



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة وهران للعلوم والتكنولوجيا محمد بوضياف
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur Et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed BOUDIAF
Faculté de Génie Mécanique
Département de Génie Mécanique



Installations Thermiques Industrielles

Machines Frigorifiques et Pompes à Chaleur

Cours, Exercices Corrigés et Travaux Pratiques

Présenté par :
Dr BAKI Touhami
Maitre de Conférences (MCA)

Avril 2021

Table des matières

Table des matières	3
Liste des figures et des tableaux	5
Nomenclature	6
Introduction	7
Chapitre 1 : Généralités	8
1.1 Historique du froid	8
1.2 Cycle de Carnot	9
1.3 Efficacité d'un cycle de Carnot	10
1.4 Le COP d'une machine frigorifique	11
1.5 Le COP d'une pompe à chaleur	11
1.6 Rendement du cycle	12
1.7 Exercices	12
Chapitre 2 : Cycle thermodynamique d'une machine à compression de vapeur	15
2.1 Rappel sur les diagrammes (T, S) et (P, h)	15
2.1.1 Le diagramme (T, S)	15
2.1.2 Le diagramme (P, h)	16
2.3 Cycle fondamental de compression	16
2.3.1 Le cycle théorique	16
2.3.2 Le cycle réel	19
2.4 Bilan d'énergie	22
2.4.1 Compresseur	22
2.4.2 Condenseur	24
2.4.3 Détendeur	24
2.4.4 Evaporateur	24
2.5 Performance	25
2.6 Application du froid	25
2.7 Amélioration du cycle de base	25
2.7.1 Ajout d'une bouteille accumulatrice	26
2.7.2 Installation d'une bouteille intermédiaire	27
2.7.3 Installation d'un échangeur intermédiaire	28
2.7.4 Installation d'un échangeur entre deux compresseurs	28
2.7.5 Installation bi-étagée à injection totale	29
2.7.6 Installation en cascade	30
2.8 Notion de fluide frigorigène	31
2.8.1 Codification	31
2.8.2 Classification de sécurité	32
2.9 Exercices	32
Chapitre 3 : Composants d'une machine à compression de vapeur	39
3.1 Introduction	39
3.2 Les compresseurs frigorifiques	39
3.3 Comparaison des compresseurs	42
3.4 Les condenseurs	43
3.5 Les détendeurs	43
3.6 Les évaporateurs	44
3.7 Autres accessoires	45
3.8 Exercices	45

Chapitre 4 : Autres types de machines frigorifiques	50
4.1 Introduction	50
4.2 Les cycles frigorifiques à gaz	50
4.3 Les générateurs de froid à vortex	52
4.4 Machine frigorifique à absorption	53
4.5 Machines frigorifiques thermoélectriques	55
4.6 Exercices	55
Chapitre 5 : Pompe à chaleur	60
5.1 Introduction	60
5.2 Les sources d'énergie	60
5.2.1 Air	60
5.2.2 Eau	60
5.2.3 Sol	60
Chapitre 6 : Travaux pratiques	65
TP 1 pompe à chaleur	66
TP 2 pompe à chaleur	69
TP1 réfrigération à cycle réversible	73
TP2 réfrigération à cycle réversible	76
Diagramme (p,h) du réfrigérant R134a	80
Références	81

Liste des Figures et des Tableaux

Figure 1 – Schéma d’une installation frigorifique	9
Figure 2 – Cycle de Carnot	10
Figure 3 – Courbes paramétriques du diagramme (T, S)	15
Figure 4 – Courbes paramétriques du diagramme (P, h)	16
Figure 5a – Evolution de la température dans les échangeurs	17
Figure 5b – Circuit type	17
Figure 5 – Cycle théorique d’une machine frigorifique	17
Figure 6a – Diagramme (p, h)	19
Figure 6b - Diagramme (p, h)	19
Figure 6 – Tracé du cycle théorique	19
Figure 7a – Evolution de la température du circuit réel	20
Figure 7b – Schéma du circuit réel	20
Figure 7 – Cycle réel d’une machine frigorifique	20
Figure 8a - Diagramme (p, h)	21
Figure 8b - Diagramme (T, S)	22
Figure 8 – Tracé du cycle réel	22
Figure 9a - Schéma de l’installation	23
Figure 9b - Diagramme (p, h)	23
Figure 9 – Installation typique d’une machine frigorifique	23
Figure 10 – Installation d’une bouteille d’accumulation	26
Figure 11 – Installation d’une bouteille intermédiaire	26
Figure 12 – Installation d’un échangeur intermédiaire	27
Figure 13 – Installation d’un échangeur entre les deux compresseurs	28
Figure 14 – Installation bi-étagée à injection totale	29
Figure 15 – Installation en cascade	30
Figure 16 – Vue d’un compresseur hermétique	40
Figure 17 – Vue d’un compresseur semi-hermétique	40
Figure 18 – Vue d’un compresseur ouvert	40
Figure 19 – Vue d’un compresseur à piston	41
Figure 20 – Vue d’un compresseur Scroll	41
Figure 21– Vue d’un compresseur à vis	41
Figure 22 – Vue d’un compresseur centrifuge	42
Figure 23 – Vue de condenseur à air	43
Figure 24 – Vue d’un détendeur capillaire	44
Figure 25 – Vue d’un détendeur thermostatique	44
Figure 26 – vue d’un évaporateur à air	44
Figure 27– Vue d’un évaporateur à eau	45
Figure 28 – Schéma d’une installation frigorifique	45
Figure 29– Schéma d’une installation frigorifique à gaz	51
Figure 30 – Schéma d’une installation frigorifique à air	52
Figure 31– Principe du générateur de froid à Vortex	53
Figure 32 – Principe d’une machine frigorifique à absorption	54
Figure 33 – Principe d’une machine frigorifique thermoélectrique	55
Tableau 1 : caractéristique du fluide aux points de transformation d’un cycle théorique	18
Tableau 2 : caractéristique du fluide aux caractéristique d’un cycle réel	22
Tableau 3 : Comparaison des compresseurs	42
Tableau 4 : comparaison des modes de refroidissement	43
Tableau 5 : Les différents types de PAC	61

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
C	Course	m
COP	Coefficient de Performance	-
c_p	Chaleur massique à pression constante	J/kg.K
cst	Constant	-
D	Diamètre	m
E	Energie	J
h	Enthalpie	J
I	Courant	A
K	Coefficient de transfert de chaleur global	W/m ² .K
m	Masse	kg
\dot{m}	Débit massique	kg/s
N	Nombre de tours	tr/mn
p	Pression	N/m ²
P	Puissance	W
q	Débit volumique	m ³ /s
Q	Chaleur	J
\dot{Q}	Puissance de l'échangeur	W
R	Constante des gaz parfait	J/mol.K
S	Entropie	J/K
S_u	Surface	m ²
t	Temps	s
T	Température	K
U	Energie interne	J
U_c	Tension de courant	V
ν	Volume massique	m ³ /kg
W	Travail	J
\dot{W}	Puissance du compresseur	W
x	Titre	-

lettres greques

Δ	Différence	
η	Rendement	-
ε	Rendement du cycle	-
Φ	Flux thermique	W/m ²
γ	Coefficient adiabatique des gaz	-

Indice

a	Ambiance	F	Source Froide
abs	Absorption	h	Haut
asp	Aspiré	i	Idéal
b	Bas	is	Isentropique
bal	Balayé	k	Polytropique
c	critique	log	Logarithmique
car	Carnot	n	Indice
C	Source Chaude	r	Réel
comp	Compresseur	s	Sortie
e	Entrée	th	Thermique
eff	Effectif	tur	Turbine
f	Fraction	ν	Volumique

Introduction

Les machines frigorifiques permettent de maintenir et de produire une température inférieure à celle du milieu environnant, elles nécessitent alors un apport d'énergie sous forme électrique ou calorifique ; elles sont capables d'absorber de la chaleur du milieu à refroidir et de rejeter l'ensemble de l'énergie absorbée vers l'ambiance.

Le fonctionnement continu de ces machines nécessite un cycle, basé sur une compression-détente, le plus souvent accompagné d'une vaporisation et une condensation, une multitude de machines frigorifiques existent, les plus utilisés restent les systèmes à compression de vapeur.

Lorsque l'absorption de la chaleur de ce type de machines se fait dans le milieu environnemental, le rejet l'équivalent de l'énergie absorbée se produira dans une enceinte à chauffer, on parle alors de pompes à chaleur, qui sont basées sur le même principe technologique et dont l'utilité est la température obtenue est supérieure à celle de l'environnement.

La bonne connaissance de ces cycles frigorifiques est d'une importante capitale dans les installations thermiques industrielles puisque leurs applications ont touché tous les domaines comme le médical, l'agroalimentaire, chimique et pétrochimique, le stockage, le conditionnement industriel, et même domaine domestique.

Ce polycopié est scindé en cinq chapitres, le premier porte sur des généralités, le second traite le cycle thermodynamique d'une machine frigorifique à compression de vapeur, le troisième aborde les composants d'une machine à compression de vapeur, dans la quatrième chapitre on étudie les autres types de machines frigorifiques, et le dernier chapitre porte sur les pompes à chaleur ; des exemples corrigés sont insérés à chaque fin de chapitre, et on close le document avec des fiches de travaux pratiques sur les machines frigorifiques et les pompes à chaleur.

La préparation de ce polycopié a suivi la ligne directrice du canevas du ministère de l'enseignement supérieure et de la recherche scientifique, et a été fortement inspiré du livre Thermodynamics : an engineering approach de Cengel, Y. A., & Boles, M. A. [01], du livre ASHRAE handbook: fundamentals [02], ainsi que du document Théorie des machines frigorifiques. Machine à compression mécanique. Techniques de l'ingénieur [03].

Ce document est destiné aux étudiants en Licence de mécanique spécialité énergétique, il leur permet d'acquérir les outils nécessaires et les bases pour la compréhension des systèmes frigorifiques des installations thermiques en milieu industriel, il peut être aussi un document de référence pour les bureaux d'étude en énergétiques, ou les installateurs et les réparateurs du domaine du froid.

Pour toute suggestion ou remarque concernant le présent document, veuillez me contacter par email à l'adresse suivante : touhamibaki@gmail.com

Chapitre 1 : Généralités

1.1 Historique du froid

Le froid est une sensation humaine dû aux températures basses contraire au chaud, on a tendance à se vêtir pour se prémunir du froid.

Le froid a été utilisé pour la conservation des aliments depuis les temps anciens, dans les pays nordiques on enfuit les aliments dans la glace pour les conserver, les romains ramenaient les blocs de glace des hauteurs de montagnes pour une utilisation ultérieure en les conservant hermétiquement ; au moyen âge on conservait les aliments dans les caves de châteaux ; Avec l'arrivée des chemins de fer on exploitait la glace des glaciers comme matières premières dans les villes européennes.

On a constaté que le mélange de certains produits abaissé la température de la solution obtenue, l'écrivain arabe Ibn Abi Usaibia (ابن أبي أصيبعة) a été le premier à avoir invoqué l'usage des mélanges en Inde au 4ème siècle dans son livre, l'usage du mélange du nitrate de potassium appelé communément le salpêtre a été cité par le médecin italien Zimara, à Padoue (1530) et le médecin espagnol Blas Villafranca à Rome (1550). Battista Porta (1589) et Tancredo (1607) avait relaté que le mélange de sels et de neige abaissait la température.

- En 1756, William Cullen donne en public la première démonstration de l'obtention de la glace, en créant le vide dans un récipient contenant de l'éther, qui en absorbant la chaleur commence à bouillir, cette chaleur refroidissait l'eau en contact avec le récipient de l'éther, on obtenait alors de faibles quantités de glaces.
- En 1805, Olivier Evans a donné la première description d'un cycle d'une machine frigorifique à compression de vapeur.
- En 1835, Jacob Perkins a breveté un modèle d'une machine frigorifique à compression de vapeur fonctionnant à l'éther éthylique.
- En 1855, James Harrison a breveté des machines à compression qui ont eu un succès industriel, les machines étaient fabriquées en Angleterre et produisaient de la glace et refroidissaient les saumures.
- En 1857, Ferdinand Carré met au point la première machine frigorifique à absorption en fonctionnement continu, en utilisant le couple eau- ammoniac.
- En 1869, Charles Tellier développa la première installation de conservation des aliments, et en 1876 il aménagea un navire et a réussi à transporter de la viande de Buenos Aires à Rouen.
- En 1920 se développe l'utilisation des réfrigérateurs domestiques à grande échelle sous la marque Frigidaire aux Etats Unis et se répand jusqu'en Europe.

Au départ le fluide frigorigène utilisé était l'éther éthylique, est apparu alors d'autres fluides ; l'éther di-méthyle était utilisé par le Charles Tellier, le dioxyde de carbone CO₂ par Thaddeus Lowe ; l'ammoniac NH₃ est expérimenté d'abord par Tellier, puis utilisé par David Boyle et Carl Von Linde, le dioxyde de soufre SO₂ par Raoul Pierre Pictet, le chlorure de méthyle (chlorométhane) CH₃Cl, utilisé pour la première fois par C. Vincent en 1878.

Une équipe américaine de Frigidaire Corporation s'est inspiré des travaux de Swarts a alors utilisé les hydrocarbures fluorés et a mis au point en 1930 la production des premiers frigorigènes fluorés ; sont apparus successivement le premier CFC, le R12 (CF₂Cl₂) en 1931, puis le premier HCFC, le R22 (CHF₂Cl), en 1934 et, en 1961, le premier mélange azéotropique R502 (R22/R115).

1.2 Cycle de Carnot

Une machine frigorifique est un équipement qui permet d'extraire de la chaleur d'un espace moins chaud que l'environnement ; le même équipement peut ajouter de la chaleur à un espace plus chaud que l'environnement, il s'agit alors d'une pompe à chaleur.

Il existe plusieurs processus permettant d'obtenir la réfrigération, le plus répandu est le cycle de compression de vapeur, le cycle d'absorption de la vapeur est fréquemment utilisé lorsqu'une source de chaleur économique est disponible, les systèmes à jets de vapeur sont également utilisés ; les cycles frigorifiques à air permettent d'obtenir des températures très basses.

Le cycle de compression de vapeur est un procédé de réfrigération mécanique, est considéré comme un cycle thermique inversé, en effet la figure 1 montre l'extraction de la chaleur Q_F d'un corps froid maintenu à une température T_F , de même une quantité chaleur Q_C est injectée à un corps chaud maintenu à une température T_C , le procédé nécessite alors un travail W .

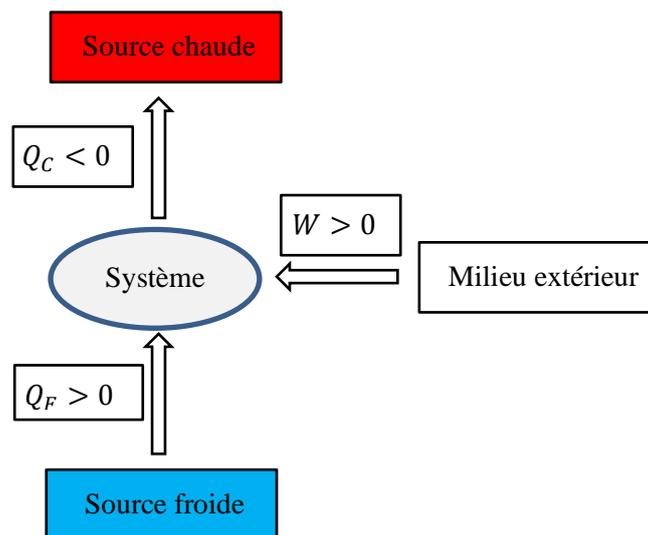


Figure 1 – Schéma d'une installation frigorifique

Le cycle de Carnot est un cycle thermodynamique théorique constitué de quatre transformations, deux isothermes réversibles et deux adiabatiques réversibles donc isentropiques, le chemin parcouru est le sens trigonométrique ; il est considéré comme le moyen le plus efficace de transférer de la chaleur d'une source froide vers une source chaude en consommant du travail.

Les machines frigorifiques et les pompes à chaleur reçoivent de la chaleur de la source froide et du travail du milieu extérieur et donnent le tout sous forme de chaleur à la source chaude.

Le cycle frigorifique de Carnot est représenté dans un diagramme (T, S) par un rectangle, comme indiqué dans la figure 2, il est constitué de quatre transformations successives :

- DC : détente isotherme, la chaleur passe de l'espace froid au fluide
- CB : compression adiabatique
- BA : compression isotherme, la chaleur passe du fluide à l'espace chaud
- AD : détente adiabatique

Avec

- Q_F : Quantité de chaleur extraite de la source froide (Positive, en J)
- Q_C : Quantité de chaleur injectée dans la source chaude (Négative, en J)
- W : travail nécessaire pour la transformation (Positif en J)
- T_F : Température de la source froide constante (en K)
- T_C : Température de la source chaude constante (en K)

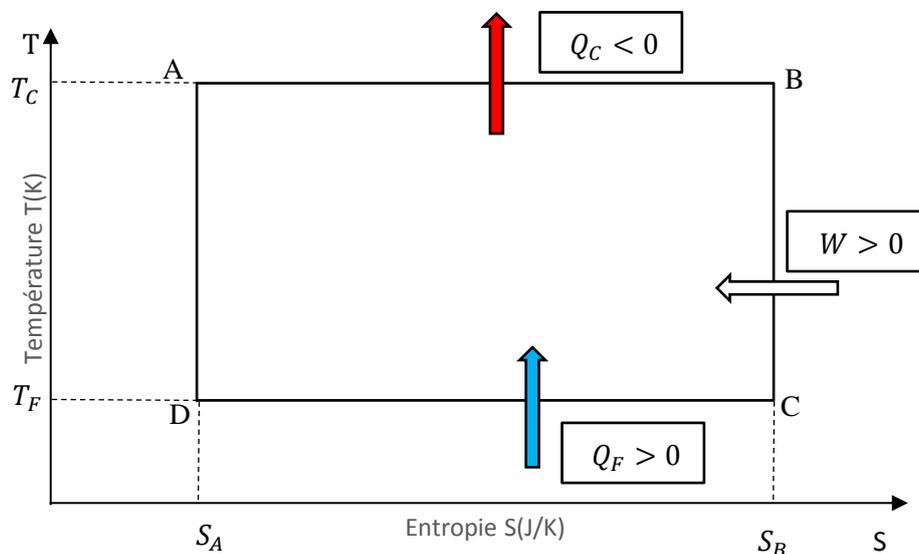


Figure 2 – Cycle de Carnot

1.3 Efficacité d'un cycle de Carnot

Le cycle de Carnot étant un cycle théorique, de ce fait plusieurs systèmes thermodynamiques définissent une efficacité à partir du cycle de Carnot.

