>Débit volumique aspiré:</b> <math>V_a</math>  <math>V_a = \frac{\Phi_0}{q_0} \text{ [m}^3\text{ / h]} = q_m \cdot v_1''</math></li> <li>• <b>Volume horaire balayé:</b> <math>V_b</math>  <math>V_b = \frac{V_a}{\eta_v} \text{ [m}^3\text{ / h]}, V_b = c \cdot n \cdot N \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}</math></li> <li>• <b>Rendement volumétrique du compresseur:</b> <math>\eta_v</math>  <math>\eta_v = 1 - 0,05 \frac{p_c}{p_0}</math></li> <li>• <b>Puissance frigo:</b> <math>\Phi_0</math>  <math>\Phi_0 = q_0 \cdot V_b \cdot \eta_v</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Equivalent du travail théorique de compression:</b>  <math>A \cdot w_{th} = h_2 - h_1 \text{ [kcal . kg]}</math></li> <li>• <b>Travail réel (mécanique):</b> <math>w_r</math>  <math>A \cdot w_r = A w_{th} \cdot \frac{1}{\eta_i} \cdot \frac{1}{\eta_m}</math>                      où <math>\eta_i</math> = rendement indiqué  <math>\eta_m</math> = rendement mécanique du K</li> <li>• <b>Energie électrique absorbée:</b>  <math>A \cdot w_{th} \cdot \frac{1}{\eta_i} \cdot \frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{1}{\eta_a}</math></li> <li>• <b>Quantité de chaleur à évacuer au cond.:</b>  <math>q_{cm} = h_2 - h_3 \text{ [kcal / kg]}</math>                      et <math>q_{cm} = q_{0m} + A \cdot w_{th}</math></li> <li>• <b>Coefficient de performance frigorifique:</b>  <math>\eta_M = COP_{Mollier} = \frac{q_{0m}}{A \cdot w_{th}} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}</math></li> <li>• <b>Efficacité par rapport au cycle Carnot:</b>  <math>\epsilon_M = \frac{\eta_{Mollier}}{\eta_{Carnot}}</math> et <math>\eta_C = \frac{T_0}{T_C - T_0}</math></li> </ul>

- **Production frigorifique spécifique par kWh (théorique):  $K_{th}$**

$$K_{th} = 860 \cdot \eta_M = 860 \cdot \frac{q_{0m}}{A \cdot w_{th}} = 860 \cdot \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \text{ où } q_{0m} = [kcal / kg] \text{ et } A \cdot w_{th} = [kWh / kg]$$

- **Puissance absorbée en kW par le compresseur pour une puissance frigo  $\Phi_0$ :**

$$N[kW] \text{ ou } [kcal / h] = A \cdot w_{th} \cdot q_m = \frac{\Phi_0}{860} \cdot \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_3}$$

- **Flux de chaleur à évacuer au condenseur pour une production frigo  $\Phi_0$ :**

$$\Phi_c = q_{cm} \cdot q_m = \Phi_0 \cdot \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_2}$$

