Chapitre 4 : Les machines dynamothermiques (MF et PAC)

Objectifs

La connaissance du principe de fonctionnement des machines frigorifiques à compression et l'application des lois de la thermodynamique pour étudier la performance de ces machines.

I. Rappel du principe d'une machine frigorifique

Une installation frigorifique est une machine thermique à deux sources T_F et T_C fonctionnant en régime inverse de celui des machines motrices.
Etant donné une source T_F ($T_F < T_C$), on fait décrire au fluide frigorifique un cycle fermé au cours duquel il reçoit un travail W, soutire à la source froide une quantité de chaleur Q_F, puis cède à la source chaude une quantité de chaleur Q_C. Cette machine est représentée sur la figure ci-dessous.

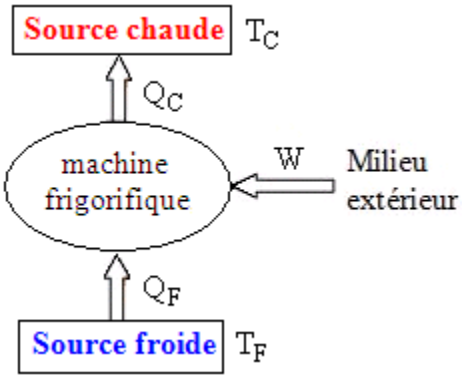


Figure : Schéma d'une installation frigorifique

Ainsi dans une machine frigorifique, le fluide frigorigène reçoit, au cours d'un cycle, une quantité d'énergie Q_F prise à la source froide à T_F et cède une quantité de chaleur Q_C à la source chaude de température T_C. Par conséquent, il reçoit un travail W qui serait égal, d'après le bilan du premier principe (transformation fermé) à : $W + Q_F + Q_C = 0$.

Le bilan entropique de cette machine s'écrit : $\Delta S \geq \frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_C}{T_C}$.

Le coefficient de performance (efficacité)

1- Cas d'effet frigorifique (MF) : L'effet utile de la machine est Q_F désigné également sous le nom d'effet frigorifique. On appelle coefficient de performance d'effet frigorifique par unité de travail :

$$COP = \frac{Q_F}{W} = -\frac{Q_F}{Q_C + Q_F}$$

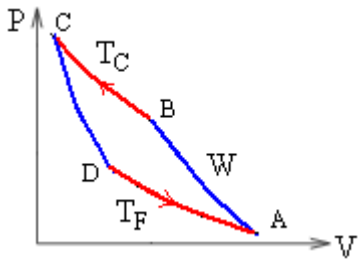
Contrairement aux rendements, toujours inférieurs à l'unité, le COP d'effet frigorifique est supérieur à l'unité dans la plupart des cas. Il est fonction des températures extrêmes entre lesquelles évolue le cycle.

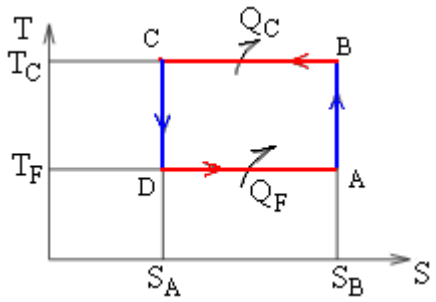
2- Cas d'une pompe à chaleur (PAC) : L'effet utile d'une pompe à chaleur est la quantité Q_C fournie à la source chaude utilisé en générale pour la chauffer. Dans ce cas le COP de la machine est défini par :

$$COP = -\frac{Q_C}{W} = \frac{Q_C}{Q_C + Q_F}$$

Cycle frigorifique de Carnot

Le cycle de Carnot est un cycle réversible, composé de deux isothermes et de deux adiabatiques.





Le système reçoit le travail W , prend la chaleur $Q_F = T_F(S_B - S_A)$ à la source froide et cède la quantité de chaleur $Q_C = T_C(S_A - S_B)$ à la source chaude.

1^{ier} principe : $W + Q_F + Q_C = 0$

2ème principe : $Q_F = T_F(S_B - S_A)$ et $Q_C = T_C(S_A - S_B)$.

D'où $W = -(S_B - S_A)(T_F - T_C) > 0$.