La performance d'un système étant défini par le rapport de l'énergie utile récupérée en entrée à l'énergie fournie en sortie à ce système, le coefficient de performance (COP) est défini par :

$$COP = \frac{\text{Energie utile en Sortie}}{\text{Energie fournie en Entrée}} \quad (1-1)$$

1.4 Le COP d'une machine frigorifique

Pour une machine frigorifique, la performance est le rapport de la chaleur extraite de la source froide Q_F rapportée au travail fourni en général sous forme d'énergie électrique W , ce qui donne :

$$COP = \frac{Q_F}{W} \quad (1-2)$$

Sachant que

$$\Delta U = W + Q \quad (1-3)$$

Pour un cycle fermé

$$\Delta U = 0 \quad (1-4)$$

Ce qui donne pour le cas d'un cycle fermé

$$W = -(Q_F + Q_C) \quad (1-5)$$

On remplace, et on obtient

$$COP = \frac{Q_F}{-Q_F - Q_C} \quad (1-6)$$

avec $Q_F > 0$ et $W > 0$, On a

$$COP = \frac{Q_F}{-Q_F - Q_C} = \frac{1}{-1 - \frac{Q_C}{Q_F}} \quad (1-7)$$

L'efficacité maximale est obtenue pour

$$\frac{Q_C}{Q_F} = -\frac{T_C}{T_F} \quad (1-8)$$

Après transformation, on a

$$COP = \frac{1}{-1 - \frac{Q_C}{Q_F}} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \quad (1-9)$$

Ce qui donne finalement le coefficient de performance pour une machine frigorifique est :

$$COP = \frac{T_F}{T_C - T_F} \quad (1-10)$$

1.5 Le COP d'une pompe à chaleur

Dans une pompe à chaleur, on s'intéresse à la chaleur injectée dans la source chaude, avec $Q_C < 0$ et $W > 0$, on définit le COP par :

$$COP = \frac{-Q_C}{W} \quad (1-11)$$

Ce qui donne

$$COP = \frac{-Q_C}{-Q_F - Q_C} = \frac{1}{1 + \frac{Q_C}{Q_F}} \quad (1-12)$$

L'efficacité maximale est obtenue pour

$$\frac{Q_C}{Q_F} = -\frac{T_F}{T_C} \quad (1-13)$$

Après transformation, on a

$$COP = \frac{1}{1 + \frac{Q_C}{Q_F}} = \frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C}} = \frac{T_C}{T_C - T_F} \quad (1-14)$$

Ce qui donne finalement le coefficient de performance pour une pompe à chaleur est :

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} \quad (1-15)$$

Dans tous les cas le coefficient de performance est supérieur à l'unité, et devient important lorsque les températures des sources chaude et froide sont proches.

1.6 Rendement du cycle

En réalité le travail nécessaire pour accomplir les opérations de compression sont toujours accompagnés d'irréversibilités, et le coefficient de performance obtenu est inférieur à celui idéal (Carnot) ; on définit alors le rendement du cycle, comme étant le rapport entre le COP réel et celui de Carnot

$$\varepsilon = \frac{COP_{réel}}{COP_{Carnot}} \quad (1-16)$$

1.7 Exercices

Exercice 1 :

on veut maintenir une source froide d'une machine frigorifique à $T_F = 255K$, la source chaude de l'atmosphère est de $T_C = 300K$.

Correction :

On calcule le COP d'une machine frigorifique et on obtient :

$$COP = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{255}{300 - 255} = 5,67$$

On retire 5,67 Joules de chaleur de la source froide pour un travail fourni de 1 Joule.

Exercice 2 :

Si la température extérieure est de $T_F = 260K$, on veut maintenir l'intérieur d'une pièce à $T_C = 290K$ avec une pompe à chaleur.

Correction :

On calcule le COP d'une pompe à chaleur et on obtient

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} = \frac{290}{290 - 260} = 9,67$$

On récupère 9,67 Joules de chaleur injecté dans la source chaude pour un travail fourni de 1 Joule.

Exercice 3 :

Un réfrigérateur idéal fonctionne dans une pièce où la température est de 20°C et consomme une puissance de 0,75 kW, on veut maintenir le réfrigérateur à 5°C, quel est la quantité de chaleur à extraire en une minute.

Correction :

On calcule le coefficient de performance, qui donne :

$$COP = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{(5 + 273)}{(20 + 273) - (5 + 273)} = 18,5$$

Et la quantité de chaleur vaut :

$$\dot{Q}_F = COP \cdot \dot{W} = 18,5 \cdot 0,75 = 13,88 kW = 832,8 kJ/mn$$

Exercice 4 :

Un réfrigérateur Carnot fonctionne dans une pièce où la température est de 25°C. Le réfrigérateur consomme 500 W de puissance en fonctionnement, et a un COP de 4,5. Déterminer :

- La quantité de chaleur à extraire de l'espace réfrigéré
- La température de l'espace réfrigéré

Correction :

La chaleur à extraire de l'espace réfrigéré est :

$$\dot{Q}_F = COP \cdot \dot{W} = 4,5 \cdot 0,5 = 2,25 kW$$

Sachant que le COP est déterminé par

$$COP = \frac{T_F}{T_C - T_F}, \text{ on tire } T_F = \frac{COP \cdot T_C}{COP + 1}$$

Le résultat est :

$$T_F = \frac{4,5 \cdot (25 + 273)}{4,5 + 1} = 243,82 K = -29,2^\circ C$$

Exercice 5 :

Un système de climatisation idéal permet de transférer la quantité de chaleur d'une maison de 75 kJ/s pour maintenir sa température à 22°C. Si à l'extérieur la température de l'air est de 32°C, déterminez la puissance requise faire fonctionner ce système de climatisation.

Correction :

Le COP d'un climatiseur est :

$$COP = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{(22 + 273)}{(32 + 273) - (22 + 273)} = 29,5$$

La puissance absorbée par le système de climatisation est :

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_F}{COP} = \frac{75}{29,5} = 2,54kW$$

Chapitre 2 : Cycle thermodynamique d'une machine à compression de vapeur

2.1 Rappel sur les diagrammes (T, S) et (P, h)

Dans les installations frigorifiques et celle des pompes à chaleur, on utilise deux types de diagrammes généralement :

- Le diagramme (T, S) Température-Entropie
- Le diagramme (P, h) Logarithme de la pression-Enthalpie

2.1.1 Le diagramme (T, S)

Les courbes iso-paramétriques de la figure 3 du diagramme (T, S) présentent certaines particularités, que sont :

- Les isothermes sont horizontales
- Les adiabatiques réversibles (isentropiques) sont verticales
- Les adiabatiques irréversibles sont des courbes inclinées dans le sens des entropies croissantes
- Les isotitriques passent toutes par le point critique
- Les isochores change de direction à la courbe de saturation
- Le cycle de Carnot est représenté par un rectangle
- L'aire en dessous de la courbe représente la quantité de chaleur échangée
- L'aire d'un cycle fermé représente le travail fourni

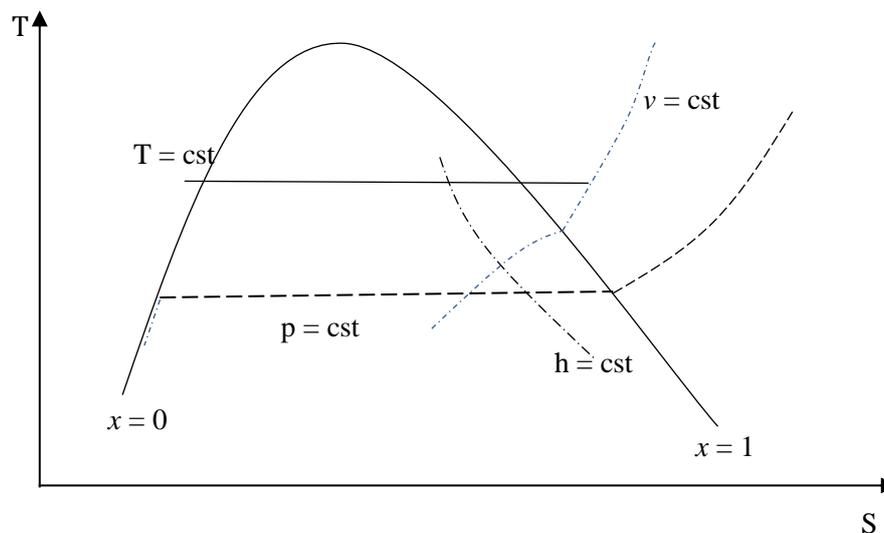


Figure 3 – Courbes paramétriques du diagramme (T, S)

2.1.2 Le diagramme (P, h)

Les courbes iso-paramétriques de la figure 4 du diagramme (P, h) présentent certaines particularités, que sont :

- Les isobares sont horizontales
- Les isenthalpiques sont verticales
- Les isothermes sont pratiquement verticales dans la zone liquide, horizontales dans la zone de mélange et décroissantes dans la zone de vapeur
- Les isochores sont croissantes avec un changement de direction à la courbe de saturation

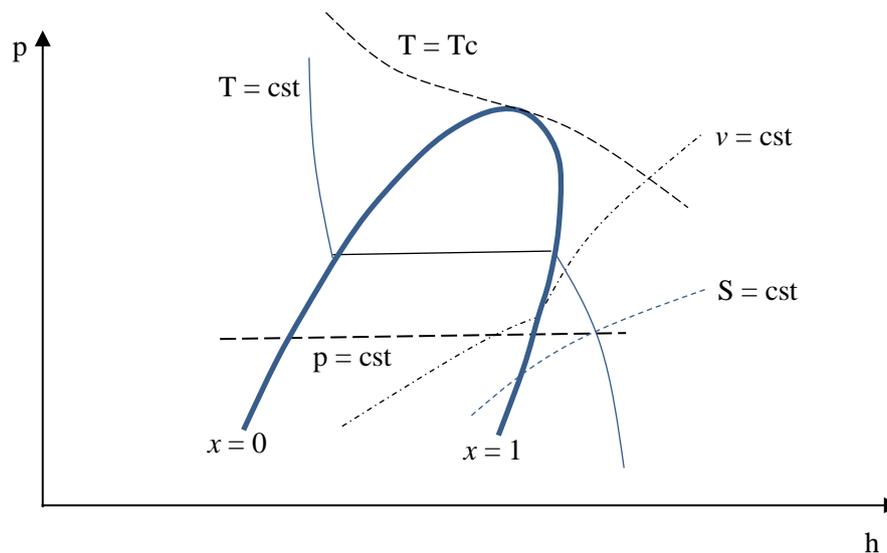


Figure 4 – Courbes paramétriques du diagramme (P, h)

2.3 Cycle fondamental de compression

Il existe des cycles à compression à un étage de pression ou multi-étages, des cycles de compression utilisant un seul fluide frigorigène pur ou un mélange de plusieurs fluides frigorigènes.

On utilise un étage de compression lorsque les températures de fonctionnement ne sont pas trop basses, soit autour de -20°C , ou pour la plupart des pompes à chaleur, de tels systèmes sont extrêmement répandus.

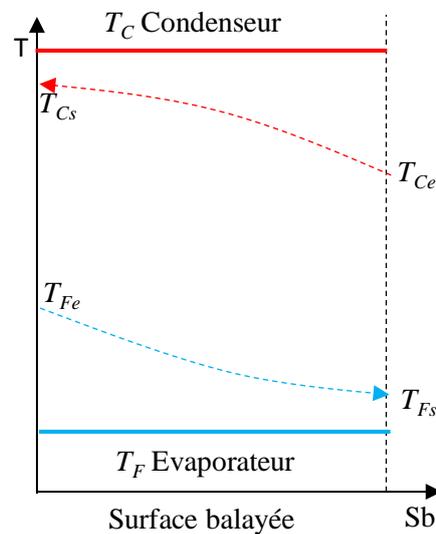
2.3.1 Le cycle théorique

La figure 5a indique le cycle fondamental à compression à un seul étage, la figure 5b montre l'évolution théorique des températures du fluide frigorigène ainsi que les fluides caloporteurs froid et chaud dans les échangeurs, l'installation à un étage est considérée comme la machine de base, simple et symétrique, elle comprend les éléments suivants :

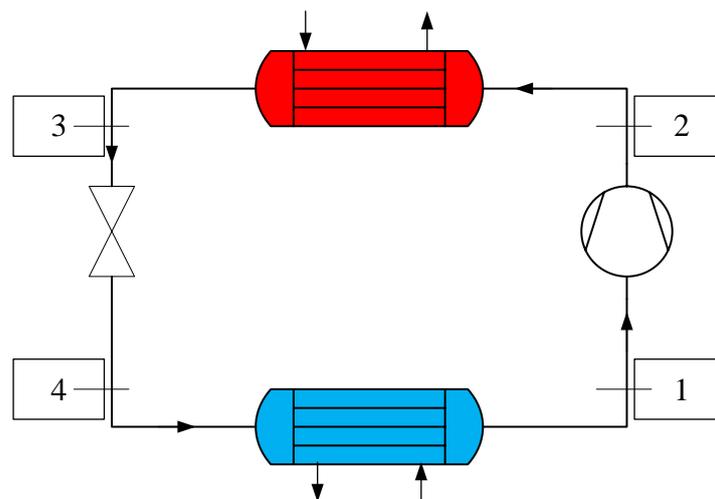
- L'évaporateur permet la vaporisation du fluide frigorigène, qui passe du point 4 au point 1, en absorbant la chaleur du fluide caloporteur en circulation à l'intérieur et se refroidit

de la température T_{Fe} à la température T_{Fs} , la vapeur qui sort de l'évaporateur est saturée, le phénomène de l'évaporation se produit à la température T_F , et qui correspond à la pression d'évaporation p_F , la température de l'évaporation reste inférieure aux températures de sorties et d'entrée du fluide caloporteur, on a $T_F < T_{Fs} < T_{Fe}$.

- Le compresseur aspire le fluide frigorigène du point 1 sous forme de vapeur saturée à la pression p_F venant de l'évaporateur et le comprime jusqu'à une pression de refoulement p_C pour l'injecter dans le condenseur au point 2, le fluide frigorigène est toujours sous forme de vapeur.



a) Evolution de la température dans les échangeurs



b) Circuit type

Figure 5 – Cycle théorique d'une machine frigorifique

- Le condenseur condense le fluide frigorigène en cédant la chaleur au fluide caloporteur, le fluide frigorigène entre dans le condenseur à l'état vapeur au point 2 et sort à l'état

liquide saturé au point 3, l'opération de condensation s'effectue à la température T_C correspondant à la pression de condensation p_C , le fluide caloporteur s'échauffe de la température T_{Ce} à la température T_{Cs} , on a $T_C > T_{Cs} > T_{Ce}$.

- Le détendeur détend le fluide frigorigène qui passe de la pression p_C à la pression p_F , ce même fluide étant à la sortie du condenseur à l'état liquide saturé au point 3 sort du détendeur à l'état de mélange de liquide et de vapeur au point 4 ; en sortant du détendeur le fluide frigorigène alimente l'évaporateur et le cycle reprend.

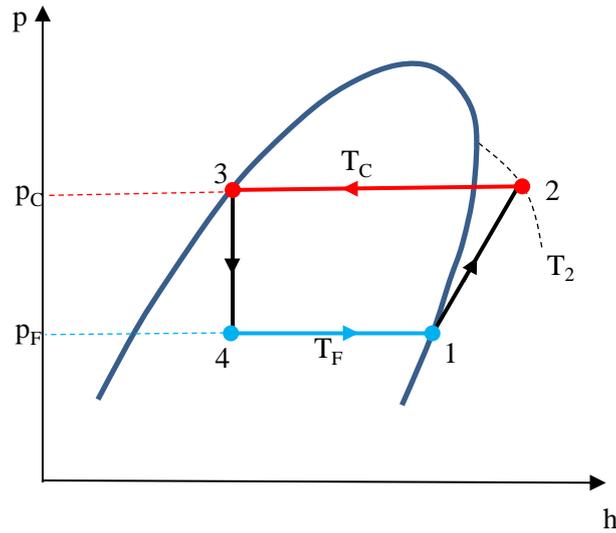
Le tracé du cycle théorique d'une machine frigorifique est indiqué dans la figure 6, les figures 6a et 6b montrent l'évolution des transformations en passant par les différentes étapes respectivement dans un diagramme (p, h) et un diagramme (T, S), le point 4 se situe sous la courbe de saturation puisqu'à la sortie du détendeur le fluide frigorigène est à l'état de mélange de liquide et de vapeur, ensuite le fluide subit les opérations suivantes successives :

- Du point 4 au point 1, le fluide est à l'intérieur de l'évaporateur où il absorbe de la chaleur sa pression p_F et sa température T_F restent constantes, dans le diagramme (p, h) l'évolution est indiquée par une ligne horizontale correspondant à une pression constante p_F de même dans le diagramme (T, S) la transformation suit une ligne horizontale parce que la température T_F reste constante, le point 1 se situe sur la courbe de saturation, la vapeur sortante de l'évaporateur est saturée.
- Du point 1 au point 2, le fluide est comprimé de la pression p_F à la pression p_C , la transformation est considérée adiabatique réversible, dans le diagramme (p, h), elle évolue selon une ligne isentropique, dans le diagramme (T, S) la transformation est une ligne horizontale puisqu'elle est à S constante.
- Du point 2 au point 3, le fluide frigorigène sortant du compresseur avec une température T_4 se refroidit jusqu'à la température T_C puis se condense, toute la transformation se fait à la pression p_C qui reste constante, l'évolution est visible sur une ligne horizontale dans le diagramme (p, h), dans le diagramme (T, S) la température décroît de T_4 jusqu'à T_C et qui reste constante pendant la condensation, au point 3 le fluide est à l'état liquide saturé et se situe sur la courbe de saturation.
- Du point 3 au point 4, le fluide subit une détente rapide de la pression p_C à la pression p_F , son enthalpie reste constante, elle est symbolisée par une ligne verticale dans le diagramme (p, h), si l'entrée du détendeur le fluide était à l'état liquide saturé, à sa sortie le fluide est un mélange de liquide et de vapeur avec un titre x en vapeur, le point 4 est le seul qui se trouve à l'intérieur de la courbe de saturation.

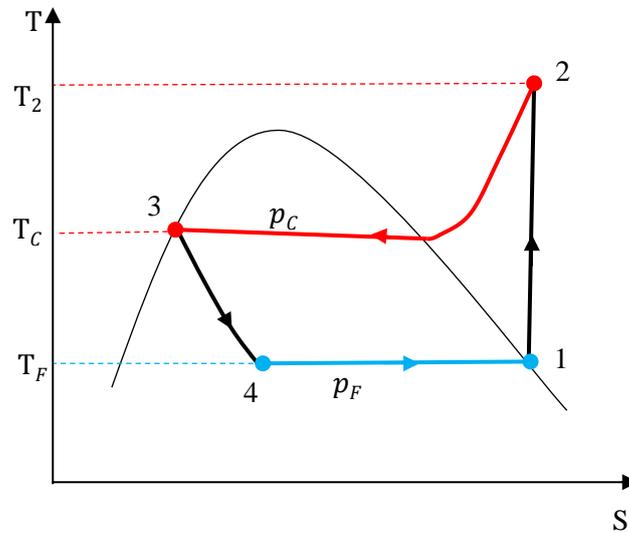
Un récapitulatif des points de fins de transformations sont regroupés dans le tableau 1, montrant l'état du fluide frigorigène, la pression et la température.