---

MACHINES FRIGORIFIQUES À COMPRESSION D'UNE VAPEUR

---

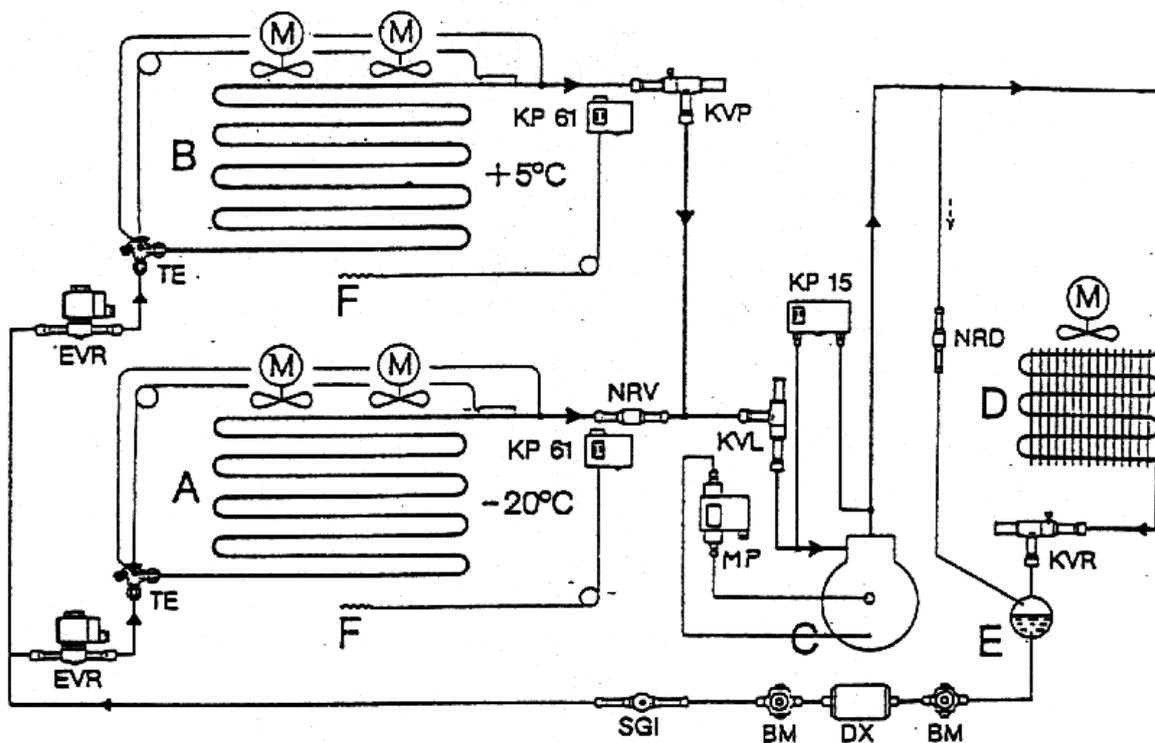


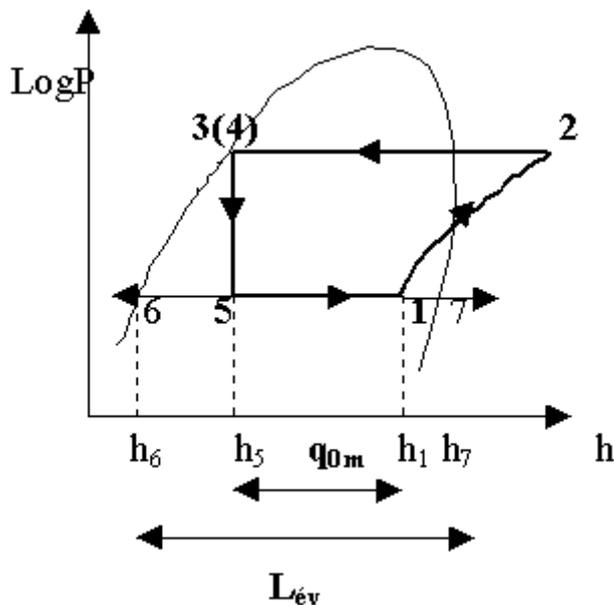
Fig. 136-30. Exemple d'installation frigorifique commerciale comportant deux évaporateurs desservant l'un A une chambre de congélation à  $-20^\circ\text{C}$  et l'autre B une chambre froide à  $+5^\circ\text{C}$  (doc. Danfoss)

C compresseur ; D condenseur ; E réservoir de liquide ; TE détendeur ; DX filtre déshydrateur ; SGI voyant de liquide ; BM robinet manuel d'isolement ; EVR électrovanne ou robinet magnétique ou robinet solénoïde ; KP 61 thermostat ; NVR clapet de non-retour ; KVP régulateur de pression d'évaporation ; KVL régulateur de démarrage ; MP pressostat différentiel ; KP 15 régulateur combiné haute pression/basse pression ; KVR régulateur de pression de condensation ; NRD vanne à pression différentielle ; M moteurs des ventilateurs des évaporateurs.