Coefficient de performance : Par définition, $COP_{MF} = \dfrac{Q_F}{W}$ donne $COP_{MF,Carnot} = \dfrac{T_F}{T_C - T_F}$

Remarques

a/ Le coefficient de performance d'une machine thermique de Carnot ne dépend que des températures des sources.

b/ Le coefficient de performance d'une machine frigorifique toujours supérieur à 1 : $COP_{MF} > 1$.

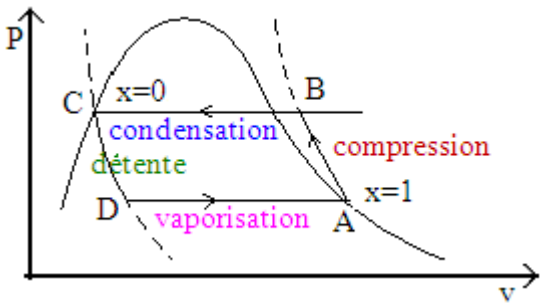
c/ Du fait des phénomènes irréversibles, on a toujours : $COP_{Carnot} > COP_{irréversible}$

II. Représentation du cycle frigorifique théorique

Les machines frigorifiques à compression fonctionnent selon le cycle des transformations suivantes :

- Le fluide frigorigène subit une vaporisation isobare, il se vaporise à la température T_F et à la pression P_F (dite basse pression, BP) en prélevant la quantité de chaleur q_F ou Q_F selon les unités ;
- La vapeur est comprimée, compression isentropique (ou polytropique), elle est refoulée à la pression P_C (dite haute pression, HP) ;
- Dans un deuxième échangeur la vapeur est condensée à la pression P_C (condensation isobare) et la température T_C constantes, en rejetant la chaleur q_C ou Q_C selon les unités ;
- Le liquide est détendu de la pression P_C à la pression P_F, détente isenthalpique.

Ce cycle théorique est représenté dans les diagrammes de Clapeyron et T-s ci-dessous.



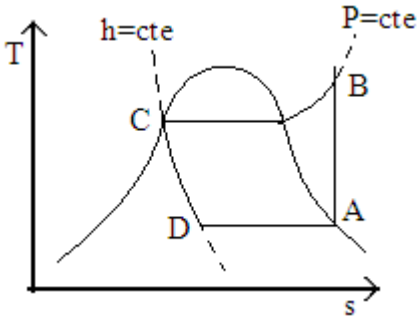


Figure : cycle théorique machine frigorifique

La fin des changements d'état se situe exactement à la sortie des échangeurs : point A en x=1 et point C en x=0.

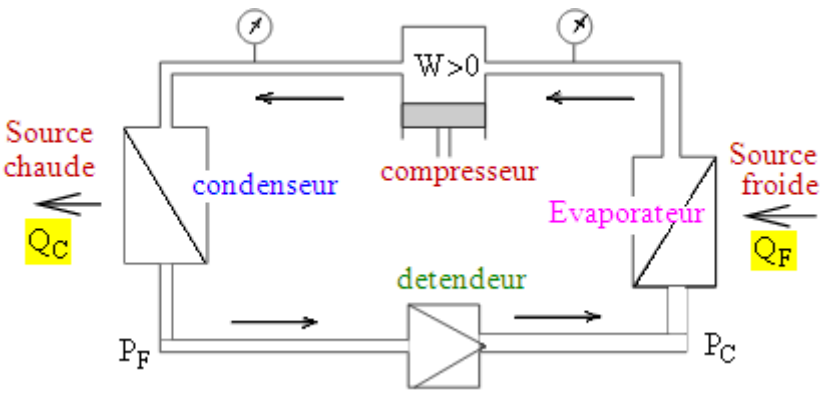


Figure : machine frigorifique, principe

Bilan énergétique du cycle frigorifique

Utilisons le premier principe de la thermodynamique des système ouvert : $\Delta h = w + q$, **équation massique** dont laquelle on a négligé les variations d'énergies cinétique et potentielle.

- Bilan d'énergie dans l'évaporateur : $h_A - h_D = q_F > 0$;
- Bilan d'énergie dans le compresseur (adiabatique) : $h_B - h_A = w > 0$;
- Bilan d'énergie dans le condenseur : $h_C - h_B = q_C < 0$;
- Bilan d'énergie dans le détendeur : $h_D - h_C = 0$.