Tableau 1 : caractéristique du fluide aux points de transformation d'un cycle théorique

Point	Température	Pression	Etat du fluide
1	T_F	p_F	Vapeur saturée
2	T_4	p_C	Vapeur surchauffée
3	T_C	p_C	Liquide saturé
4	T_F	p_F	Mélange avec titre x



a) Diagramme (p, h)

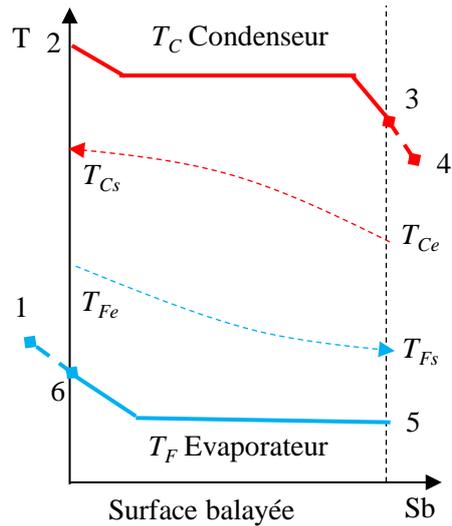


b) Diagramme (T, S)

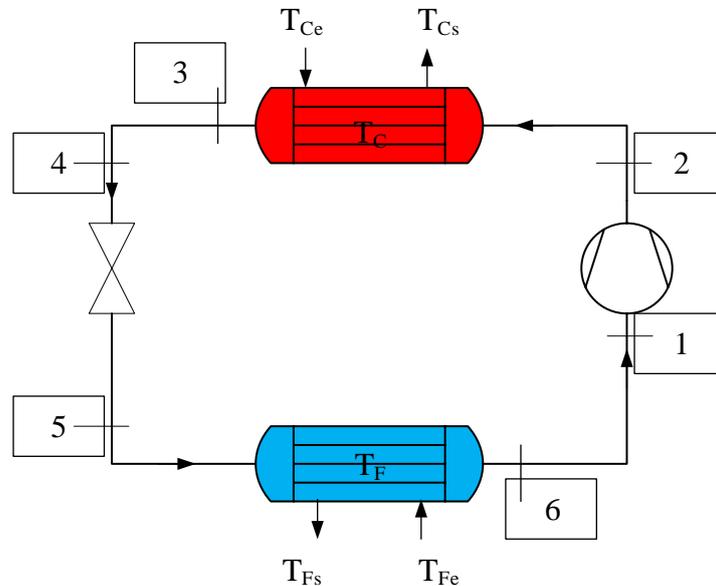
Figure 6 – Tracé du cycle théorique

2.3.2 Le cycle réel

Partant d'une machine frigorifique constituée des quatre éléments suscités à savoir, le compresseur, le condenseur, le détendeur, et l'évaporateur indiqué sur la figure 7a ; le tracé réel des températures aux niveaux des deux échangeurs diffère de celui d'un cycle théorique montré sur la figure 7b, les pertes de charges dues à la circulation du fluide frigorigène à l'intérieur des tuyauteries seront négligées.



a) Evolution de la température du circuit réel

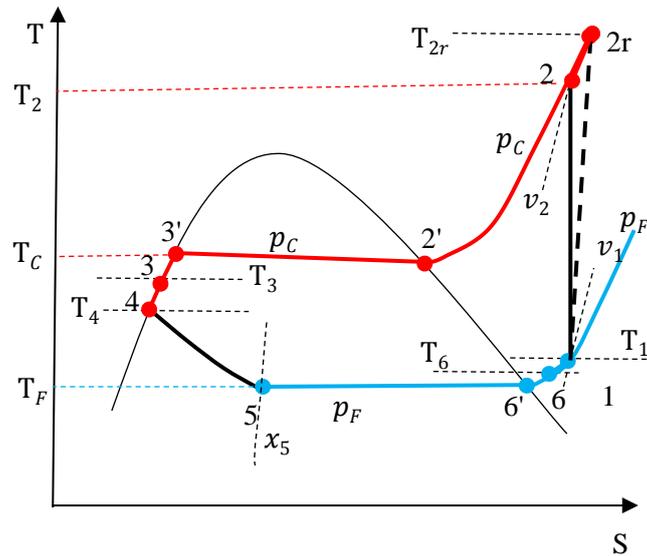


b) Schéma du circuit réel

Figure 7 – Cycle réel d'une machine frigorifique

Les points caractéristiques du tracé d'un circuit du cycle réel d'une machine frigorifique sont portés sur la figure 8, la figure 8a montre le cycle sur un diagramme (p, h) et 8b celui d'un diagramme (T, S) , le point 5 qui est celui de la sortie du détendeur se situe à l'intérieur des courbes de saturation avec un mélange de liquide et de vapeur du fluide frigorigène, l'évolution des transformations sont indiqués ci-dessous :

- Du point 5 au point 6, le fluide frigorigène est à l'intérieur de l'évaporateur sa pression p_c reste constante, il entre au point 5 à l'état de mélange et absorbe de la chaleur en se vaporisant, au point 6' il est à l'état vapeur saturé, entre les points 6' et 6 le fluide



b) Diagramme (T, S)

Figure 8 – Tracé du cycle réel

Un récapitulatif des points caractéristiques sont regroupés dans le tableau 2, montrant l'état du fluide frigorigène, la pression et la température.

Tableau 2 : caractéristique du fluide aux caractéristique d'un cycle réel

Point	Température	Pression	Etat du fluide
1	T_1	p_F	Vapeur surchauffée
2	T_2	p_C	Vapeur surchauffée
2'	T_C	p_C	Vapeur saturée
3'	T_C	p_C	Liquide saturé
3	T_3	p_C	Liquide sous-refroidi
4	T_4	p_C	Liquide sous-refroidi
5	T_F	p_F	Mélange avec titre x
6'	T_F	p_F	Vapeur saturée
6	T_6	p_F	Vapeur surchauffée

2.4 Bilan d'énergie

Pour une machine frigorifique typique composé de quatre éléments voire la figure 9 suivante schématisant le graphique et le cycle dans un diagramme (p, h), le bilan d'énergie a été fait en vue de connaître les entrées et les sorties de chaque composant séparément.

2.4.1 Compresseur

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W} = \dot{m}_2 h_2 \quad (1-17)$$

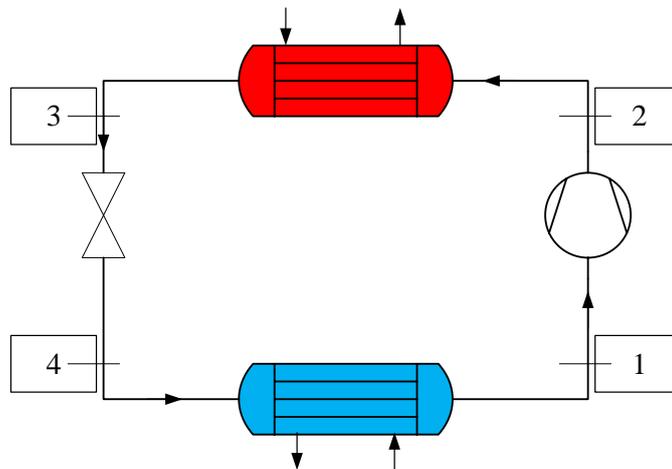
Le débit massique entrant et sortant reste le même, on divise par cette quantité et on obtient

$$h_1 + W = h_2 \quad (1-18)$$

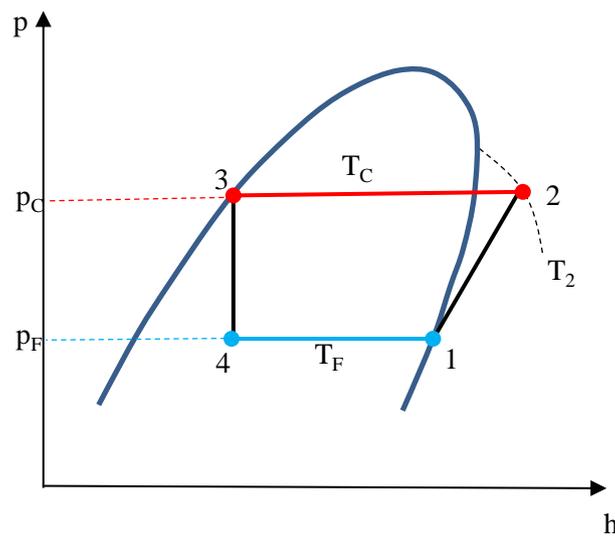
Ce qui se réduit à :

$$W = h_2 - h_1 \quad (1-19)$$

Le travail fourni par le compresseur se réduit à la variation d'enthalpie entre la sortie et l'entrée, lorsque la transformation est considérée comme isentropique.



a) Schéma de l'installation



b) Diagramme (p, h)

Figure 9 – Installation typique d'une machine frigorifique

De tous les composants d'une installation frigorifique, c'est le compresseur qui s'écarte le plus des paramètres théoriques, pour ce des rendements ont été introduits pour en tenir compte.

Le rendement volumétrique compare le volume réellement aspiré par rapport au volume balayé, il vaut :

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_{asp}}{\dot{V}_b} \quad (1-20)$$

Le rendement isentropique compare la variation d'enthalpie d'une compression isentropique par rapport à une variation d'enthalpie réellement subie :

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_r} \quad (1-21)$$

2.4.2 Condenseur

Le bilan est :

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_C \quad (1-22)$$

On divise par le débit massique, on obtient

$$h_2 = h_3 + Q_C \quad (1-23)$$

Ce qui donne :

$$Q_C = -(h_3 - h_2) \quad (1-24)$$

La quantité de chaleur échangée par le condenseur est cédée par le fluide frigorigène au milieu extérieur.

2.4.3 Détendeur

Le bilan est :

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 \quad (1-25)$$

Au niveau du détendeur, il n'y a ni échange de chaleur, ni travail fourni.

2.4.4 Évaporateur

Le bilan de l'évaporateur est :

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_F = \dot{m}_1 h_1 \quad (1-26)$$

On divise par le débit massique, on obtient

$$h_4 + Q_F = h_1 \quad (1-27)$$

Ce qui donne :

$$Q_F = h_1 - h_4 \quad (1-28)$$

La chaleur Q_F est absorbée par le fluide frigorigène, c'est la quantité de chaleur utile de l'installation frigorifique, elle permet le refroidissement du lieu où se trouve l'évaporateur.

En sommant l'ensemble des équations (1-19), (1-24) et (1-29) on obtient pour un cycle la relation suivante :

$$W + Q_C + Q_F = 0 \quad (1-29)$$

2.5 Performance

Une machine frigorifique est considérée comme performante lorsqu'elle fournit le maximum de production frigorifique pour un travail minimum, c'est la définition du coefficient de performance lui-même, on alors :

$$COP = \frac{Q_F}{W} \quad (1-30)$$

En remplaçant par les variations d'enthalpies correspondantes on a :

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1-31)$$

De même pour une pompe à chaleur la performance est comptabilisée en comparant la chaleur cédée par le condenseur au travail fourni par le compresseur, ce qui donne :

$$COP = \frac{Q_C}{W} \quad (1-30)$$

En remplaçant par les variations d'enthalpies correspondantes on a :

$$COP = \frac{-(h_3 - h_2)}{h_2 - h_1} \quad (1-31)$$

2.6 Application du froid

L'utilisation du froid actuellement est très variés par son intensité et son utilisation, elle touche pratiquement tous les domaines de la vie et celui industriel, mais l'utilisation la plus répandu est :

La conservation des aliments que ce soit au niveau domestique avec l'utilisation des réfrigérateurs et des congélateurs ou au niveau industriel avec la transformation, le stockage et la distribution ; on retrouve deux niveaux de froid, la réfrigération lorsque la température est autour de 0°C, et la congélation avec une température qui descend à -20°C.

Les applications importantes au niveau industriel sont la préparation et la liquéfaction des gaz industriels et d'hydrocarbures, en effet des systèmes complexes sont montés pour obtenir des températures très basses pour les process de distillation, séparation et traitement dans les domaines de génie des procédés et de pétrochimie.

Le conditionnement d'air et la climatisation individuelle ou collective prend une part importante de plus en plus en vue d'assurer le confort et le bien-être, pratiquement tous les lieux publics où il y a des flux importants de personnes, sont dotés d'équipements pour le chauffage et la climatisation en été.

Il existe aussi des installations industrielles qui nécessitent le refroidissement de leurs procédés de fabrication, de stockage et de distribution.

2.7 Amélioration du cycle de base

Partant d'une installation frigorifique composé des quatre éléments, son coefficient de performance peut être amélioré, en ajoutant certains accessoires ou en modifiant le parcours du fluide.

2.7.1 Ajout d'une bouteille accumulatrice

En ajoutant une bouteille à l'entrée du détendeur, voir la figure 10, le liquide s'accumulera et le détendeur sera alimenté de la partie basse, ceci permettra d'avoir avec assurance du liquide qui alimentera le détendeur, la chute de pression se fera directement de la courbe de saturation, sans cette bouteille il est possible d'avoir à l'entrée du détendeur un mélange de liquide et de vapeur.

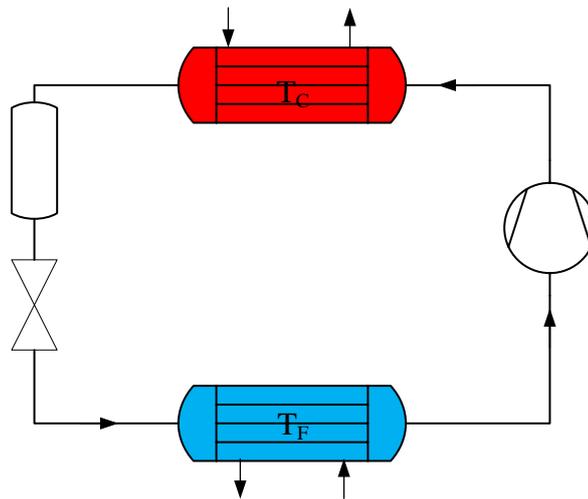


Figure 10 – Installation d'une bouteille d'accumulation

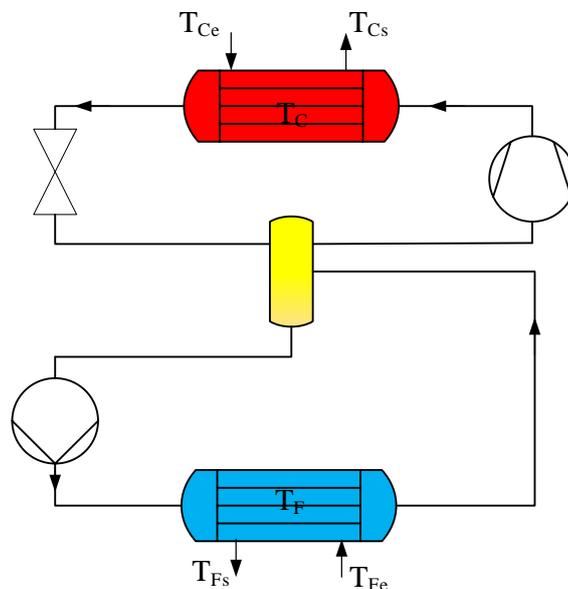


Figure 11 – Installation d'une bouteille intermédiaire

2.7.2 Installation d'une bouteille intermédiaire

L'installation d'une bouteille intermédiaire, indiqué sur la figure 11, va améliorer l'alimentation de l'évaporateur et du compresseur, l'évaporateur sera alimenté par de fluide frigorigène sous l'état liquide saturé, et le compresseur sera alimenté par la partie supérieure en fluide frigorigène à l'état vapeur saturé, ce procédé n'influe pas sur les puissances mais améliore le fonctionnement.

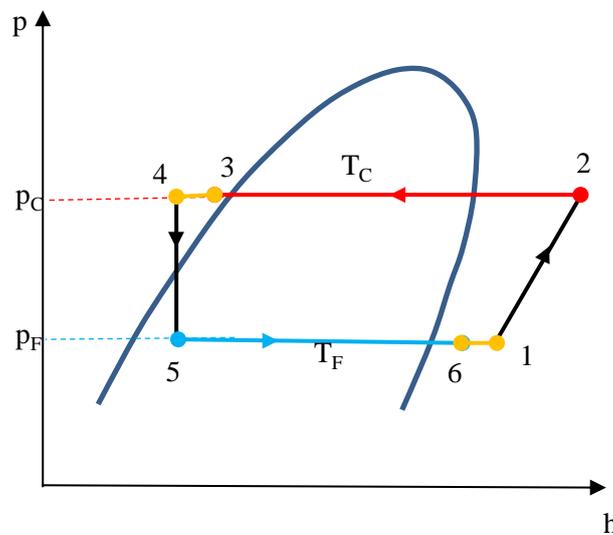
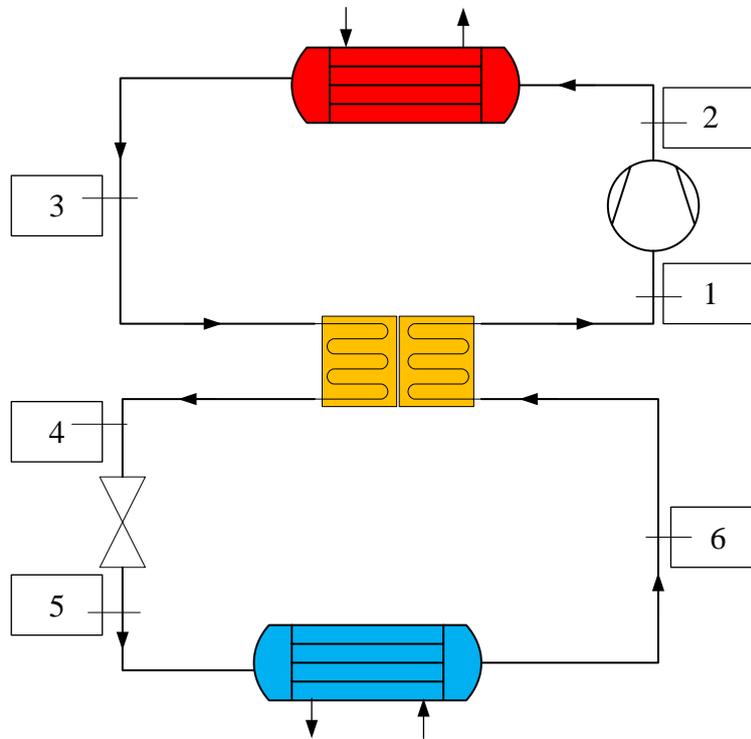


Figure 12 – Installation d'un échangeur intermédiaire

2.7.3 Installation d'un échangeur intermédiaire

L'échangeur intermédiaire permettra de coupler le sous-refroidissement du liquide à la surchauffe de la vapeur saturée, voir la figure 12, la variation d'enthalpie aux bornes de l'évaporateur se trouve augmentée et donc la puissance frigorifique pour le même travail fourni par le compresseur, il est possible avec ce procédé d'utiliser des températures encore plus basses.

2.7.4 Installation d'un échangeur entre deux compresseurs

C'est un type d'installation de compression bi-étagée montré dans la figure 13, où on modifie seulement la compression les autres éléments restants intacts, par ce procédé on réduit la puissance de compression, on améliore ainsi le coefficient de performance.