## 1.6 - Modification du cycle fonctionnel de la machine MF

Le but d'une machine frigo est de **produire du froid** (c.à.d des frigories) par extraction de calories à la source froide, en évaporant un fluide frigorigène et **d'abaisser la température** de cette source de  $+5^\circ\text{C}$  à  $-30^\circ\text{C}$  selon l'usage (frigo ou congélateur, chambre froide).

En terme d'économie d'énergie et de rentabilité, on cherche donc à **optimiser** la production de froid  $q_0$  avec une dépense de travail  $w_{th}$  consommé minimum, soit donc à avoir un COP élevé. D'après la définition du COP de la machine frigo  $\eta_F$ , il faut **donc augmenter** la production frigo massique  $q_{0m} = h_1 - h_5$ , représentée par le segment  $[h_5h_1]$  sur la **Fig. 4**.



- on cherche donc à augmenter  $q_{0m}$ , c.à.d la longueur du segment  $(h_1 - h_5)$

- on a donc intérêt à utiliser au maximum la chaleur latente d'évaporation  $(h_7 - h_6)$

**Fig. 4 : Cycle de Mollier de la machine MF**

L'**augmentation** de la quantité de froid produite  $q_{0m}$  est alors obtenue (voir Fig. 4) :

- en déplaçant le point 1 vers la droite, grâce à **une surchauffe** du fluide
- en déplaçant le point 5 vers la gauche, grâce à **un sous-refroidissement** du fluide

### 1) Sous-Refroidissement du liquide

Le fluide frigorigène à l'état liquide à la sortie du condenseur (point 3) **est sous-refroidi** (c.à.d on abaisse sa température en déplaçant le point 3 vers la gauche), ceci est réalisé :

- soit, dans **le condenseur** lui-même en augmentant ses dimensions (c.à.d sa surface d'échange)
- soit, dans **une bouteille d'accumulation** (BA) placée à la sortie du condenseur
- soit, dans **un échangeur interne** situé entre le condenseur et l'évaporateur

On peut procéder soit à un seul sous-refroidissement (de 3-4) ou à deux sous-refroidissements successifs (de 3-4 et ensuite de 4-4'), voir la Fig. 9.5 : en déplaçant le point 3 vers la gauche, on déplace automatiquement le point 5 vers la gauche et on augmente ainsi la partie de la chaleur latente non exploitée.

### 2) Surchauffe de la vapeur

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur humide **est surchauffé** (c.à.d on élève sa température en déplaçant le point 1 vers la droite), ceci est réalisé (voir Fig. 6) :

- soit, dans **l'évaporateur** lui-même en augmentant ses dimensions
- soit, dans **une bouteille anti-coups liquide** (BACL) placée à la sortie de l'évaporateur
- soit, dans **un échangeur interne** situé entre les deux échangeurs

En déplaçant le point 1 vers la droite, on augmente également la portion de chaleur latente d'évaporation non utilisée.