Pour tout le cycle, on a : $w + q_F + q_C = 0$.

Le «rendement thermodynamique» d'une installation frigorifique, appelé aussi coefficient de performance d'effet frigorifique, a pour expression :

$$COP_{MF} = \frac{h_A - h_D}{h_B - h_A}$$

La puissance frigorifique nette est : $\dot{Q}_F = \dot{m}(h_A - h_D)$.

III. Cycle amélioré de la machine frigorifique dans les diagrammes de Mollier et T-s

La figure ci dessous montre le cycle de fonctionnement amélioré en coordonnées enthalpie massique - logarithme de la pression absolue, ainsi que le cycle en coordonnées entropie massique - température.

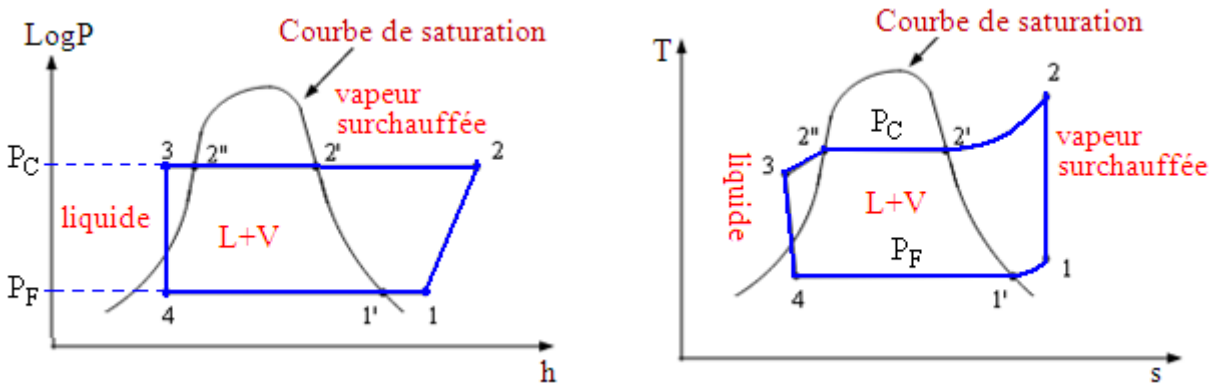


Figure : cycle amélioré de machine frigorifique

En 4, le fluide frigorigène (à l'état liquide) sort du détendeur (vanne) et entre dans l'évaporateur. Il s'agit là d'un milieu diphasique (ébullition à la température T_4 sous la pression correspondante P_F.

De 4 à 1, le fluide évolue dans l'évaporateur successivement à l'état d'ébullition (4 à 1'), de vapeur saturée (1'), puis de vapeur surchauffée (sèche) (1' à 1).

On suppose que ces transformations ont lieu à pression constante (pertes de charge négligeables).

De 1 à 2, la vapeur subit une compression supposée isentropique.
En 2, la vapeur, par suite de la compression jusqu'à la pression P_C, se trouve à la température de surchauffe T_2 dont la valeur dépend de la température d'ébullition T_F et de la température de condensation T_C.
De 2 à 3, le fluide évolue à pression constante P_2 et passe successivement de l'état de vapeur sèche 2 à l'état de vapeur saturante 2' et se condense de 2' à 2'' (T_C). Dans la canalisation allant du condenseur au détenteur, le liquide se refroidit de la température de condensation jusqu'à T_3. Il n'y a pas de travail extérieur (pertes de charges négligeables).
De 3 à 4, le fluide se détend à travers la vanne (détendeur). Travail et chaleur sont nuls, donc l'enthalpie se conserve : transformation isenthalpique.

Définition : On appelle rendement exergétique, η_{ex}, le rapport (compris entre 0 et 1) suivant :

$$\eta_{ex} = \frac{COP_{fr}}{COP_{fr,Carnot}} = COP_{fr}\left(\frac{T_C}{T_F} - 1\right) < 1$$

IV. La pompe à chaleur PAC

Les machines réceptrices dites aussi dynamothermiques transfèrent de la chaleur d'une source froide à une source chaude. Ces machines sont capables 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 été ou hiver.