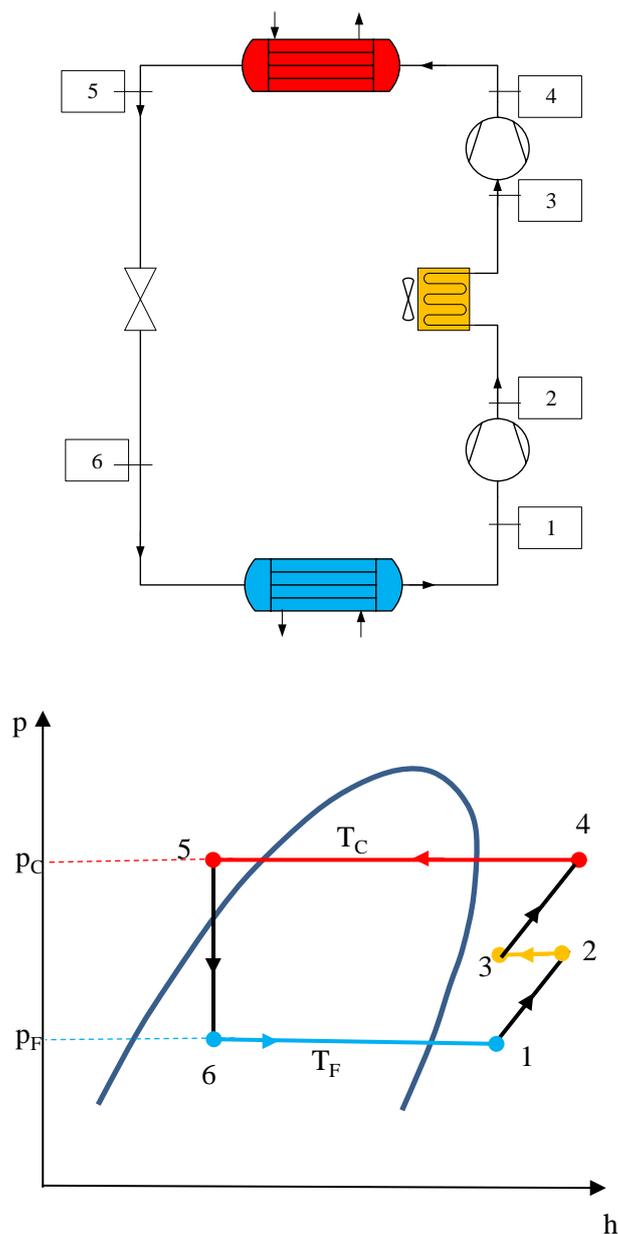


Figure 13 – Installation d'un échangeur entre les deux compresseurs

2.7.5 Installation bi-étagée à injection totale

Deux cycles interdépendants sont utilisés avec trois niveaux de pression et une bouteille intermédiaire, schématisé dans la figure 14, le premier circuit de la haute est composé d'un compresseur d'un condenseur et d'un détendeur, le second celui de la basse pression est composé d'un compresseur d'un évaporateur et d'un détendeur ; des améliorations importantes peuvent être réalisés, en diminuant la puissance de compression, en augmentant la puissance frigorifique de l'évaporateur, d'où une augmentation du coefficient de performance.

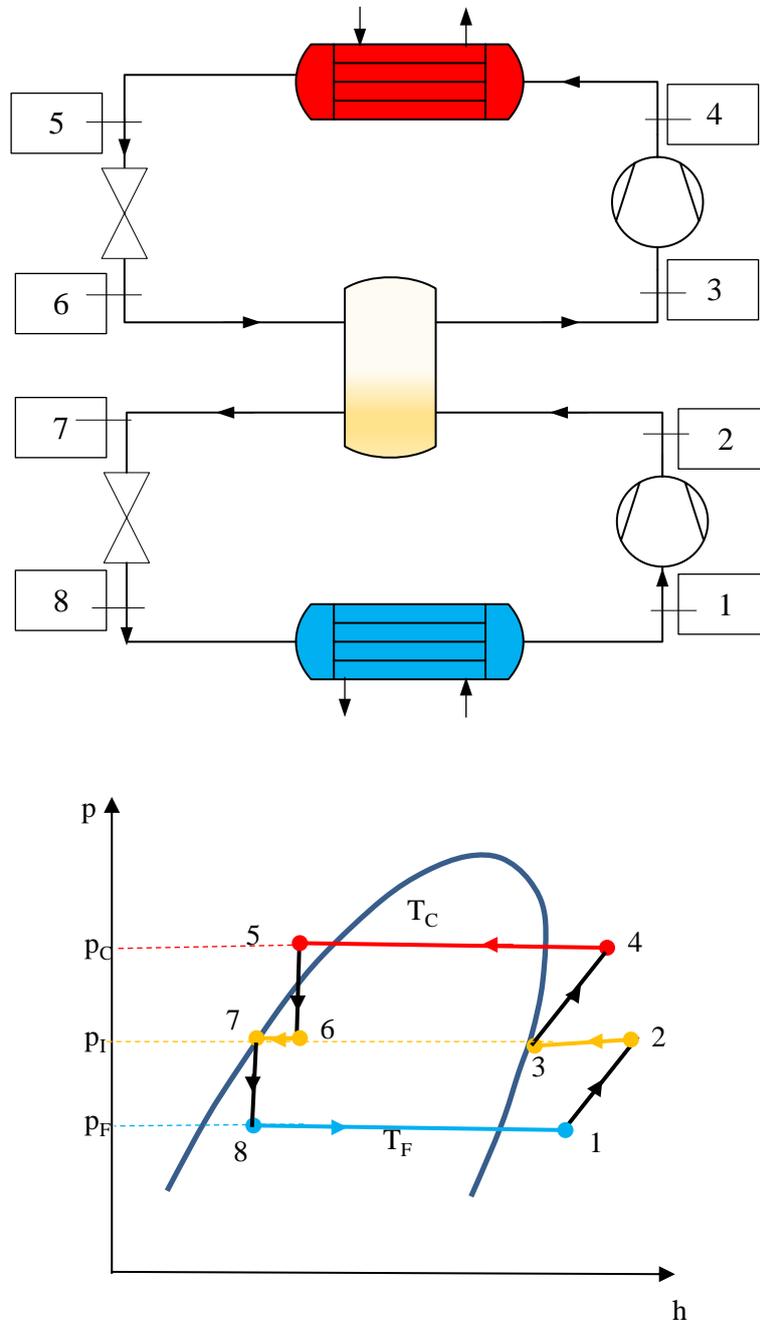


Figure 14 – Installation bi-étagée à injection totale

2.7.6 Installation en cascade

Des machines frigorifiques peuvent être montées en cascade ou l'évaporateur d'un circuit est couplé au condenseur du deuxième indiqué sur la figure 15, les circuits sont séparés et des fluides frigorigènes appropriés peuvent être utilisés, on obtient ainsi de très basses températures.

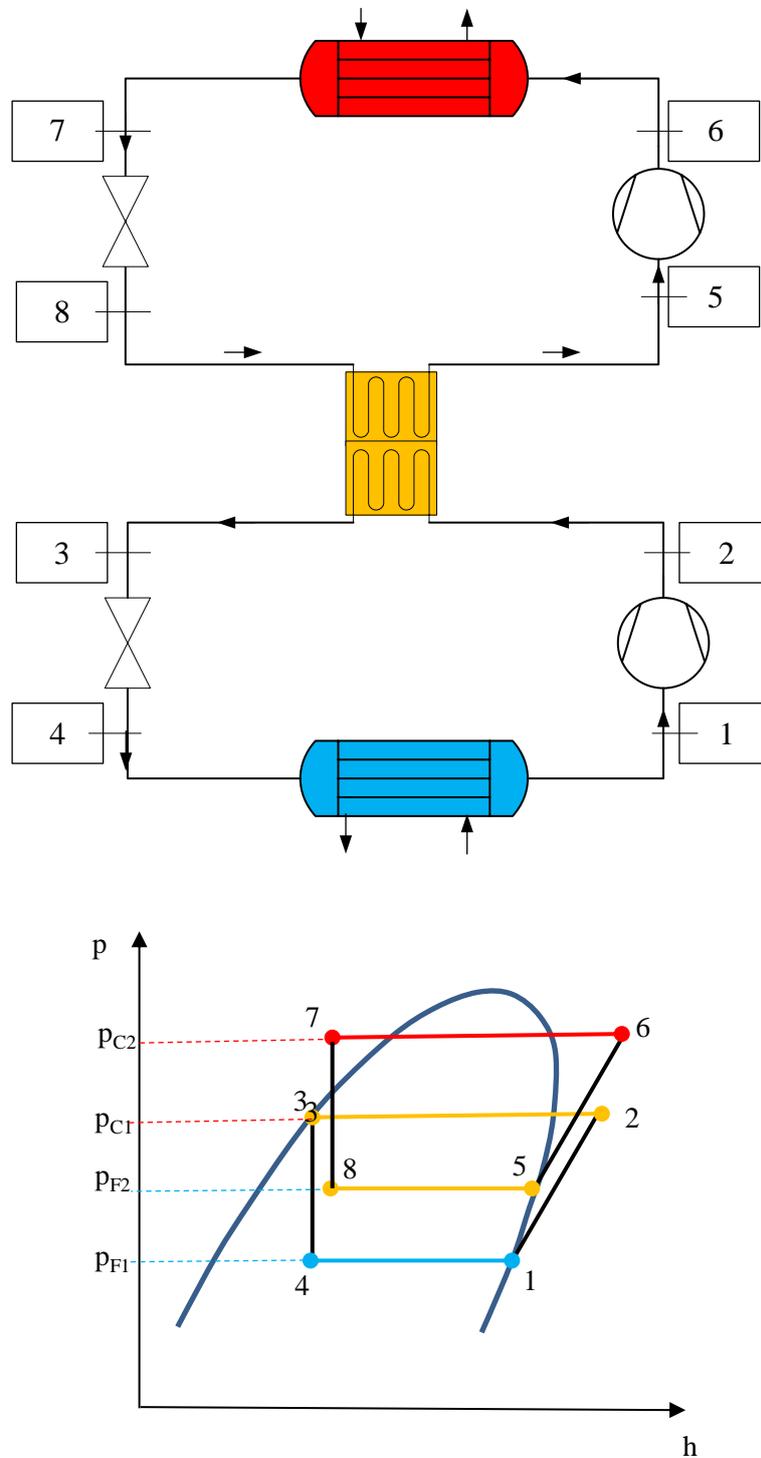


Figure 15 – Installation en cascade

2.8 Notion de fluide frigorigène

Un fluide frigorigène est un composé pur ou un mélange de composé utilisé dans un cycle frigorifique, il a la particularité d'être facilement liquéfiable et que sa température d'ébullition à la pression atmosphérique est faible.

2.8.1 Codification

Les fluides frigorigènes pour formule chimique générale $C_xH_yF_zCl_k$, on les codifie par $Rabc$ et on les appelle :

CFC : chlorofluorocarbures, absence d'hydrogène

HCFC : hydro-chlorofluorocarbures, présence

HFC : hydrofluorocarbures, absence de chlore

Le symbole du fluide frigorigène est de la forme $Rabc = R(x - 1)(y + 1)(z)$ avec la relation entre les indices : $y + z + k = 2x + 2$

La codification $Rabc$ permet de retrouver la formule chimique du composé :

- Le $R170$, ce qui donne $1 = (x - 1)$, $7 = (y + 1)$, $0 = z$; la résolution de ces équations donne $x = 2$ et $y = 6$, d'où la formule chimique C_2H_6 , qui est la formule chimique de l'éthane
- Lorsque le symbole ne comporte que deux chiffre, on considère la première lettre $a = 0$, ce qui donne pour le $R12$, $0 = (x - 1)$, $2 = (y + 1)$, $2 = z$ et $k = 2$, la formule chimique est CF_2Cl_2 , appelé le dichlorodifluorométhane.
- Le $R50$, ce qui donne $0 = (x - 1)$, $5 = (y + 1)$, $0 = z$; et $k = 0$, la formule chimique est CH_4 , appelé l'éthane.

Lorsque la même formulation chimique présente plusieurs isomères, on les identifie par des indices de lettres en minuscules ajoutés à la fin du symbole comme le $R134a$.

D'autres séries de fluides frigorigènes existent et sont identifiés par le premier chiffre :

La série $R400$; les fluides de cette série sont des mélanges zéotropiques, présentent un glissement de température ; pour une température donné la phase vapeur à la même composition que la phase liquide, exemples de mélange : $R407$, qui est composé de 20% de $R32$, 40% de $R125$, et 40% de $R134a$.

La série $R500$; les fluides de cette série sont des mélanges azéotropiques, ils ne présentent pas un glissement de température, il se présentent comme un corps pur, exemples de mélange : $R507$, qui est composé de 50% de $R125$, et 50% de $R134a$.

La série $R600$; les fluides de cette série sont des composés organiques et d'hydrocarbures, exemple de codification : le $R600$ est le butane, le $R600a$ est l'isobutane.

La série 700 ; les fluides de cette série sont des composés inorganiques, le premier chiffre correspond à la série, les deux chiffres suivants représentent la masse moléculaire du composé, exemple de codification : le R717 est l'ammoniac, le R744 est le dioxyde de carbone, et le R718 est l'eau.

La codification de toutes ces séries peut être retrouvée dans la norme américaine ANSI/ASHRAE 34 publiée en 2001, "Designation and Safety Classification of Refrigerants".

2.8.2 Classification de sécurité

Une classification des fluides frigorigènes a été faite avec un caractère alphanumérique (une lettre + un chiffre), regroupant le caractère de toxicité et d'inflammabilité du produit.

La toxicité est classée en deux niveaux, le caractère A correspond à l'absence de toxicité, le B présence de toxicité pour une certaine concentration.

L'inflammabilité est classée en trois niveau, 1 ne permet pas de propagation de la flamme, 2 inflammabilité limité et 3 hautement inflammable.

Exemple de classification : R718 l'eau A1, R290 propane A3, R717 l'ammoniac B2

2.9 Exercices

Exercice 1

En utilisant l'abaque ou le diagramme du fluide frigorigène du composé R134a

Déterminer la température de l'ébullition et l'enthalpie de vaporisation à la pression atmosphérique. Déterminer l'état du fluide et le titre en vapeur pour les conditions d'utilisation suivantes :

- $T = 0\text{ °C}, P = 1\text{ bar}$
- $T = 0\text{ °C}, P = 5\text{ bar}$
- $T = 0\text{ °C}, P = 3\text{ bar}, h = 250\text{ kJ/kg}$

Correction

La température d'ébullition est tirée de l'abaque, elle correspond à la pression de 1bar et vaut 27°C, la variation d'enthalpie pour la pression de 1bar entre les courbes de saturation de la vapeur et du liquide.

$$\Delta h = h(\text{vap saturée}) - h(\text{liquide saturé}) = 383 - 167 = 216\text{kJ/kg}$$

- $T = 0\text{ °C}, P = 1\text{ bar}$, vapeur
- $T = 0\text{ °C}, P = 5\text{ bar}$, liquide
- $T = 0\text{ °C}, P = 3\text{ bar}, h = 250\text{ kJ/kg}$, les deux premiers paramètres ne suffisent pas il faut ajouter un autre, mélange $x=26\%$

Exercice 2

Une installation frigorifique est utilisée pour maintenir la température d'un bassin de produit de process à 10 °C, le fluide circulant dans le cycle est du R-134a. Pour ce faire on fait passer de l'eau à travers un échangeur installé dans le bassin, l'eau entre à une température de 5 °C et en sort à 15 °C avec un débit de 0,05 kg/s. Le R-134a entre dans l'évaporateur à une température de 0 °C et un titre de 0,2 et en sort à l'état de vapeur saturée. Pendant la compression isentropique du R-134a, il y a des pertes de 150W. La pression après le compresseur est de 1 MPa ; Déterminez :

Le débit du fluide frigorigène et le COP de l'installation.

Correction

La puissance transférée de l'eau est :

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_e \cdot c_p \cdot (T_e - T_s) = 0,05 \cdot 4,18 \cdot (15 - 5) = 2,09 \text{ kW}$$

Cette même puissance est égale :

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4)$$

Ce qui donne

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_F}{(h_1 - h_4)} = \frac{2,09}{(396 - 240)} = 0,013 \text{ kg/s}$$

La puissance isentropique du compresseur

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0,013 \cdot (418 - 396) = 0,286 \text{ kW} = 286 \text{ W}$$

La puissance du compresseur

$$W = \dot{W}_{is} + \text{pertes} = 286 + 150 = 436 \text{ W}$$

Le COP de la machine frigorifique est :

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{2,09}{0,436} = 4,8$$

Exercice 3

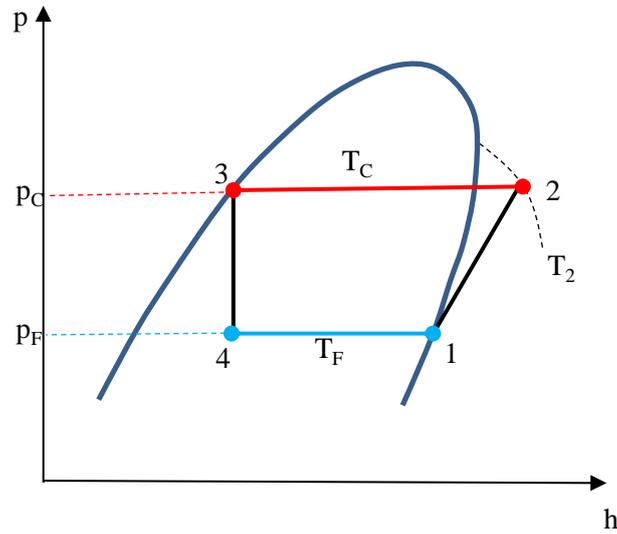
On souhaite concevoir un climatiseur fonctionnant au R134A capable de soutirer une puissance de 1 kW à une source froide, maintenue à une température de +15°C, on estime qu'il faut pour cela que la température de l'évaporateur soit maintenue à 5°C. La température du condenseur (refroidi avec l'air ambiant à 30°C) doit être au moins égale à 35°C.

On suppose que la vapeur quittant l'évaporateur et le liquide quittant le condenseur sont juste saturés. La compression est supposée adiabatique et réversible.

- Déterminez les pressions de l'évaporateur et du condenseur.
- Tracez le cycle frigorifique sur le diagramme h - $\log P$
- Déterminez le débit de fluide requis dans le cycle.
- Faites un bilan énergétique complet de la machine.
- Calculez le coefficient de performance de la machine frigorifique.

Correction

Les pressions de l'évaporateur et du condenseur : $P_F = 3,5\text{bar}$; $P_C = 9,2\text{bar}$



Le débit de fluide requis dans le cycle :

$$\dot{m}_r = \frac{Q_F}{(h_1 - h_4)} = \frac{1}{(400 - 248)} = 0,0066\text{kg/s}$$

Le bilan énergétique complet de la machine :

Le condenseur

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2) = 0,0066 \cdot (417 - 248) = 1,11\text{kW}$$

L'évaporateur

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = 0,0066 \cdot (400 - 248) = 1,0\text{kW}$$

Le compresseur

$$\dot{W} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F = 1,11 - 1 = 0,11\text{kW}$$

Le COP de la machine frigorifique :

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{1}{0,11} = 9$$

Exercice 4

On considère une machine frigorifique utilisant le réfrigérant R134a ; Les fluides quittant l'évaporateur et le condenseur sont saturés. Le débit volumique à l'entrée du compresseur (point1) vaut 0,12 m³/s, et sa puissance est de 50 kW. Au point 2 à la sortie du compresseur le fluide entre dans le condenseur, ce dernier est à la température de +30°C, les points 3 et 4 indiquent l'entrée et la sortie du détendeur, de là, le fluide entre dans l'évaporateur qui est maintenu à une température de 0°C. On demande de :

- Représenter le cycle dans un diagramme (p, h) et tracer un schéma de l'installation.
- Calculer le débit massique du réfrigérant et le rendement isentropique du compresseur.
- Calculer la puissance frigorifique nette et le COP de l'installation.
- Calculer le COP idéal et le rendement du cycle.