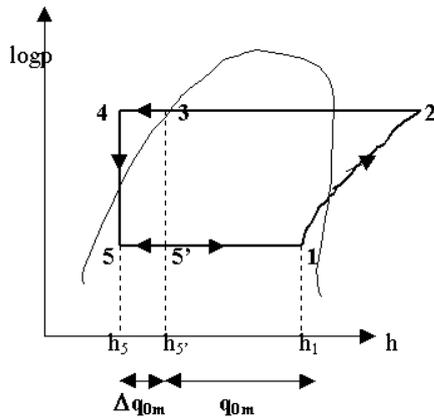


Fig. 5 : Sous-refroidissement du liquide

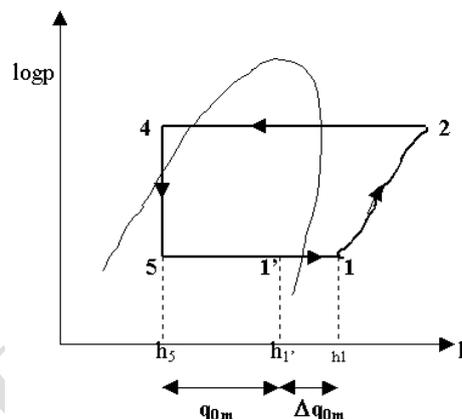
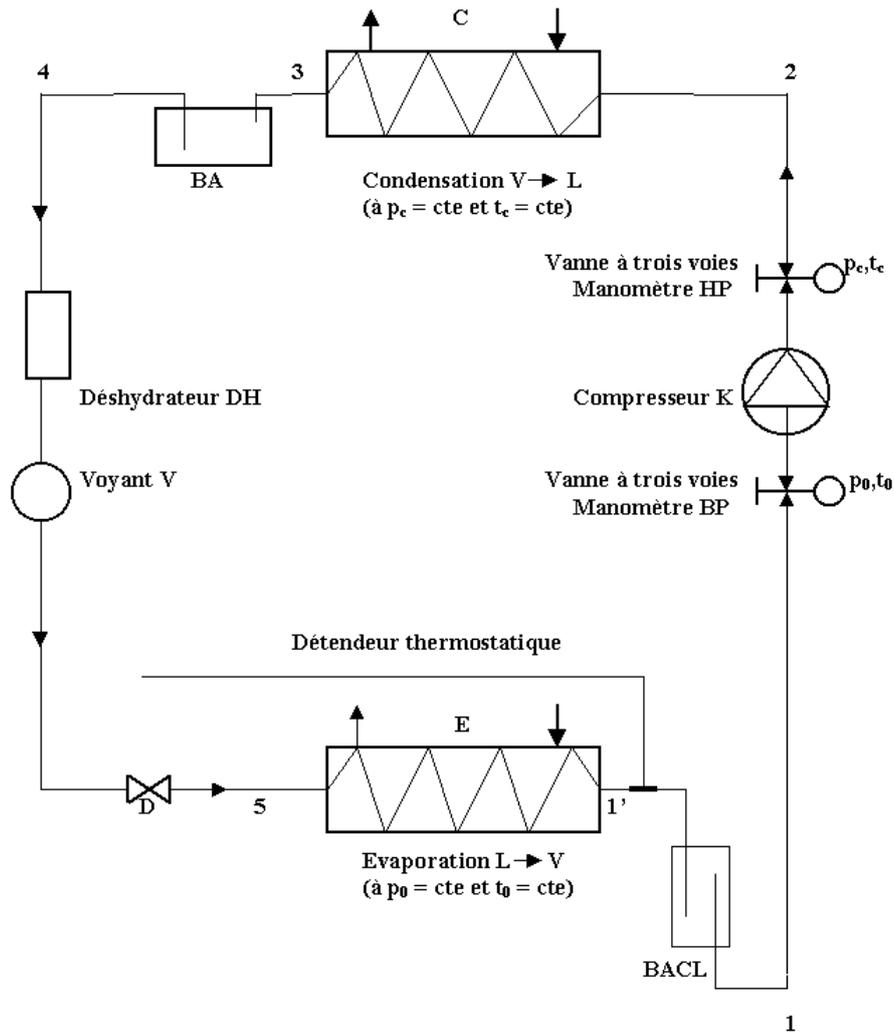


Fig. 6 : Surchauffe de la vapeur

En procédant à des sous-refroidissements et à des surchauffes dans les installations frigorifiques, on augmente donc le froid produit dans l'évaporateur et le segment  $q_{0m}$  s'approche de la chaleur latente d'évaporation : on extrait alors plus de calories à la source froide en exploitant au maximum la chaleur libérée par l'évaporation du fluide.

Une telle installation frigo avec deux sous-refroidissements (de 3-3' et de 3-4) et une surchauffe (de 1-1') est représentée dans la Fig. 7 .