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

- dans une machine MF, on veut des **températures t_F basses** (+5° à -30°C) ;
- dans une machine PAC, on veut **des températures plus élevées pour t_C** (40° à 60°C).

Les cycles respectifs de ces deux machines sont représentés sur la Figure ci dessous.

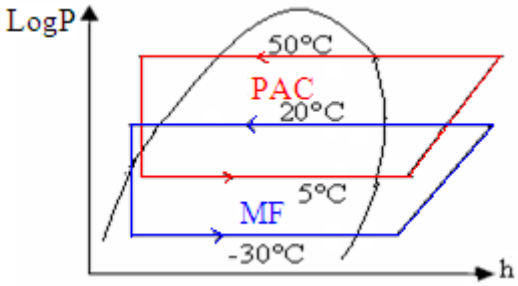


Figure : cycle des machines PAC et MF dans le diagramme de Mollier

Écarts par rapport au cycle modèle

Les performances des cycles réels sont réduites en raison des écarts suivants par rapport au cycle modèle (voir figure ci dessous) :

– condenseur non parfait : $T_{cond} > T_C$;
– évaporateur non parfait : $T_{evap} < T_F$;
– irréversibilités et échanges de chaleur dans le compresseur ;
– pertes de charge dans les tuyauteries et les échangeurs ;
– surchauffe de la vapeur entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur due aux défauts d'isolation.

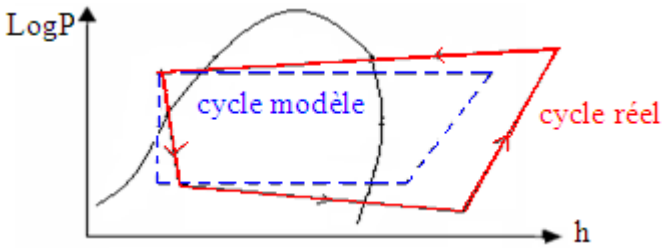


Figure : cycle réel et cycle modèle de la machine thermique (PAC ou MF)

L'efficacité du cycle réel est toujours inférieure à l'efficacité du cycle modèle et diminue avec l'écart des températures des sources.

Exercice : Une machine frigorifique évacue par son condenseur un flux thermique de 33,8kcal/kg/s. On sait que la puissance mécanique fournie au compresseur est de 10 kW.

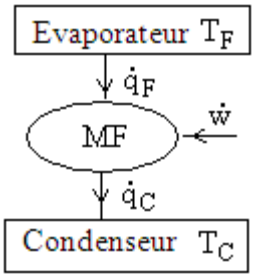
1. Donner le schéma à deux niveaux de température de cette machine en y indiquant les grandeurs échangées ;
2. Quelle est la puissance thermique fournie à l'évaporateur ;
3. Quel est le COP_{MF} de cette machine frigorifique.

Réponse : Les données de l'exercice sont : $\dot{q}_F = 141{,}3kW$ et $\dot{w} = 10kW$.

1/ Schéma à deux niveaux de température de la machine ci contre.

2/ Puissance thermique fournie à l'évaporateur : $\dot{q}_C = -151{,}284kW$

3/ $COP_{MF} = \frac{\dot{q}_F}{w} = \frac{141{,}284}{10} = 14{,}1$



V. Utilisation pratique des diagrammes thermodynamiques

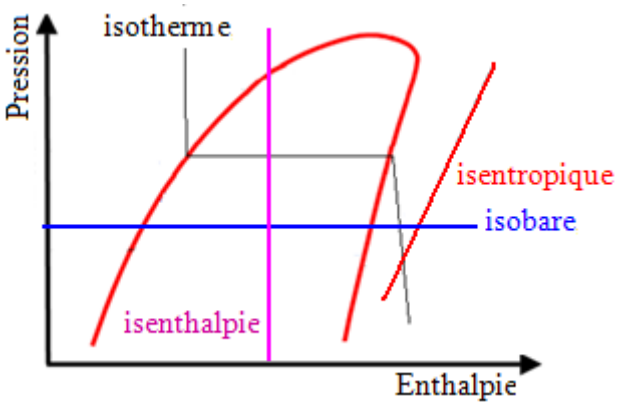
Description du diagramme de Mollier

Le diagramme de Mollier permet de comprendre le cycle frigorifique et de suivre l'évolution du fluide au cours de chaque transformation, on part d'un état initial du fluide à un état final en déterminant les différentes enthalpies.