On se propose de modifier le cycle ci-dessus en ajoutant un échangeur de chaleur (supposée adiabatique) où la vapeur froide refroidit le liquide avant qu'il entre dans la soupape de détente. On suppose que le débit volumique de R134a, le rendement du compresseur et les températures de l'évaporateur et du condenseur restent inchangées. Aussi, les fluides quittant l'évaporateur et le condenseur sont saturés. La température à l'entrée du compresseur est mesurée et vaut 10°C ; à la sortie du condenseur le fluide est refroidi de 10 °C. Par contre, le travail du compresseur est inconnu ; On demande de :

- Représenter le cycle dans un diagramme (p, h), et de tracer un schéma de l'installation.
- Calculer la puissance du compresseur, la puissance frigorifique
- Calculer le COP de l'installation
- Comparer ces résultats avec ceux précédemment trouvés.

Correction

Le volume massique est déterminé à partir de l'abaque, le débit massique est

$$\dot{m} = \frac{q_v}{v} = \frac{0,12}{0,07} = 1,7 \text{ kg/s}$$

Le travail isentropique

$$\dot{W}_{is} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 1,7(417 - 395) = 37,4 \text{ kW}$$

Le rendement isentropique

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}} = \frac{37,4}{50} = 0,75$$

La puissance frigorifique

$$\dot{Q}_F = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 1,7(395 - 242) = 153 \text{ kW}$$

Le COP de l'installation.

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{153}{50} = 3$$

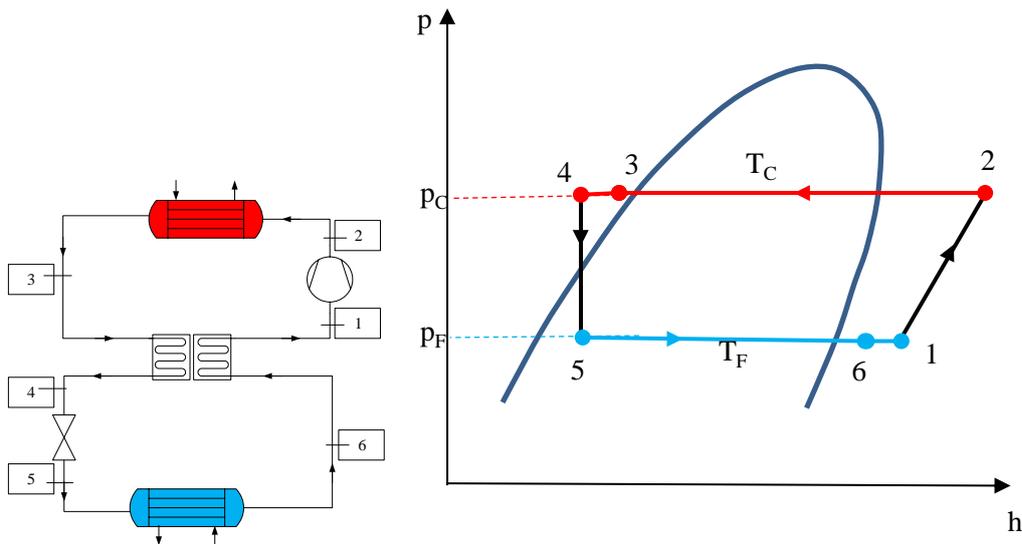
Le COP idéal

$$COP_i = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{273}{30} = 9$$

Le rendement du cycle.

$$\varepsilon = \frac{COP}{COP_i} = \frac{3}{9} = 33\%$$

Voir le graphe et le schéma ci-dessous



Le travail isentropique

$$\dot{W}_{is} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 1,7(428 - 405) = 39,1kW$$

La puissance du compresseur

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_{is}}{\eta_{is}} = \frac{39,1}{0,75} = 52,13kW$$

La puissance frigorifique

$$\dot{Q}_F = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 1,7(405 - 230) = 297,5kW$$

Le COP de l'installation.

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{297,5}{52,13} = 5,7$$

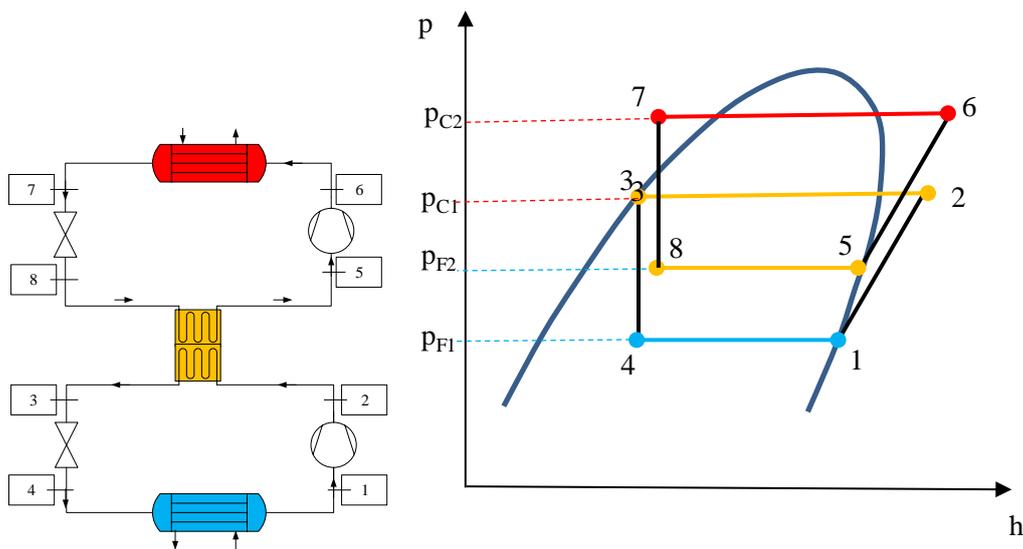
La puissance du moteur augmente légèrement par contre la puissance frigorifique se trouve améliorée, et ainsi que le COP de l'installation.

Exercice 5

On envisage un système de réfrigération en cascade à deux étages fonctionnant entre deux pressions 1,2MPa et 200 kPa avec le réfrigérant R134a, l'échangeur entre les deux circuits est considéré comme adiabatique, les pressions dans les cycles haut et bas sont de 0,4 et 0,5 MPa respectivement. Dans les deux cycles le liquide à la sortie du condenseur est saturé, et la vapeur à l'entrée du compresseur est saturée, le rendement isentropique des deux compresseurs est de 0,8 ; si le débit du fluide du cycle inférieure est de 0,15 kg/s déterminer :

Le débit massique du fluide dans le circuit supérieur, La puissance nécessaire pour l'espace réfrigéré, Le COP de ce système.

Correction



Au point 2 le rendement isentropique est égal

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

On détermine l'enthalpie réelle au point 2

$$h_{2r} = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} = 390 + \frac{410 - 390}{0,8} = 415 \text{ kJ/kg}$$

Au point 6 le rendement isentropique est égal

$$\eta_{is} = \frac{h_{6is} - h_5}{h_{6r} - h_5}$$

On détermine l'enthalpie réelle au point 6

$$h_{6r} = h_5 + \frac{h_{6is} - h_5}{\eta_{is}} = 405 + \frac{423 - 405}{0,8} = 427,5 \text{ kJ/kg}$$

Le bilan au niveau d'échangeur nous donne

$$\dot{m}_h \cdot (h_5 - h_8) = \dot{m}_b \cdot (h_{2r} - h_3)$$

On tire le débit massique du circuit haut

$$\dot{m}_h = \dot{m}_b \frac{h_{2r} - h_3}{h_5 - h_8} = 0,15 \frac{415 - 220}{405 - 255} = 0,195 \text{ kg/s}$$

La puissance frigorifique au niveau de l'évaporateur est

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_b \cdot (h_1 - h_4) = 0,15(390 - 220) = 25,5 \text{ kW}$$

La puissance totale de compression

$$\dot{W} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 = \dot{m}_b \cdot (h_{2r} - h_1) + \dot{m}_h \cdot (h_{6r} - h_5)$$

$$\dot{W} = 0,15(415 - 390) + 0,195(427,5 - 405) = 3,75 + 4,39 = 8,14 \text{ kW}$$

Le COP

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{25,5}{8,14} = 3,13$$

Chapitre 3 : Composants d'une machine à compression de vapeur

3.1 Introduction

Une machine frigorifique à compression de vapeur est composée de quatre éléments essentiels, elle décrit un cycle avec une transformation importante au niveau de chaque élément, les composants d'une installation sont :

Le compresseur aspire le fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur avec une pression et température basses, le comprime et le refoule vers le condenseur avec un température et pressions hautes.

Le condenseur va extraire de la chaleur du fluide frigorigène et l'évacuer vers le milieu extérieur ; le fluide sortant du compresseur pénètre dans le condenseur après une désurchauffe de la vapeur saturée, commence la formation de gouttelettes jusqu'à condensation de la vapeur et sous-refroidissement du liquide, ces trois opérations sont accompagnées de dégagement de la chaleur, le deuxième fluide utilisé dans l'échangeur peut de l'air ou de l'eau.

Le détendeur est alimenté en fluide frigorigène à l'état liquide va réduire la pression pour obtenir à la sortie un mélange de liquide et de vapeur, il permet aussi de réguler le débit du fluide entrant dans l'évaporateur en fonction de la charge.

L'évaporateur va permettre au fluide frigorigène d'absorber de la chaleur et de passer de l'état de mélange à l'état de vapeur saturée et ensuite de vapeur surchauffée, l'absorption de la chaleur par le fluide va induire le transfert d'une quantité de chaleur du milieu où est installer l'évaporateur et delà la production de froid.

Le fluide frigorigène sort de l'évaporateur à l'état vapeur surchauffée et sera aspiré par le compresseur, et le cycle reprend.

3.2 Les compresseurs frigorifiques

Les compresseurs frigorifiques étant entraînés par des moteurs sont regroupés en trois grandes familles selon l'association entre le moteur et le compresseur, nous avons les compresseurs hermétiques, les compresseurs semi-hermétiques et les compresseurs ouverts.

Les compresseurs hermétiques, voir la figure 16, ont leurs organes entièrement couverts par une enveloppe soudée sans accès à la réparation ou au changement et posés sur des ressorts pour éviter la transmission des vibrations, la liaison avec le circuit se fait au travers d'une orifice d'aspiration et un orifice de refoulement, la liaison avec le réseau électrique se fait par des fils électriques, les orifices et le câblage passe par des ouvertures étanches.

Le compresseur aspire les vapeurs à l'intérieur de l'enceinte et le refoule par l'orifice de sortie, ce type de compresseur est utilisé pour les petites et moyennes puissances comme les réfrigérateurs, les congélateurs et les refroidisseurs de liquides.



Figure 16 – Vue d'un compresseur hermétique [04]

Les compresseurs semi-hermétiques de la figure 17, englobent les équipements dont le moteur et le compresseur sont montés sur le même châssis et ayant l'arbre d'entraînement en commun, il y a possibilité d'accès au moteur ou au compresseur séparément pour une intervention de réparation ou de changement.



Figure 17 – Vue d'un compresseur semi-hermétique [04]

Les compresseurs ouverts, vu sur la figure 18, ont leurs organes dissociés, et liés par un accouplement ou courroie, l'accès au moteur ou au compresseur est aisé, l'étanchéité du carter du compresseur est assurée par un joint tournant au niveau de l'arbre de transmission.



Figure 18– Vue d'un compresseur ouvert [04]

Les compresseurs peuvent être classés par type de construction ou de compression, on y trouve quatre types :

Les compresseurs à piston, figure 19, sont des compresseurs volumétriques, très répandus sur le marché ils équipent les réfrigérateurs et les congélateurs domestiques, fonctionnant sur le même principe d'un moteur à explosion, le fluide frigorigène est aspiré dans le cylindre, il sera comprimé puis évacué vers le circuit.

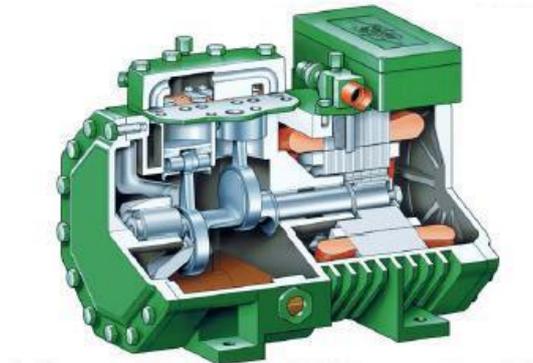


Figure 19– Vue d'un compresseur à piston [05]

Les compresseurs à spirale, appelés aussi Scroll, montrés sur la figure 20, sont basés sur le principe de deux spirales l'une fixe et l'autre décrivant un mouvement orbital, et fluide est alors emprisonné et son volume se réduit puis évacué, ils sont utilisés dans la climatisation des véhicules pour la discrétion sonore.

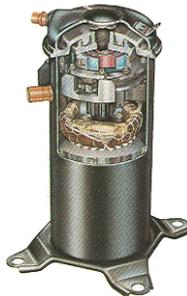


Figure 20– Vue d'un compresseur Scroll [05]

Les compresseurs à vis comme dans la figure 21, sont constitués de deux vis tournant dans le sens inverse, l'une male et l'autre femelle, le fluide à l'entrée est entraîné le long des vis ou la chambre diminue et se comprime jusqu'à sa sortie de l'autre côté.

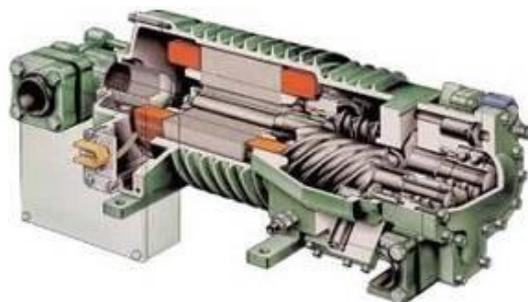


Figure 21– Vue d'un compresseur à vis [05]

Les compresseurs centrifuges où le fluide est entraîné par une ou plusieurs roues centrifuges dans un carter fermé, l'énergie cinétique résultante est transformée en pression statique dans la volute dont la section est croissante jusqu'à sa sortie vers le réseau, voir la figure 22.

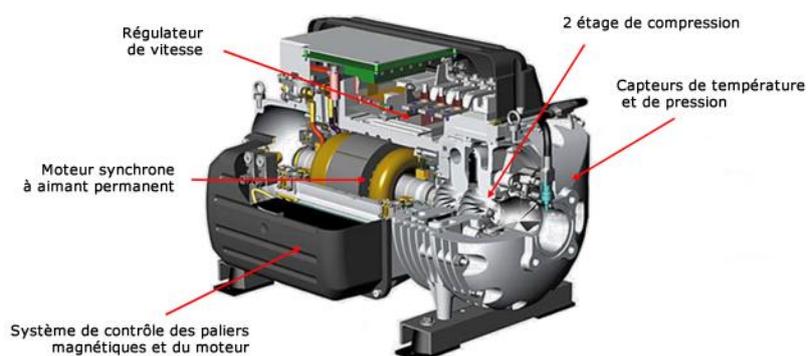


Figure 22– Vue d'un compresseur centrifuge [06]

3.3 Comparaison des compresseurs

Le tableau 3 dresse une comparaison entre les différents type de compresseurs, leurs avantages et inconvénients, ainsi que la gamme de puissance utilisée

Tableau 3 : Comparaison des compresseurs

Type de compresseur	Avantage(s)	Inconvénient(s)	Modes de raccordement	Gamme de puissance
Volumétrique à pistons	<ul style="list-style-type: none"> - Gamme de puissance étendue - Tous les modes de raccordements sont possibles - Bon marché 	<ul style="list-style-type: none"> - Non réversibles - Bruyant - Performances et longévité réduites 	Hermétique, semi-hermétique, ouvert	Quelques KW à plus de 1000 KW
Volumétrique spiro-orbital/ scroll	<ul style="list-style-type: none"> - Vitesse variable - Faible risque de fuite - Silencieux - Très performant - Endurant 	<ul style="list-style-type: none"> - Relativement cher - Puissances limitées 	Hermétique	Jusqu'à 100 KW maximum
Volumétrique à vis	<ul style="list-style-type: none"> - Conception simple - Très performant - Très robuste - Silencieux 	<ul style="list-style-type: none"> - Très énergivore - Uniquement grandes installation - Cher 	Semi-hermétique ou ouvert	100 à 1200 KW
Centrifuge	Très puissant	<ul style="list-style-type: none"> - Uniquement grandes installation - Performances réduites - Fonctionnement complexe 	Semi-hermétique ou ouvert	1000 à 4000 KW

3.4 Les condenseurs

Les condenseurs sont des échangeurs thermiques permettant d'extraire de la chaleur pendant la condensation du fluide frigorigène, le fluide caloporteur peut de l'air ou de l'eau, le tableau 3 montre la comparaison entre ces deux modes de refroidissement.

Tableau 4 : Comparaison des modes de refroidissement des condenseurs

Condenseurs	Avantages	Inconvénients
Air	Disponibilité de l'air Construction simple	Coefficient de transfert faible Bruyant Température de condensation élevée en été
Eau	Coefficient de transfert Construction compacte Température de condensation stable Moins bruyant Récupération d'énergie	Boucle ouverte : Consommation d'eau Boucle fermée : Refroidissement eau

Il existe une grande variété d'échangeurs qui peuvent être utilisés comme condenseurs, pour les échangeurs dont le fluide caloporteur utilisé est l'air, nous avons les échangeurs à convection naturelle et ceux à convection forcée ; lorsque le fluide caloporteur utilisé est l'eau, on utilise les condenseurs à immersion, condenseurs à double tube, et les condenseurs à calandre, parfois on utilise l'eau et l'air dans les tours de refroidissement, voir la figure 23 montrant un type de condenseur à air.



Figure 23 – Vue de condenseur à air [07]

3.5 Les détendeurs

Les détendeurs sont des dispositifs insérés entre le condenseur et l'évaporateur dont le rôle principal est d'abaisser la pression en alimentant l'évaporateur, à l'entrée le fluide frigorigène est à l'état liquide et il en sort à l'état de mélange, il existe plusieurs types de détendeurs.

Les détendeurs capillaires sont montés sur les installations simples tels les réfrigérateurs et les congélateurs, ils sont constitués d'un tube en cuivre fin enroulé de diamètre 0,2 à 1 mm, la chute de pression est dû à la perte de charge dans le tube capillaire, comme à la figure 24.

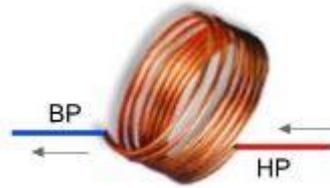


Figure 24– Vue d'un détendeur capillaire [08]

Les détendeurs thermostatiques, figure 25, sont utilisés dans les installations de moyenne puissance, un thermostat est placé sur l'évaporateur permet de réguler l'ouverture d'un orifice au niveau du détendeur



Figure 25– Vue d'un détendeur thermostatique [09]

3.6 Les évaporateurs

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques où le fluide frigorigène absorbe de la chaleur et se vaporise, cette chaleur est récupérée de l'enceinte où l'évaporateur est installé et c'est le lieu de production du froid, il existe des évaporateurs à air et des évaporateurs à eau.

Les évaporateurs à air de la figure 26, sont échangeurs avec tubes à ailettes installés dans les comptoirs frigorifiques par exemple en convection naturelle, ou dans des canalisations de soufflage pour la convection forcée, il y a aussi des plaquettes soudées aux tubes montés sur les réfrigérateurs et les congélateurs.



Figure 26– vue d'un évaporateur à air [10]

Les évaporateurs à eau sont utilisés pour le refroidissement des fluides de process, il existe une multitude de produits comme les échangeurs à calandre, les évaporateurs à double tube

ou à plaques, on trouve leurs applications dans les installations industrielles et dans la climatisation et le conditionnement d'air, vue d'un évaporateur à tubes dans la figure 27.