### Installation Frigorifique



*Fig. 7 : Installation frigorifique avec sous-refroidissement et surchauffe*

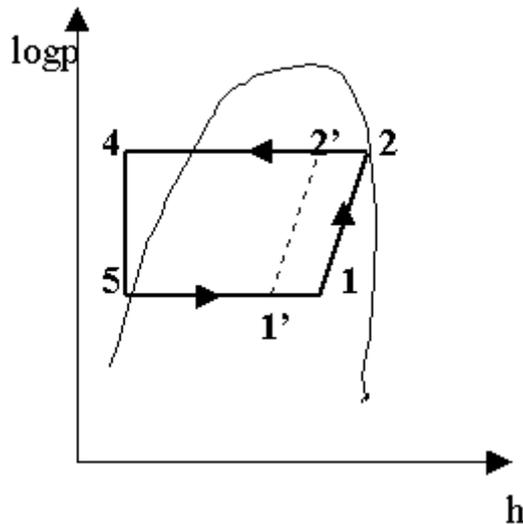
## 1.7 - Régimes de fonctionnement

Une machine frigorifique peut fonctionner selon deux types de régimes, à savoir :

- le **régime humide** utilisé dans les premières machines MF
- le **régime sec** conseillé et utilisé actuellement

Ces régimes de fonctionnement sont illustrés dans les Fig. 9.8 et 9.9.

### 1) Régime humide



- dans ce régime, la compression 1-2 se termine juste à l'état sec (point 2)

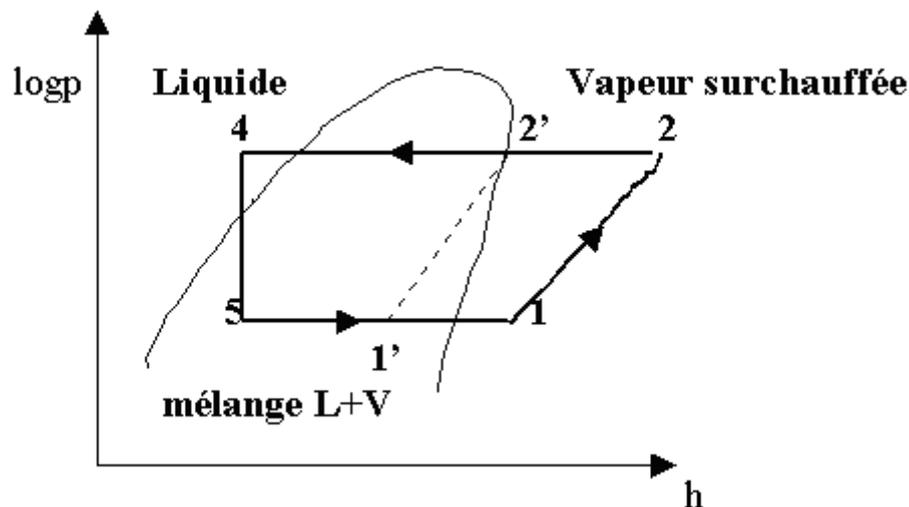
- ce régime **présente des risques** pour le compresseur K (coups de bélier), du fait d'une présence possible d'un résidu liquide en fin de compression (déplacement du point de 1 à 1')

- ce régime réduit la production frigo  $q_{0m}$

*Fig. 8 : Fonctionnement en régime humide*

## 2) Régime sec

Pour éviter ces risques de coups de bélier en fin de compression (dommageable au compresseur), on préfère donc travailler en régime sec, en déplaçant le point 1 vers la droite grâce à une surchauffe dans l'évaporateur ou une bouteille BACL. On déplace alors le point du régime de vapeur humide (mélange L+V) vers le régime de vapeur sèche ou surchauffée.



*Fig. 9 : Régime sec*

Si la surchauffe est réalisée dans l'évaporateur lui-même, alors l'augmentation du froid produit augmente les performances de la machine MF. En cas **d'inversion du sens** de circulation du

fluide frigorigène par une vanne d'inversion à quatre voies, une BACL s'impose pour éviter d'aspirer du liquide dans le compresseur.