Enthalpie : quantité de chaleur contenue dans un fluide. Chaque fluide à son diagramme correspondant à ses propriétés physiques.

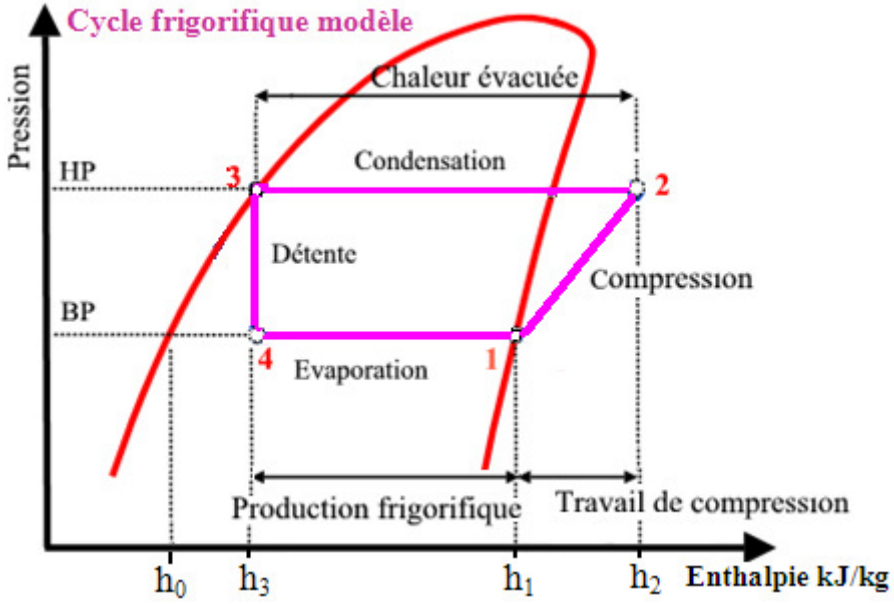
En abscisse, c'est l'axe correspondant aux valeurs des enthalpies (kJ/kg) et **en ordonnée** la pression (en bar) absolu. Une courbe en cloche (**courbe de saturation**) définit l'état du fluide : liquide, mélange ou vapeur.

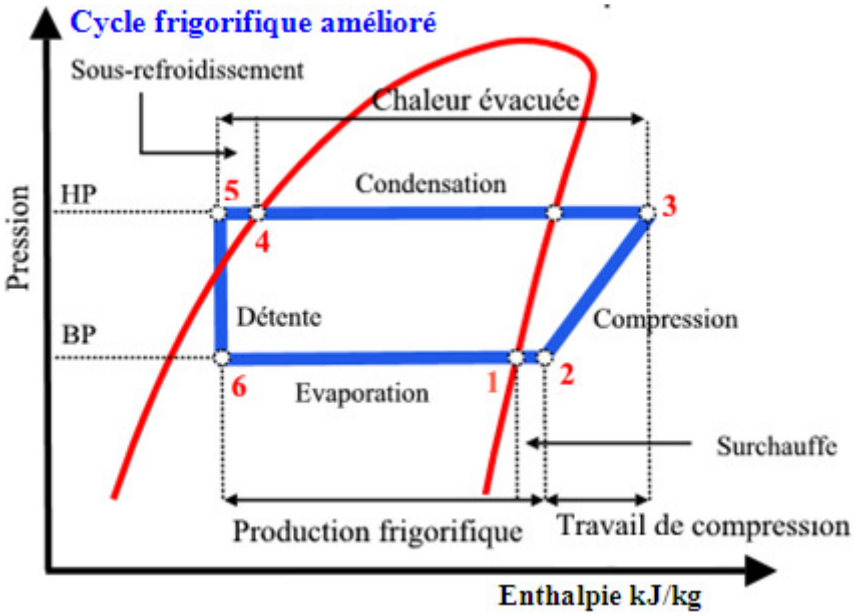
D'autres courbes complètent le diagramme donnant d'autres renseignements sur le fluide (isobare, isotherme, isentropique) (figure ci-dessous).



Exemple de cycle frigorifique sur ce diagramme

Si on trace sur le diagramme de mollier toutes les informations d'un cycle frigorifique on obtient un cycle théorique (modèle ou modèle amélioré).