Figure 27– Vue d'un évaporateur à eau [11]

3.7 Autres accessoires

En plus des quatre composants précédemment cités, on installe dans le circuit frigorifique d'autres appareils annexes comme une bouteille de liquide, un déshydrateur, un voyant liquide, et une électrovanne, des appareils de sécurité et de régulation le pressostat, le thermostat et le disjoncteur, voir le schéma type d'une installation frigorifique de la figure 28.

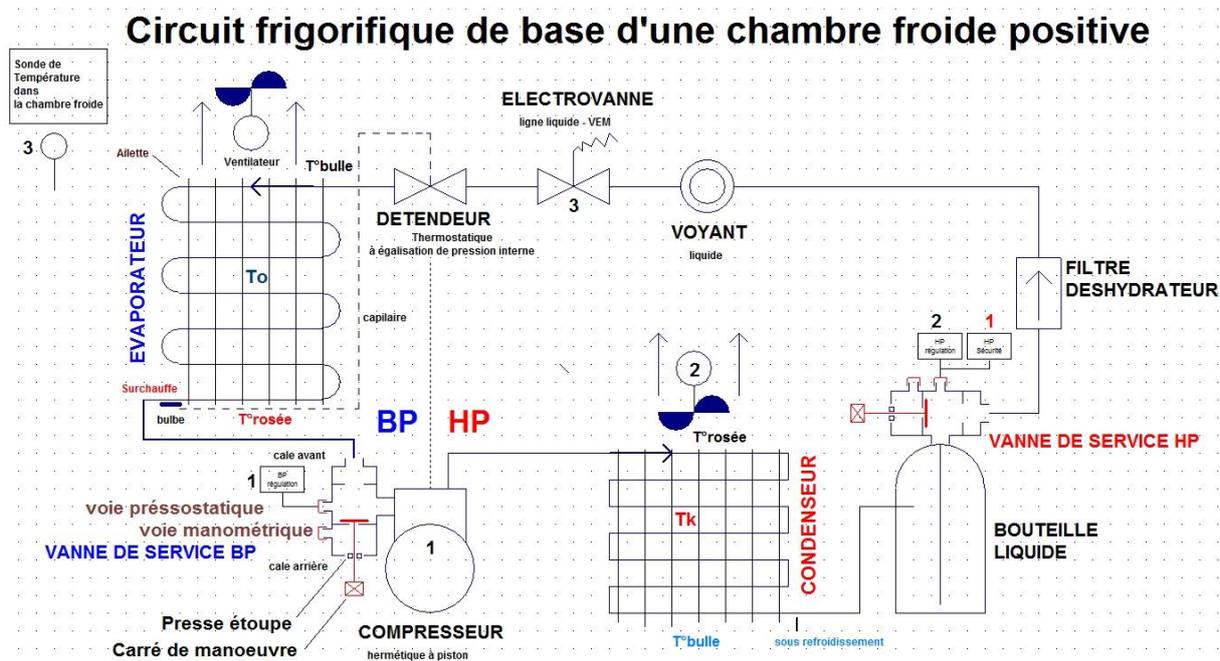


Figure 28– Schéma d'une installation frigorifique [12]

3.8 Exercices

Exercice 1

On veut déterminer la chute de pression admissible dans un détendeur sachant que la pression dans le condenseur est de 16 et celle de l'évaporateur vaut 6 bar, les pertes de charge dans la

tuyauterie est 1,2 bar les pertes singulières dans l'ensemble du voyant, l'électrovanne et le déshydrateur est de 0,8bar.

Correction

La chute de pression est calculée par la formule

$$\Delta p = (p_h - p_b) - (\text{pertes linéaires} + \text{pertes singulières})$$

On trouve

$$\Delta p = (16 - 6) - (1,2 + 0,8) = 8\text{bar}$$

Exercice 2

A l'entrée d'un compresseur frigorifique fonctionnant au R134a, la température du fluide est de 10°C et la pression est de 3 bar, déterminer les caractéristiques du fluide (T, h, v) à la sortie si la pression était de 7 bar et le rendement isentropique de 0,8 ; calculer le débit volumique balayé par le compresseur pour un débit massique de 20kg/s.

Correction

Du graphe on tire les caractéristiques d'un compresseur isentropique ; et de là les caractéristiques réelles

Circuit Pression 3 bar $h_1 = 405$;

Circuit Pression 7 bar $h_2 = 425$;

Le rendement isentropique vaut :

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

L'enthalpie réelle à la sortie du compresseur

$$h_{2r} = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} = 405 + \frac{425 - 405}{0,8} = 430\text{kJ/kg}$$

Les caractéristiques

N°	désignation	1	2	2r
1	Température (°C)	10°C	37°C	44°C
2	Enthalpie (kJ/kg)	405	425	430
3	Volume massique (m ³ /kg)	0,07	0,032	0,034

Le débit volumique aspirée V_{asp}

$$V_{asp} = \dot{m} \cdot v = 20 \cdot 0,07 = 1,4\text{m}^3/\text{s}$$

Le rendement volumétrique est déterminé par la relation

$$\eta_V = 1 - 0,05 \cdot \frac{p_2}{p_1} = 1 - 0,05 \cdot \frac{7}{3} = 0,88$$

Le débit volumique balayée est alors :

$$\eta_V = \frac{V_{asp}}{V_{bal}}$$

D'où le débit volumique balayée V_b

$$V_{bal} = \frac{V_{asp}}{\eta_V} = \frac{1,4}{0,88} = 1,59 m^3/s$$

Exercice 3

Un compresseur ayant un diamètre de piston de 25mm et une course de 40mm tourne à une vitesse de 1500 tr/mn, permet d'élever la pression de 2 à 10 bar est installé dans un circuit frigorifique, quel serait le débit volumique aspiré, et le débit massique si le fluide à l'entrée du compresseur est juste saturé.

Correction

On calcule le volume balayé par la formule

$$V_{bal} = \pi \frac{D^2}{4} \cdot C \cdot N = 3,14 \frac{(25 \cdot 10^{-3})^2}{4} 40 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1500}{60} = 0,49 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

Le rendement volumétrique vaut :

$$\eta_V = 1 - 0,05 \cdot \frac{P_2}{P_1} = 1 - 0,05 \cdot \frac{10}{2} = 0,75$$

Le débit volumique balayée est calculé par :

$$\eta_V = \frac{V_{asp}}{V_{bal}}$$

D'où le débit volumique aspiré V_a

$$V_{asp} = \eta_V \cdot V_{bal} = 0,75 \cdot 0,49 \cdot 10^{-3} = 0,37 \cdot 10^{-3} m^3/s$$

Du diagramme on tire

$$v = 0,09 m^3/kg$$

Le débit massique :

$$\dot{m} = \frac{V_{asp}}{v} = \frac{0,37 \cdot 10^{-3}}{0,09} = 4,11 \cdot 10^{-3} kg/s$$

Exercice 4

Un évaporateur frigorifique à air soufflé est installé dans une chambre froide, l'entrée du fluide (R134a) a un titre de 0,2 et la pression de son fonctionnement est de 3 bar, à la sortie on obtient une surchauffe de la vapeur saturée de 10 °C, le débit massique du fluide traversant l'évaporateur est mesurée et vaut 60 kg/h, déterminer la puissance frigorifique de l'évaporateur ; on veut dimensionner le ventilateur de l'évaporateur qui permettra l'évacuation effective de la puissance, la chambre froide est supposée à une température de 6°C et une hygrométrie de 80%, la sortie de l'air de l'évaporateur est une température de 2°C et une hygrométrie de de 100%.

Correction

Les enthalpies d'entrée et de sortie de l'évaporateur sont tirés du diagramme R134a

Entrée évaporateur 3 bar, x=0,2 $h_3 = 240$;

Sortie évaporateur 3 bar, surchauffe 10°C $h_4 = 405$;

La puissance frigorifique

$$\dot{Q}_F = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) = \frac{60}{3600} \cdot (405 - 240) = 2,75 \text{ kW}$$

Les enthalpies d'entrée et de sortie de l'évaporateur sont tirés du diagramme psychrométrique

Entrée évaporateur 3°C, 80% $h_e = 17$;

Sortie évaporateur 2°C, 100% $h_s = 11$;

Volume massique $v = 0,78$;

La puissance effective

$$\dot{Q}_{eff} = \dot{m} \cdot (h_e - h_s)$$

D'où le débit massique

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{eff}}{(h_e - h_s)} = \frac{2,75}{(17 - 11)} = 0,46 \text{ kg/s}$$

Le débit volumique

$$q_v = \frac{\dot{m}}{v} \cdot 3600 = \frac{0,46}{0,78} \cdot 3600 = 2123 \text{ m}^3/\text{h}$$

Exercice 5

Un condenseur frigorifique à air fonctionnant à 10 bar, l'entrée et la sortie du fluide (R134a) est juste saturé, le débit du fluide circulant est de 1,2 kg/s ; déterminer la surface de l'évaporateur si le débit de l'air soufflé est de 1200 m³/h, et la température d'entrée et de sortie de l'air est respectivement est 20°C et 28°C. Le coefficient de transfert de chaleur pour l'air est de 35W/m²K.

Correction

Les enthalpies d'entrée et de sortie du condenseur sont tirés du diagramme R134a

Entrée condenseur 10 bar, $x=1$ $h_2 = 418$;

Sortie condenseur 10 bar, $x=0$ $h_3 = 256$;

La puissance frigorifique

$$\dot{Q}_C = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) = 12 \cdot (405 - 240) = 40,2 \text{ kW}$$

Le flux à évacuer est :

$$\Phi = K \cdot S_u \cdot \Delta T_{log}$$

La température logarithmique est

$$\Delta T_{log} = \frac{(39 - 20) - (39 - 28)}{\log \frac{(39 - 20)}{(39 - 28)}} = 33,7$$

La surface est alors de :

$$S_u = \frac{\Phi}{K \cdot \Delta T_{log}} = \frac{40,2 \cdot 1000}{35 \cdot 33,7} = 34 \text{ m}^2$$

Chapitre 4 : Autres types de machines frigorifiques

4.1 Introduction

Il existe plusieurs techniques de production du froid, parmi elles :

- Compression mécanique des vapeurs
- Cycle à air
- Générateur de froid à vortex
- Machine frigorifique à absorption
- Machines frigorifiques thermoélectriques

Ces techniques sont largement utilisées à l'échelle de fabrication et d'utilisation, d'autres techniques existent et ne sont qu'au stade de la recherche au niveau des laboratoires comme la thermoélectricité opérant sur l'effet Peltier et les procédés magnétique basés sur la désaimantation adiabatique.

Les systèmes à compression mécanique des vapeurs restent largement utilisés, leurs applications touchent tous les domaines domestiques et industrielles, les autres technologies ont des applications limitées, leurs coûts élevés et les coefficients de performance faibles.

4.2 Les cycles frigorifiques à gaz

Le cycle de Carnot est la référence des cycles moteurs et le cycle de Carnot inversé est la référence des cycles de réfrigération, ce sont des cycles identiques sauf que le dernier fonctionne en sens inverse, d'où les cycles de puissances en les inversant peuvent fonctionner comme une machine frigorifique.

En inversant le cycle de Joule/Brayton on obtient une machine frigorifique communément appelée cycle frigorifique à gaz, comme illustré dans la figure suivante 29, la température de l'ambiance est à T_a et l'espace à réfrigérer doit être maintenu à la température T_F , le gaz est comprimé entre l'entrée et la sortie du compresseur 1-2, au point 2 le gaz est à une température et une pression élevées, il est alors refroidi jusqu'à T_3 à une pression constante en rejetant une quantité de chaleur Q_c à l'atmosphère, cette opération est suivie d'une détente dans une turbine, le gaz sortant aura une température T_4 inférieure à celle de l'atmosphère, le gaz absorbe la chaleur de l'espace réfrigéré jusqu'à sa température arrive à T_1 , et le cycle reprend. Le compresseur et le détendeur sont couplés de façon à récupérer du travail ; le travail net fourni par le moteur est la différence des travaux du compresseur et du détendeur.

Le coefficient de performance sera déterminé par le rapport entre la puissance frigorifique et le travail net qui est la différence entre le travail du compresseur et celui de la turbine :

$$COP = \frac{Q_F}{W_{net}} = \frac{Q_F}{W_{comp} - W_{tur}} \quad (32)$$

La puissance frigorifique est

$$Q_F = (h_1 - h_4) \quad (33)$$

Le travail du compresseur

$$W_{comp} = (h_2 - h_1) \quad (34)$$

Le travail de la turbine

$$W_{tur} = (h_4 - h_3) \quad (35)$$

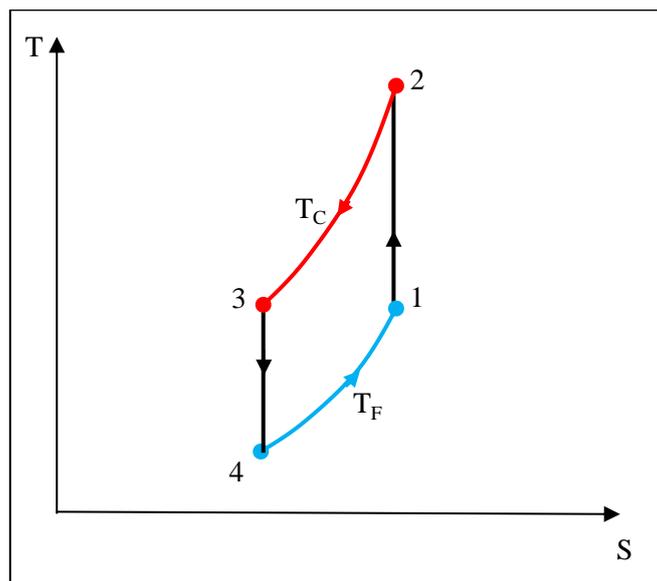
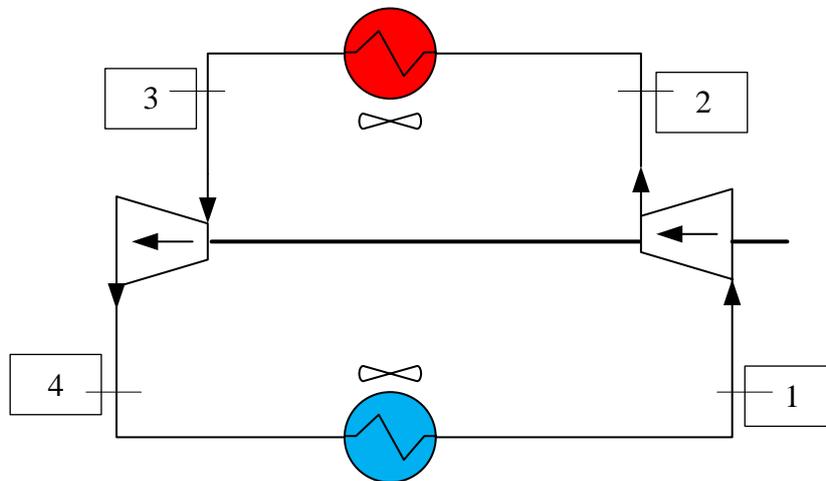


Figure 29– schéma d’une installation frigorifique à gaz

Les processus décrits sont considérés comme réversibles et le gaz comme gaz parfait, en réalité le gaz est un gaz réel et les transformations dans le compresseur et la turbine ne sont pas isentropiques, les températures obtenues seront décalées, et le cycle s’écarte du cycle idéal de Carnot, pour ceux le COP obtenu est beaucoup plus faible que celui d’une machine frigorifique à compression de vapeur ; malgré cette contre-performance ces installations sont utilisées pour leurs faibles poids et leurs simplicité d’organes qui les composent.

Ces installations peuvent être utilisées dans la climatisation de l'air, en absorbant l'air de l'enceinte à refroidir, on le comprime ensuite, on extrait de la chaleur et on le fait passer dans une turbine avant de le pulser vers l'enceinte à refroidir, voir la figure 30 ci-dessous.

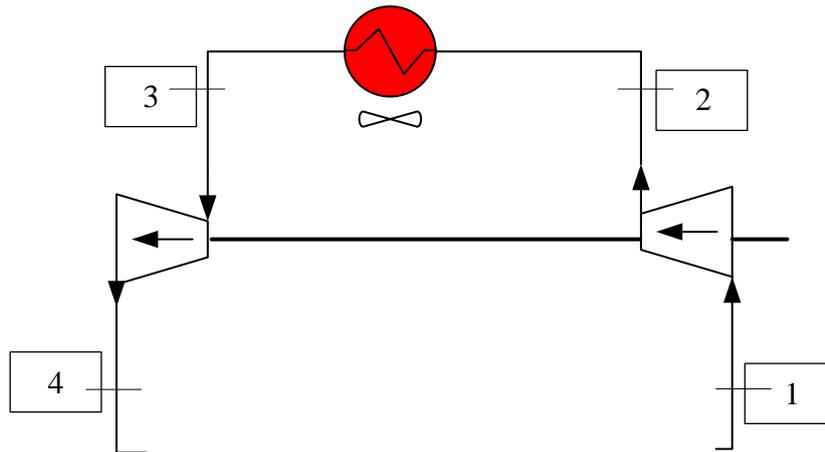


Figure 30– schéma d'une installation frigorifique à air

4.3 Les générateurs de froid à vortex

Les générateurs de froid à vortex, appelé aussi tube de Ranque ou de Hirsch, est un dispositif permettant de produire du froid en mettant du gaz sous pression dans un tube, en se détendant il crée du froid, ce système a été inventé par Ranque en 1931 et amélioré par Hirsch en 1945.

Le gaz entrant par une buse sur la circonférence à une pression et une température données dans le tube, va créer un mouvement tourbillonnaire (vortex), une partie du gaz va sortir d'un côté, une autre partie va être projetée vers l'autre côté, les proportions des débits est réglée par une vanne, on obtient alors du gaz chaud d'un côté et du gaz refroidi de l'autre, il se forme un courant de gaz chaud sur la couche intérieure du tube et un courant de gaz froid au milieu qui peut être récupéré pour une utilisation d'installation de froid ; c'est un dispositif simple ne comportant pas de pièces mobiles, voir figure 31 ci-dessous.

Des installations industrielles utilisant de l'air sous pression, peuvent utiliser le tube vortex pour produire de l'air à des températures basses pour des applications locales de refroidissement, comme le refroidissement des pièces lors de l'usinage, ou le refroidissement de l'eau potable dans un atelier.

Le COP obtenu qui est le rapport entre la puissance de réfrigération rapportée à la puissance de compression du gaz reste faible, on obtient des coefficients de performance allant de 0,1 à 0,15 trop faible par rapport aux machines de compression de gaz.