### 1.8 - La pompe à chaleur PAC

Les machines dynamothermiques transfèrent de la chaleur d'une source froide à une source chaude et de ce fait **combine deux fonctions** essentielles :

- **la production de froid** au niveau de l'évaporateur, par absorption de calories à la source froide (machine frigo)
- **la production de chaleur** au niveau du condenseur, par dégagement de calories à la source chaude (pompe à chaleur)

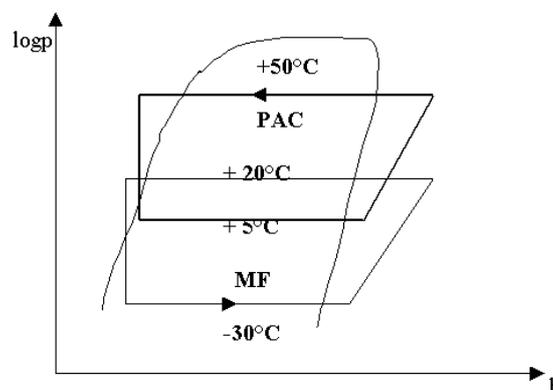
On dispose donc, d'une machine capable de :

- produire du froid (réfrigérateur, congélateur, chambre froide, salle d'ordinateur...)
- de produire du chaud pour chauffer un local, un bâtiment (pompe à chaleur)
- d'assurer à la fois le chauffage et le refroidissement d'un local (climatisation) en utilisant une vanne d'inversion, qui échange le rôle des échangeurs selon les saisons ETE ou HIVER

La pompe à chaleur (PAC) se distingue donc uniquement de la machine frigo (MF) par son **régime nominal** de fonctionnement, c.à.d par les valeurs des températures de condensation  $t_c$  et d'évaporation  $t_0$  :

- dans une machine MF, on veut obtenir des **températures  $t_0$  basses** (+5° à -30°C)
- dans une machine PAC, on veut obtenir **des températures plus élevées pour  $t_c$**  (40 à 60°C)

Les cycles respectifs de ces deux machines sont représentés sur la Fig. 9.10.



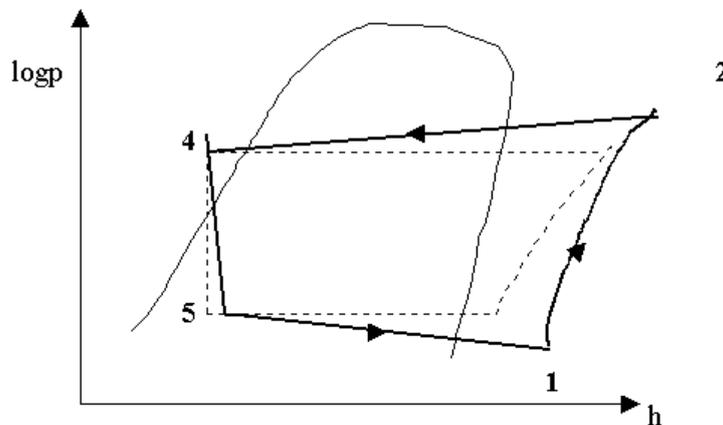
**Fig.10 : Cycles respectifs d'une PAC et MF**

## 1.9 - Machine Frigo et PAC réels

Dans la pratique les machines frigo et PAC ne décrivent pas le cycle idéal de Mollier, car les hypothèses admises ne sont pas respectées :

- la compression n'est pas isentropique (perte de chaleur)
- la détente n'est pas isenthalpique
- il y a une perte de charge au niveau des soupapes d'admission et de refoulement du fluide, ainsi que dans la tuyauterie (~ 0.2 à 0.4 bar)
- les échangeurs ne sont pas parfaits

Ces déviations par rapport à une machine idéale se traduisent par une perte de performance et par le cycle réel de la Fig. 11.



*Fig 11 : Cycle réel de la machine frigo ou PAC*

Ce cycle réel de la machine frigo se traduit par un COP  $\eta_r <$  au COP de Mollier  $\eta_M$ .

En pratique, le COP de la MF est de  $\eta_r = 3$  à 5 environ, il diminue d'autant plus que la différence  $\Delta T$  entre les deux sources de chaleur est grande.

Les diagrammes de Mollier pour différents fluides sont donnés en annexe, ainsi que les schémas de différentes installations frigorifiques avec leurs accessoires de régulation et de contrôle.

Ces machines dynamothermiques sont utilisées dans de nombreuses applications allant du chauffage, à la production de froid et à la climatisation.

On utilise des pompes à chaleur du type air-air, air-eau, eau-air et eau-eau selon la nature des sources disponibles (air extérieur, air extrait, nappe phréatique...).