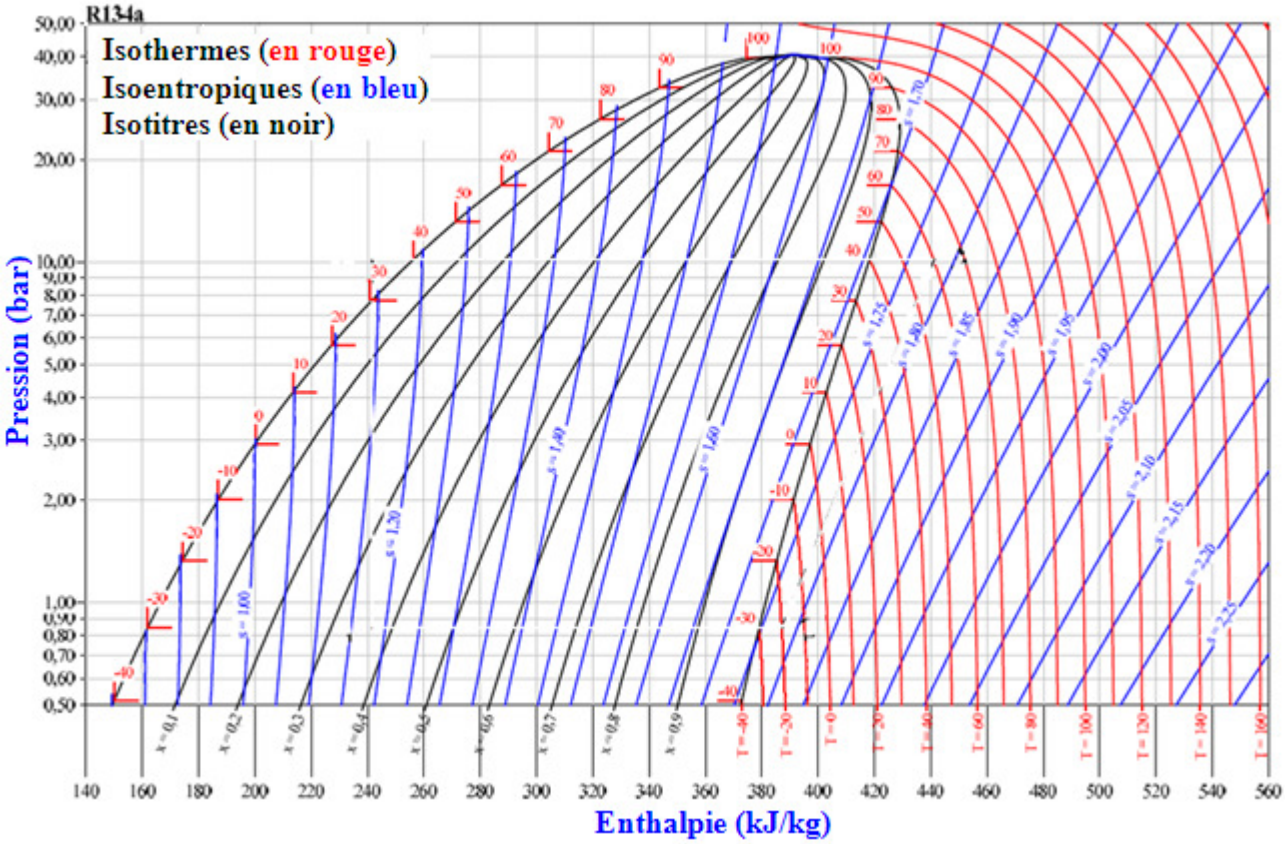




Les exercices d'application seront traités en séance de travaux pratiques. Ci-dessous une application méthodique.