Les températures à l'entrée et celle des sorties des côtés chaud et froid sont liées par la relation qui donne l'égalité entre les puissances en entrée et en sorties :

$$m_1 c_p T_e = m_2 c_p T_F + m_3 c_p T_C \quad (36)$$

Or, la fraction de volume entrant est égale à celles sortantes, on nomme f la fraction du côté froid :

$$m_1 = m_2 + m_3 \quad (37)$$

En simplifiant on trouve

$$T_e = fT_F + (1 - f)T_C \quad (38)$$

La puissance frigorifique est déterminée par

$$\dot{Q}_F = f\dot{m}c_p(T_e - T_F) \quad (39)$$

De même la puissance de compression est donnée par

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}RT_a}{(k-1)\eta_{comp}} \left[\left(\frac{P_1}{P_a} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (40)$$

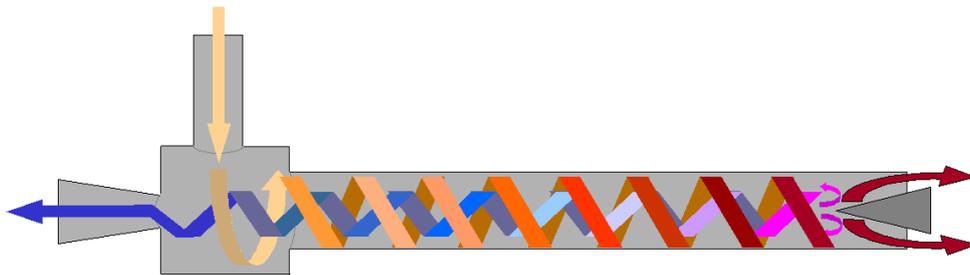


Figure 31– Principe du générateur de froid à Vortex [13]

4.4 Machine frigorifique à absorption

La présence d'une source de chaleur au-delà de 150°C peu onéreuse, permet l'exploitation d'une autre forme de refroidissement économiquement viable basé sur le principe de l'absorption ; en effet ces machines frigorifiques par absorption peuvent être utilisés dans le cas de disponibilité de l'énergie solaire ou géothermale ou tout autre exploitation industriel rejetant des fluides chauds. La machine frigorifique à absorption a été la première machine inventée produisant du froid, elle a été l'œuvre de Ferdinand Carré en 1859 ; des installations industrielles basées sur ce principe ont été fabriquées aux Etats Unis pour produire de la glace et stocker de la nourriture.

Les machines frigorifiques mettent en jeu deux fluides, un réfrigérant et un fluide de transport ; le couple le plus largement employé est le système ammoniac-eau ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), où l'ammoniac est le réfrigérant et l'eau sert de moyen de transport, d'autres systèmes fonctionnent avec eau/lithium ou eau/chlorure de lithium, où l'eau sert de réfrigérant. Le refroidissement est basé sur le principe de l'extraction de la chaleur du milieu à refroidir en le mettant dans une enceinte avec pulvérisation de l'eau à la pression sous atmosphérique, l'eau en s'évaporant va absorber de la chaleur, le fluide utilisé est une solution, deux produits sont couramment utilisés :

- Eau/ NH_3 Eau : absorbant, NH_3 : fluide frigorigène.

- Eau/Li-Br Bromure de Lithium : absorbant, Eau : fluide frigorigène.

Ces machines comportent quatre composants essentiels, comme l'indique la figure 32 :

L'évaporateur dans lequel le fluide frigorigène est pulvérisé, les gouttelettes en contact avec le circuit à refroidir s'évaporent en absorbant de la chaleur, la quantité restante de liquide est recyclée par une pompe.

L'absorbeur dans lequel l'absorbant est pulvérisé pour absorber les vapeurs du fluide frigorigène ramené de l'évaporateur, le liquide dans l'absorbeur est continuellement en mouvement grâce à une pompe de circulation.

Le concentrateur dans lequel la solution est chauffée par une batterie chaude, pour permettre la séparation de l'absorbant du fluide frigorigène, l'absorbant est alors régénéré et véhiculé vers l'absorbeur.

Le condenseur dans lequel sont ramenés les vapeurs du fluide frigorigène puis refroidies et condensés par une batterie d'eau froide, le liquide condensé du fluide frigorigène est renvoyé vers l'évaporateur pour un nouveau cycle.

La circulation d'eau froide dans l'absorbeur permet de limiter la montée de la température de la solution de l'absorbeur, ensuite cette eau froide passe dans le condenseur pour maintenir une température basse acceptable. L'ajout d'un échangeur dans le circuit de l'absorbant économise une partie de l'énergie, le fluide chaud sortant du concentrateur préchauffe le fluide qui va dans le condenseur.

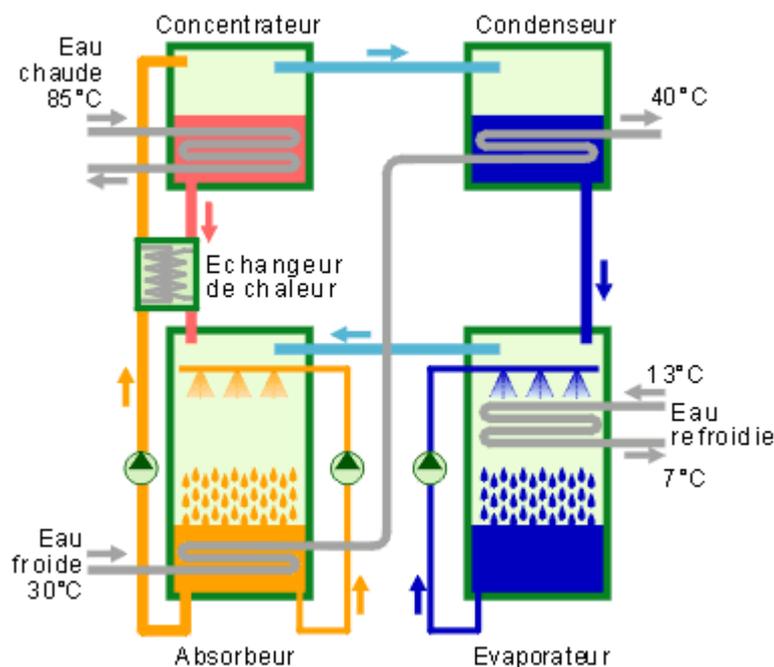


Figure 32– Principe d'une machine frigorifique à absorption [14]

Le travail nécessaire pour faire fonctionner la machine frigorifique provient de la machine thermique dont les températures sont T_c de la source chaude et T_a de l'ambiance, le rendement de la machine thermique réversible est alors :

$$\eta = \frac{T_c - T_a}{T_c} = \frac{W}{Q_c} \quad (41)$$

Le coefficient de performance de la machine frigorifique réversible est déterminé par la relation suivante :

$$COP = \frac{T_F}{T_a - T_F} = \frac{Q_F}{W} \quad (42)$$

Le coefficient de performance de la machine frigorifique à absorption, devient ce qui suit :

$$COP_{abs} = \eta \cdot COP \quad (43)$$

4.5 Machines frigorifiques thermoélectriques

Ce sont des machines basées sur le principe de Peltier, lorsqu'on relie deux fils de nature différente et on chauffe une jonction on a un courant électrique qui circule, de même si on fait passer un courant électrique on obtient une jonction chaude et une froide ; les jonctions froides peuvent être regroupées sur une même plaque de même que pour les jonctions froides, voir figure ci-dessous, la plaque froide correspond à la machine frigorifique thermoélectrique, voir la figure 33.

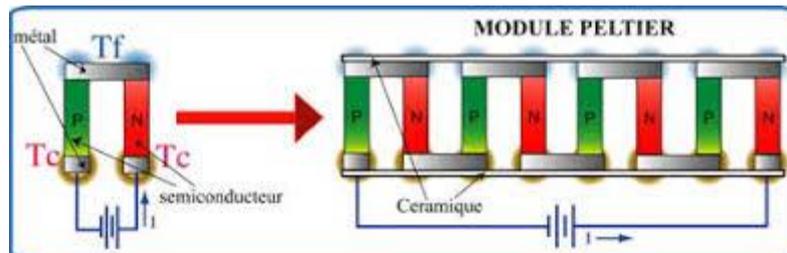


Figure 33– Principe d'une machine frigorifique thermoélectrique [15]

4.6 Exercices

Exercice 1 :

Une machine frigorifique à air, décrit un cycle ; au point A l'état thermodynamiques est $P_A = 10^5$ Pa, $T_A = 300$ K. A partir de cet état, on fait décrire à l'air les transformations suivantes :

A à B : compression adiabatique réversible de la pression P_A à la pression $P_B = 2 \cdot 10^5$ Pa. B à C : refroidissement isobare de 20°C ; C à D : détente adiabatique réversible. D à A : échauffement isobare ; On considère que l'air se comporte comme un gaz parfait et que les transformations sont réversibles. C_p air = 1000 J/kg. K ; coefficient isentropique $\gamma = 1,4$.

- Calculer les paramètres P et T aux points A, B, C et D.
- Faire le bilan d'énergie subit par un kilogramme d'air.

Correction

- a) De la relation $T^\gamma P^{1-\gamma} = cst$ on tire les températures au point B et D, la température au point C est déduite de B, les pressions sont les même au Point A-D et B-C.

N°	A	B	C	D
P (bar)	1	2	2	1
T (°C/K)	27 / 300	93 / 366	73 / 346	11 / 283

- b) Le tableau suivant regroupe toutes les transformations.

Transformation	Type	Formulation	Energie
A à B	Compression adiabatique	$c_p (T_B - T_A)$	66.000 J
B à C	Refroidissement isobare	$c_p (T_C - T_B)$	-20.000 J
C à D	Détente adiabatique	$c_p (T_D - T_C)$	-62.000 J
D à A	Echauffement isobare	$c_p (T_A - T_D)$	16.000 J
		Total	0 J

Exercice 2 :

Un cycle de réfrigération fonctionnant à l'air, la température à l'entrée du compresseur est à 25°C, et à l'entrée de la turbine est à 75°C, en supposant les rendements isentropiques du compresseur et de la turbine de 82%, les taux de compression et de détente sont égaux respectivement à 2,5 et 1/2,5. Déterminer :

- La température à la sortie du compresseur et de la turbine
- Le coefficient de performance,
- Le débit massique de l'air pour une puissance de réfrigération de 18kW.

Correction

La température isentropique à la sortie du compresseur est

$$T_{2is} = T_{2s} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\gamma-1/\gamma} = 293 \cdot 3^{0.4/1.4} = 401K = 128^\circ C$$

La température isentropique à la sortie de la turbine est

$$T_{4is} = T_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\gamma-1/\gamma} = 323 \cdot \left(\frac{1}{3} \right)^{0.4/1.4} = 235K = -37^\circ C$$

La température réelle à la sortie du compresseur est

$$\eta_{iscomp} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_{2r} - h_1} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{iscomp}} = 293 + \frac{401 - 293}{0,8} = 428K = 155^\circ C$$

La température isentropique à la sortie de la turbine est

$$\eta_{istur} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4is}} = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4is}}$$

$$T_{4r} = T_3 - \eta_{istur} \cdot (T_3 - T_{4is}) = 323 - 0,8 \cdot (323 - 235) = 252K = -20^\circ C$$

Le COP est

$$COP = \frac{Q_F}{W_{comp} - W_{tur}} = \frac{h_1 - h_{4r}}{(h_{2r} - h_1) - (h_1 - h_{4r})}$$

$$COP = \frac{T_1 - T_{4r}}{(T_{2r} - T_1) - (T_3 - T_{4r})}$$

$$COP = \frac{293 - 252}{(428 - 293) - (323 - 252)} = 0,64$$

Le débit massique de l'air

$$\dot{Q}_F = \dot{m}\Delta h = \dot{m}(h_1 - h_{4r}) = \dot{m} \cdot c_p(T_1 - T_{4r})$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_F}{c_p(T_1 - T_{4r})} = \frac{18}{1(293 - 252)} = 0,44kg/s$$

Exercice 3 :

Un réfrigérateur thermoélectrique d'un véhicule est alimenté par une batterie de 12V et consomme 2,7A ; le réfrigérateur en forme d'un petit coffre peut refroidir 6 bouteilles d'eau d'un ½ litre chacune de 25 à 5°C en 10 heures ; déterminer la puissance de réfrigération et le COP de cet équipement.

Correction

La quantité de chaleur à récupérer de l'espace réfrigéré est

$$Q_F = m \cdot c_p \cdot \Delta T = 3.4,18 \cdot (25 - 5) = 250,8kJ$$

La puissance de réfrigération est :

$$\dot{Q}_F = \frac{Q_F}{\Delta t} = \frac{250800}{10.3600} = 6,97W$$

La puissance électrique consommée :

$$P = U_c \cdot I = 12 \cdot 2,7 = 32,4W$$

Le Cop du réfrigérateur est donné par :

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{P} = \frac{6,97}{32,4} = 0,22$$

Exercice 4 :

Un réfrigérateur à absorption réversible se compose d'un moteur thermique réversible et un réfrigérateur réversible. Le système enlève la chaleur d'un espace refroidi à 10°C pour une puissance de 22 kW. Le réfrigérateur fonctionne dans un environnement à 25°C . Si la chaleur est fournie au cycle par condensation saturée vapeur à 200°C , déterminez la puissance fournie au moteur thermique réversible, et la puissance absorbée par le réfrigérateur.

Correction

Le rendement du moteur thermique réversible

$$\eta_{th} = \frac{T_C - T_a}{T_C} = \frac{(200 + 273.15) - (25 + 273.15)}{(200 + 273.15)} = 0,37$$

Le COP du réfrigérateur réversible

$$COP = \frac{T_F}{T_a - T_F} = \frac{(-10 + 273.15)}{(25 + 273.15) - (-10 + 273.15)} = 7,52$$

Le COP de la machine réfrigération par absorption est :

$$COP_{abs} = COP \cdot \eta_{th} = 7,52 \cdot 0,37 = 2,78$$

La puissance fournie au moteur thermique réversible

$$COP_{abs} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_{th}}$$

$$\dot{Q}_{th} = \frac{\dot{Q}_F}{COP_{abs}} = \frac{22}{2,78} = 7,91\text{kW}$$

La puissance absorbée par le réfrigérateur

$$\dot{W} = \dot{Q}_{th} \cdot \eta_{th} = 7,91 \cdot 0,37 = 2,93\text{kW}$$

Exercice 5 :

Considérons un tube vortex qui reçoit de l'air comprimé à 500 kPa et 300 K et fournit 25% de celui-ci en air froid à 100 kPa et 278 K. L'air ambiant est à 300 K et 100 kPa, et le compresseur a un rendement isentropique de 80%. L'air subit une perte de charge de 35 kPa dans le refroidisseur final et les conduites d'air comprimé entre le compresseur et le tube vortex.

(a) En supposant que le tube vortex soit adiabatique et en utilisant chaleurs spécifiques à la température ambiante, déterminer la température de sortie du flux de fluide chaud.

(b) Déterminez le coefficient de performance de cette système de réfrigération, et le comparer au COP d'un Carnot réfrigérateur.

Correction

Le bilan donne

$$m_1 h_1 = m_2 h_2 + m_3 h_3$$

$$m_1 c_p T_1 = m_2 c_p T_2 + m_3 c_p T_3$$

Les relations entre les débits

$$m_1 = 1; m_2 = 0,25; m_3 = 0,75$$

$$1 c_p T_1 = 0,25 c_p T_2 + 0,75 c_p T_3$$

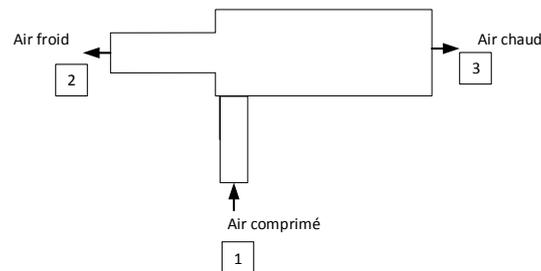
La température est égale à :

$$T_3 = \frac{T_1 - 0,25 T_2}{0,75} = \frac{300 - 0,25 \cdot 278}{0,75} = 307,3 K$$

La puissance frigorifique par unité

$$\dot{Q}_F = m_2 (h_1 - h_2) = m_2 c_p (T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q}_F = 0,25 \cdot 1 \cdot (300 - 278) = 5,53 kW$$



Le travail de compression

$$W = \frac{m_1 R T_1}{(\gamma - 1) \eta} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]$$

$$W = \frac{1,0 \cdot 287 \cdot 300}{(1,4-1) \cdot 0,8} \left[\left(\frac{500}{100} \right)^{(1,4-1)/1,4} - 1 \right] = 157,1 kW +$$

Le COP

$$COP = \frac{Q_F}{W} = \frac{5,53}{157,1} = 0,035$$

Le COP de Carnot

$$COP = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{278}{(300 - 278)} = 12,7$$

Chapitre 5 : Pompe à chaleur

5.1 Introduction

Une pompe à chaleur est un système thermodynamique permettant de chauffer un local ou une installation à partir d'une source de chaleur externe dont la température est inférieure à celui du local ou de l'installation ; c'est donc un transfert de chaleur du milieu froid vers le milieu chaud en consommant de l'énergie.

Une pompe à chaleur fonctionne avec le même principe thermodynamique que d'une machine frigorifique, la chaleur sortante du condenseur sera récupérée pour chauffer.

La plupart des pompes à chaleur fonctionne sur le principe de compression de gaz, les machines à absorption sont destinées aux installations industrielles avec des applications limitées.

5.2 Les sources d'énergie

Une pompe à chaleur peut récupérer de l'énergie du milieu extérieur de trois façons différentes :

- De l'air ambiant
- Des eaux souterraines ou de surface
- Du sol

5.2.1 Air

La chaleur est récupérée de l'air extérieur et transférée au milieu à chauffer, l'évaporateur est placé de préférence à l'extérieur du logement, le transfert se fait naturellement ou à travers un soufflage forcé, cette technique est simple mais la température extérieure varie fortement ; il faudrait prévoir un système de dégivrage pendant l'hiver lorsque la température descend en dessous de 5°C, un chauffage d'appoint est utile dans le cas où la pompe à chaleur ne peut pas fournir suffisamment de chaleur.

5.2.2 Eau

La chaleur récupérée et transférée des eaux, d'un puit, une réserve ou un cours d'eau, dans ce cas la pompe à chaleur est installée à l'intérieur du logement ; ce type de pompe à chaleur est très performant et peut suffire pour les besoins d'un logement, la température de l'eau varie peu, on obtient de bons COP.

5.2.3 Sol

La chaleur est récupérée du sol, des tuyauteries déroulées dans le sol sert à absorber l'énergie et la transfèrent vers l'intérieur de l'habitation où est posé la pompe à chaleur, la tuyauterie peut être installée horizontalement à une profondeur de 1 mètre dans un jardin ; ou verticalement avec des sondes de 50 à 150 mètres, les COP sont performants pour ce genre d'installation.

La chaleur récupérée du milieu extérieur devra être redistribuée à l'intérieur de l'habitation, plus la redistribution se fait à basse température et plus le COP de l'installation est élevé ; il est possible de redistribuer la chaleur à travers l'air pulsé à l'intérieur de l'habitation ou à travers un circuit hydraulique ou on chauffe l'eau et on l'utilise par le chauffage du sol ou par des ventilo-convecteurs.

5.3 Types de PAC

Les pompes à chaleur se différencient par la source d'énergie récupérée du milieu extérieur et le moyen de redistribution de cette chaleur à l'intérieur de l'habitation.

Tableau 5 : Les différents types de PAC

Type de PAC	Source de chaleur	Redistribution de la chaleur
Air/air	Air extérieur	Air intérieur
Air/Eau	Air extérieur	Eau de chauffage
Eau/Air	Eau de nappe phréatique	Air intérieur
Eau/Eau	Eau de nappe phréatique	Terrain du jardin
Sol/Air	Terrain du jardin	Air intérieur
Sol/Eau	Terrain du jardin	Terrain du jardin

Les pompes à chaleur Air/Air sont les plus simples, elles comportent deux blocs le premier placé à l'intérieur et le second à l'extérieur, les deux blocs sont reliés par un fluide caloporteur, la PAC absorbe de la chaleur contenue dans l'air extérieur pour l'injecter dans l'habitation, ce type de PAC ont un COP réduit en plus elles sont limitées dans leur fonctionnement en dessous de 5°C, il faut prévoir un chauffage d'appoint.