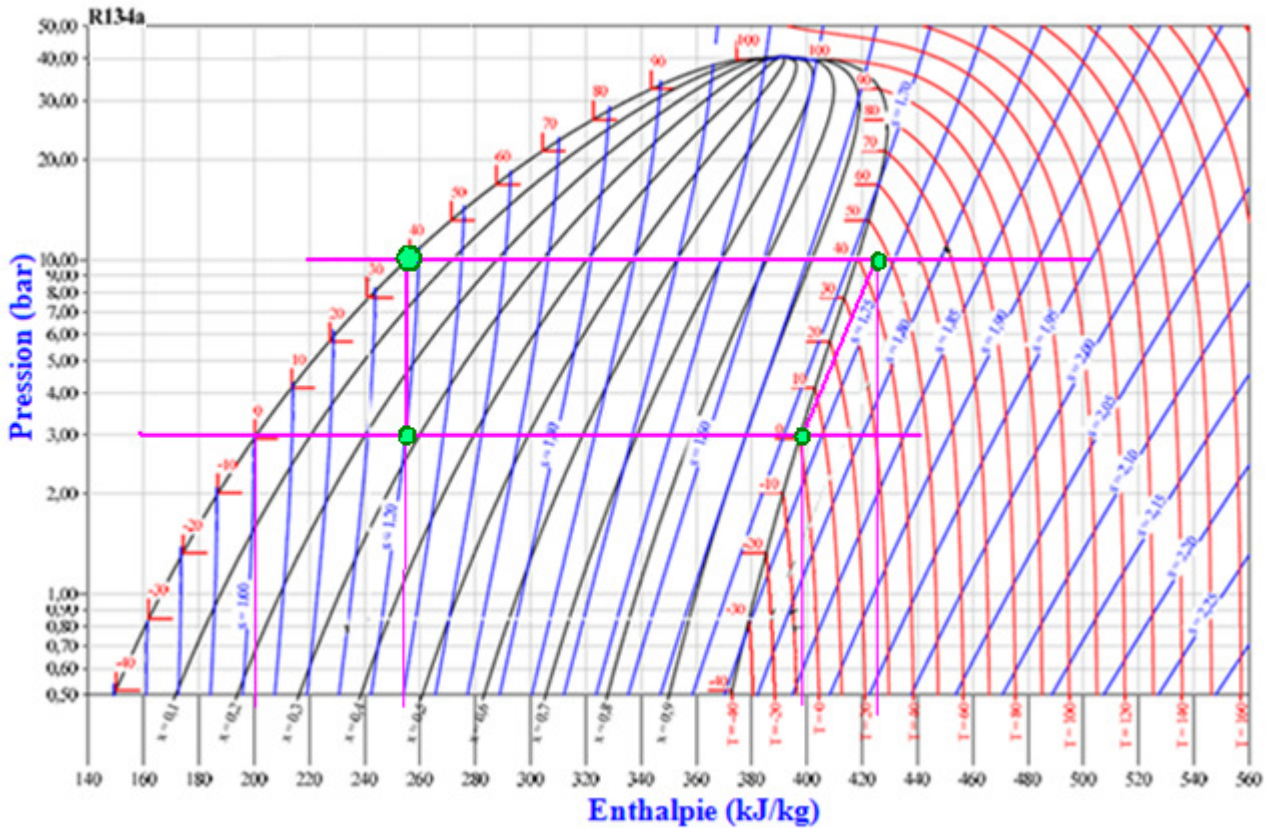
Diagramme de Mollier pour le fluide frigorigène R134a
Présentation des différents isos

Le diagramme est celui de la pression en fonction de l'enthalpie. On y observe des isothermes (en rouge), des isoentropiques (en bleu) et des isotitres (en noir). Les isobares et les isenthalpiques sont évidents. La courbe de saturation est celle qui porte les équerres des isothermes.



Tracer du cycle modèle d'une machine dynamothermique sur le diagramme P-h du fluide R134a (voir le diagramme ci-dessous)

Calcul des grandeurs caractéristiques de la machine (voir les tableaux ci-dessous)



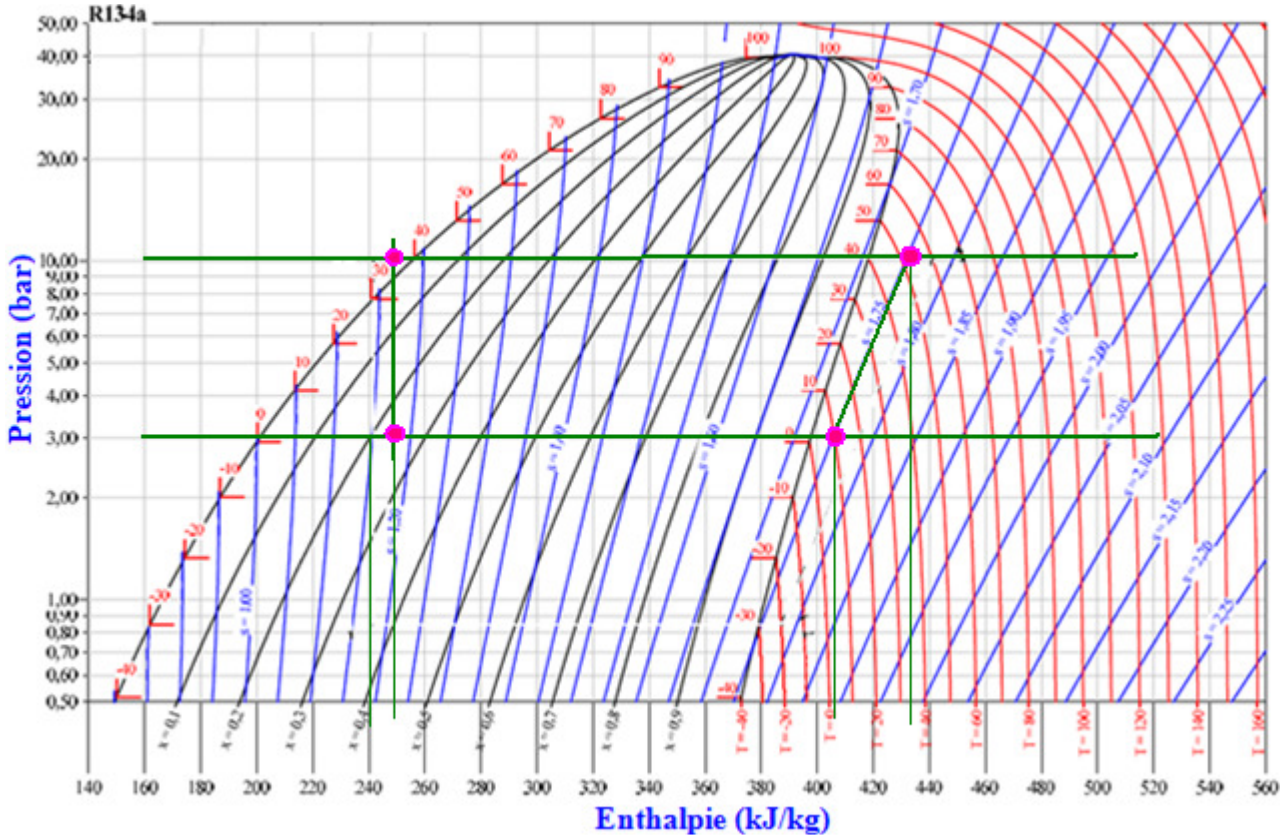
HP-bar	10
BP-bar	3
TC-°C	39
TF-°C	0

h1-kJ/kg	398
h2-kJ/kg	425
h3-kJ/kg	254
h0-kJ/kg	200

x4	0,272727
Wc-kJ/kg	27
Qin-kJ/kg	144
Qout-kJ/kg	-171
COPfrigo	5,333333
COPpac	6,333333
COPcarnot MF	7
COPcarnot pac	8

Tracer du cycle modèle amélioré d'une machine dynamothermique sur le diagramme P-h du fluide R134a (voir le diagramme ci-dessous)

Calcul des grandeurs caractéristiques de la machine (voir les tableaux ci-dessous)



HP-bar	10	
BP-bar	3	
TC-°C	35	39
TF-°C	10	0

h1=	406
h2=	435
h3=	247
h0=	240

x4	0,042169
Wc-kJ/kg	29
Qin-kJ/kg	159
Qout-kJ/kg	-188
COPfrigo	5,482759
COPpac	6,482759
COPcarnot MF	7
COPcarnot pac	8

Conclusion

- **COP Carnot est dans tous les cas le COP idéal (il prend la valeur maximale)**
- **Le cycle amélioré augmente le COP et réduit la teneur en vapeur du fluide à la sortie de la vanne de détente.**
- **Ces améliorations ne sont pas gratuites puisque on a augmentation de la puissance consommée par le compresseur.**