Une pompe à chaleur eau /eau absorbe de la chaleur des eaux souterraines, la température de ces eaux reste en général constante pendant toute l'année ; il faut prévoir en fait deux fosses une pour ramener l'eau et une autre pour rejeter l'eau dans son milieu naturel ; ce type de PAC ont des coefficients de performance intéressants.

Une pompe à chaleur sol/eau utilise la chaleur contenue dans le sol, les canalisations à l'extérieur peuvent être placées horizontalement ou verticalement, il est en outre préconisé que le sol soit adapté, de même qu'un système de chauffage recommandé est celui de basse température comme celui d'un chauffage au sol.

5.4 Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur

Une pompe à chaleur consomme de l'énergie pour fonctionner en fournissant une quantité de chaleur, généralement la chaleur récupérée est plus importante par rapport à l'énergie consommée sous forme électrique pour les machines à compression mécanique de vapeur.

On peut définir un COP du système, un COP global de l'installation en intégrant les déperditions des réseaux, ou un COP moyen saisonnier en tenant compte des variations des conditions extérieures d'une saison de chauffe.

Une économie d'énergie n'est ressentie que si le COP est supérieur à 3, en effet le rendement d'une centrale électrique est de l'ordre de 1/3, il faudra qu'une pompe à chaleur fournit au minimum 3 kWh de chaleur pour 1 kWh d'énergie électrique.

5.5 Exercices

Exercice 1 :

Une pompe à chaleur Carnot fonctionne dans une habitation où la température est de 22°C et consomme 7 kW de puissance en fonctionnement. Si la température du milieu extérieur est à 7°C, déterminer la quantité de chaleur à injecter dans l'habitation, en une minute.

Correction

Le coefficient de performance :

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} = \frac{(22 + 273)}{(22 + 273) - (7 + 273)} = 19,67$$

La quantité de chaleur :

$$\dot{Q}_C = COP \cdot \dot{W} = 19,67 \cdot 7 = 137,69 \text{ kW} = 8261,4 \text{ kJ/mn}$$

Exercice 2 :

Un système de pompe à chaleur est nécessaire pour transférer la quantité de chaleur d'une maison de 8750 kJ/min pour maintenir sa température à 24°C. Si l'extérieur la température de l'air est de 15°C, déterminez la puissance requise faire fonctionner ce système de chauffage.

Correction

Le COP d'un climatiseur est :

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} = \frac{(24 + 273)}{(24 + 273) - (15 + 273)} = 33$$

La puissance absorbée par ce réfrigérateur est :

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_C}{COP} = \frac{8750}{33} = 265,15 \text{ kJ/mn} = 4,42 \text{ kW}$$

Exemple 3

Une pompe à chaleur réversible échange de la chaleur avec 2 sources, l'eau d'un lac ($T_F=280\text{K}$), et une réserve d'eau de masse $M=1000 \text{ kg}$ isolée thermiquement ; la température initiale de cette dernière est $T_0=280\text{K}$. $c_{\text{eau}} = 4190 \text{ J K}^{-1} \text{ kg}^{-1}$. Lorsque la masse d'eau M atteint la température de $T=333 \text{ K}$, calculer

- La quantité de chaleur reçue par la réserve d'eau
- Le COP idéal de la pompe à chaleur et le travail fourni par la pompe.

La quantité de chaleur est :

$$Q = mc\Delta T = 1000.4190. (333 - 280) = 222070kJ$$

Le COP idéal de la pompe à chaleur

$$COP_i = \frac{T_C}{T_C - T_F} = \frac{333}{333 - 280} = 6,28$$

Le travail fourni par la pompe

$$W = \frac{Q_C}{COP} = \frac{222070}{6,28} = 35361,46kJ$$

Exemple 4

Une pompe à chaleur parfaite est mise en marche entre deux sources de températures de 20 et 40 °C, quel serait la puissance de chauffe si elle consomme une énergie électrique de 2 kW.

Le coefficient de performance :

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} = \frac{(40 + 273)}{(40 + 273) - (20 + 273)} = 15,65$$

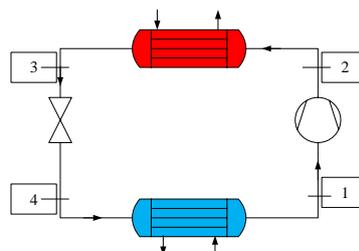
La quantité de chaleur :

$$\dot{Q}_C = COP. \dot{W} = 15,65.2 = 31,3kW$$

Exemple 5

Une pompe à chaleur fonctionne avec un réfrigérant R134a, est utilisé pour maintenir un espace à 25 °C en absorbant la chaleur de l'eau géothermique qui pénètre dans l'évaporateur à 50 °C avec un débit de 0,065 kg/s et sort à 40 °C.

Le réfrigérant pénètre dans l'évaporateur à 20 °C avec une qualité de 15% et reste à la même pression que la vapeur saturée. Si le compresseur consomme 1,2 kW de puissance, déterminer : le débit massique du réfrigérant, la puissance de chauffe du condenseur, le COP et le rendement du cycle, et finalement le COP idéal et le rendement du cycle



Correction

La puissance transférée de l'eau est le changement d'énergie de l'eau entre l'entrée et la sortie :

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_e \cdot c_p \cdot (T_e - T_s) = 0,065 \cdot 4,18 \cdot (50 - 40) = 2,7 \text{ kW}$$

L'augmentation d'énergie du fluide frigorigène est égale à la diminution d'énergie de l'eau dans l'évaporateur. C'est :

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4)$$

Ce qui donne

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_F}{(h_1 - h_4)} = \frac{2,7}{(410 - 255)} = 0,17 \text{ kg/s}$$

La puissance de chauffe du condenseur :

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_F + \dot{W} = 2,7 + 1,2 = 3,9 \text{ kW}$$

Le COP de la pompe à chaleur est :

$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}} = \frac{3,9}{1,2} = 3,25$$

Le COP idéal

$$COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} = \frac{(50 + 273)}{(50 + 273) - (25 + 273)} = 12,9$$

Le rendement du cycle est

$$\varepsilon = \frac{COP_r}{COP_i} = \frac{3,25}{12,9} = 25\%$$

Chapitre 6 : Travaux pratiques

Dans ce chapitre des travaux pratiques sont présentés ; ils ont été préparé sur la base de la documentation des fournisseurs de la machines frigorifique et de la pompes à chaleur, ainsi que des documents de TP [18] et [19].

Les équipements disponibles au niveau du département sont

La pompe à chaleur de marque PHYWE, type Wärmepumpe Kompressor pr

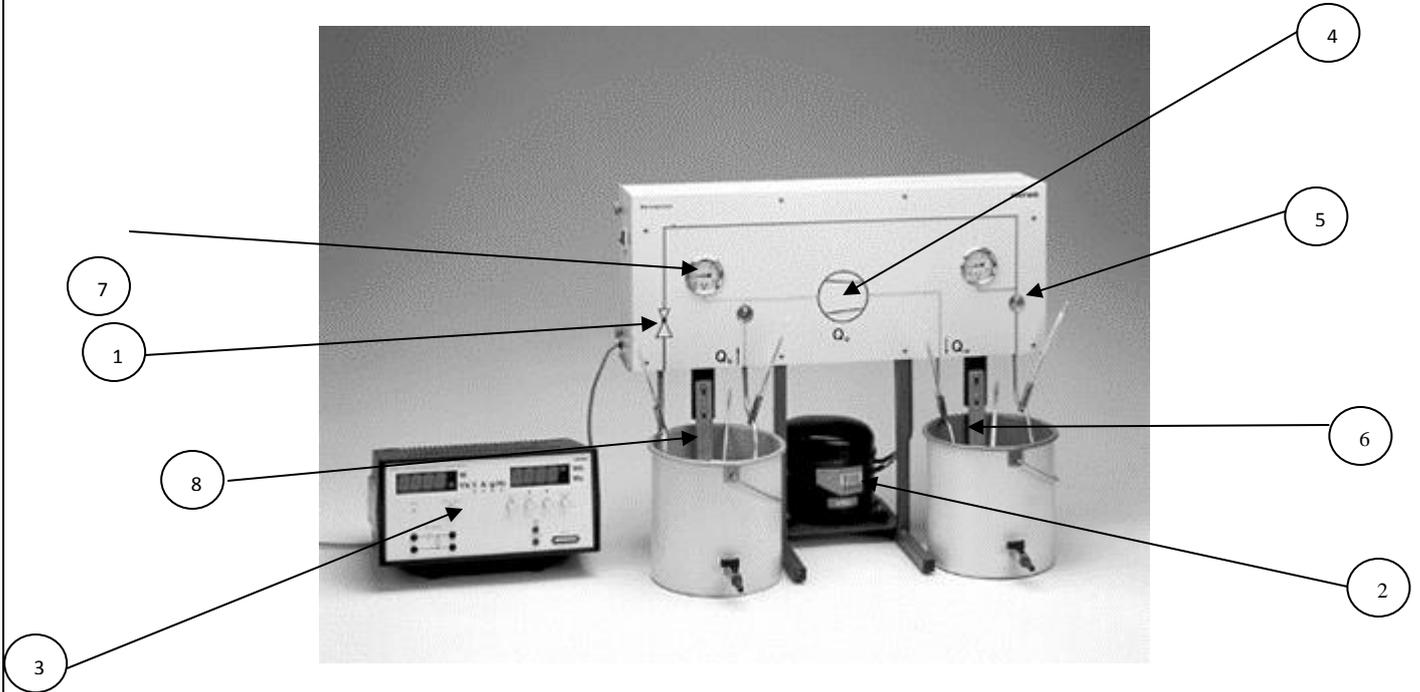
La machine de réfrigération à cycle réversible de marque DIDATEC TECHNOLOGIE, type CRI 100.

Sur chacune des machines deux TP ont été élaborés, 02 TP sur le thème de la pompe à chaleur et 02 TP sur le thème de réfrigération à cycle réversible.

TP 01 pompe à chaleur

Binôme :	Date :
----------	--------

But du TP : L'étude d'une pompe à chaleur, qui est une machine thermique dans laquelle le fluide qui subit une transformation cyclique est du fréon R134a.

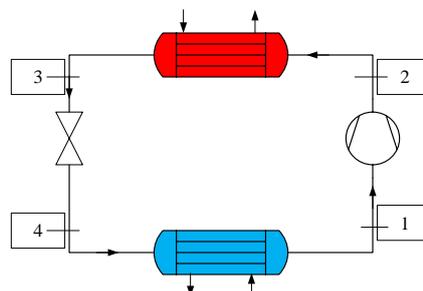


Vue de la machine pompe à chaleur [16]

Indiquer les éléments constituant la pompe à chaleur

01	
02	
03	
04	
05	
06	
07	
08	

Schéma de principe



Décrire le cycle de fonctionnement de la pompe à chaleur

Décrire le bilan énergétique du fluide

Etude de l'efficacité de la pompe à chaleur

1. Relevé des Températures

On décide de faire des mesures avec la pompe à chaleur fonctionnant pendant 05 minutes.

Mesures	T_C ($^{\circ}C$)	T_F ($^{\circ}C$)	E_e (J)	P_e (W)
1				
2				
3				
4				
5				

Pendant ce temps, vous relèverez, toutes les minutes :

- La température T_F de l'eau de la source froide où se trouve le serpentin "évaporateur" ;
- La température T_C de l'eau de la source chaude où se trouve le serpentin "condenseur" ;
- L'énergie électrique E_e et la puissance P_e consommées par le compresseur.

Dresser un tableau des mesures ; Que constate-t-on ?

2. Evolution de la température en fonction du temps

Tracer sur un même graphe les deux courbes $T_F = f(t)$ et $T_C = f(t)$; Que constate-t-on ?

3. Calcul des coefficients de performance

On se propose de calculer les COP pour chaque intervalle de temps $\Delta t = 1mn$.

A chaque instant, la quantité de chaleur dQ cédée par le fluide frigorigène au réservoir d'eau chaude est opposée à la quantité de chaleur dQ reçue par l'eau :

$$dQ_C = m \cdot c_p \cdot dT_C \text{ avec } m = 4kg \text{ et } c_p = 4,18 \cdot 10^3 J/kg \cdot K$$

De même, la puissance électrique apportée s'exprime par : $\dot{W} = \frac{dE_e}{dt}$

La puissance thermique reçue par la source chaude est : $\dot{Q}_C = \frac{dQ_C}{dt}$

Le coefficient de performance réel est donc le rapport : $COP_{réel} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}}$

Le coefficient de performance de Carnot est : $COP_{Carnot} = \frac{T_C}{T_C - T_F}$

Le rendement du cycle : $\varepsilon = \frac{COP_{réel}}{COP_{Carnot}}$

Dresser un tableau des résultats ; Tracer les courbes $COP_{réel}$, COP_{Carnot} et le rendement du cycle en fonction du temps, commentez les résultats.

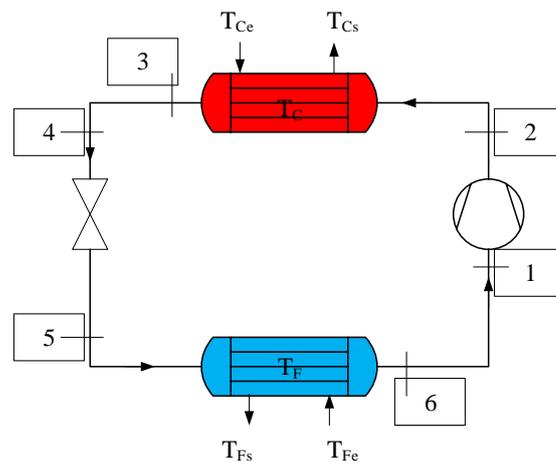
TP 2 pompe à chaleur

Binôme :

Date :

But du TP : Le tracé du diagramme P-h à partir des relevés de l'expérience, et comparaison entre l'efficacité réelle et théorique.

1) Schéma de principe



2) Rappel du fonctionnement de la pompe à chaleur

État 1 : Le fréon arrive à l'entrée du compresseur à l'état gazeux à la pression P_F et la température T_1 .

État 2 : Il passe alors dans le compresseur qui le comprime à la pression P_C . Cette compression rapide est supposée adiabatique, le fréon gazeux s'échauffe jusqu'à la température T_2 .

État 3 : Dans le serpentin du condenseur C, le fréon se refroidit jusqu'à la température T_C de la source chaude et commence à se liquéfier sous la pression P_C à la température T_C .

État 4 : Le fréon, sorti du condenseur à la température T_C et à la pression P_C , se refroidit sur son trajet jusqu'au point 4 où il est à la température T_4 tout en restant à la pression P_C .

État 5 : Dans une vanne de détente, il subit une détente isenthalpique qui le ramène à la pression P_F en subissant un début de vaporisation à la température T_5 .

État 6 : A l'arrivée dans l'évaporateur E, le fréon finit sa vaporisation sous la pression constante P_F et à la température T_5 , Au contact de la source froide, il se réchauffe jusqu'à la température $T_6 = T_F$.

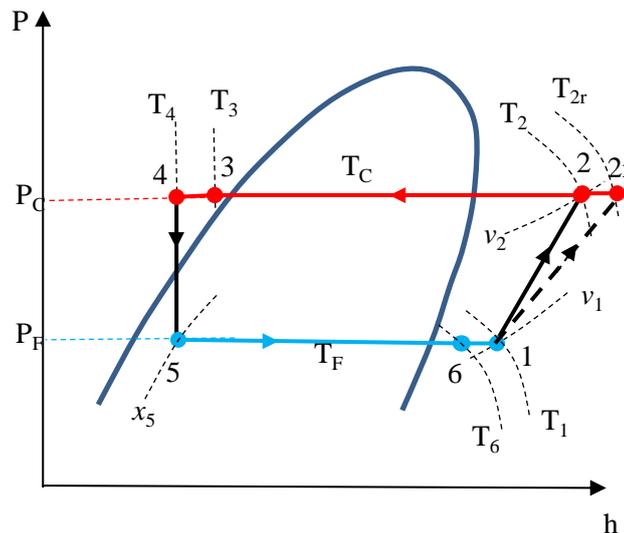
Retour à l'état 1 : Entre la source froide et le compresseur, le gaz se réchauffe légèrement de T_F à T_1 .

Bilan énergétique

Le fluide :

- reçoit le travail W du compresseur ;
- cède à la source chaude la chaleur Q_C dans le condenseur où il se liquéfie ;
- reçoit de la source froide la chaleur Q_F dans l'évaporateur pour se vaporiser.

3) Représentation du cycle et Mesures



Mesures à effectuer

Elles doivent être effectuées lorsque la pompe à chaleur fonctionne déjà depuis environ 10 minutes ; Vous allez relever une série de températures, Ce ne seront pas exactement les températures du fréon dans les différents états précédemment décrits, Placer les thermomètres aux différents points indiqués ; Aux points 1, 2, 4 et 5.

Relever, simultanément :

- La pression P_F côté évaporateur sur le manomètre avant le compresseur.
- La pression P_C côté condenseur sur le manomètre après le compresseur.
- La température T_1 à l'entrée du compresseur (point 1) ;
- La température T_2 à la sortie du compresseur (point 2) ;
- La température T_4 à l'entrée du détendeur (point 4) ;
- La température T_5 à la sortie du détendeur (point 5) ;
- La température T_C de la source chaude ;
- La température T_F de la source froide ;
- La puissance consommée P_e

Attention, les manomètres indiquent des pressions relatives, il faut donc ajouter 1 bar à la lecture pour obtenir des pressions absolues.

4) Tracé du cycle sur le diagramme de Mollier et commentaires

Sur le diagramme fourni :

Point 1 :

- Placer le point 1 correspondant à la pression P_F et à la température T_1 , il se trouve à l'intersection de la droite horizontale $P_F = \text{constante}$ et de la courbe isotherme d'équation $T_1 = \text{constante}$; Lire en abscisse l'enthalpie massique h_1 du gaz.

Point 2 :

- La compression étant supposée isentropique (adiabatique réversible), il se trouve à l'intersection de la droite horizontale correspondant à $P_C = \text{constante}$ et de la courbe $s = \text{constante}$ passant par le point 1. Sur le diagramme, lire la température T'_2 et les enthalpies massique h_2 et h'_2 correspondant au point 2 et 2'. Comparer la température T'_2 lue sur le diagramme et la température T_2 relevées à la sortie du compresseur. Que constate-t-on ?

Point 3 :

- Dans le condenseur, le gaz se refroidit sous la pression constante P_C et va commencer à se liquéfier. Sur le diagramme, lire la température T'_3 à laquelle la vapeur commence à se liquéfier.

Point 4 :

- Dans le condenseur, la liquéfaction se poursuit jusqu'à être totale ; le liquide formé se refroidit jusqu'à la température T_C de la source chaude ; il continue à se refroidir sur son trajet vers le détendeur jusqu'à la température T_4 : il se trouve à l'intersection de la droite horizontale $P_C = \text{constante}$ et de la courbe isotherme d'équation $T_4 = \text{constante}$. Lire l'enthalpie massique h_4 du liquide avant sa détente.

Point 5 :

- La transformation $4 \rightarrow 5$ peut-être assimilée à une détente isenthalpique et le point 5 se trouve à l'intersection de la droite verticale $h_4 = \text{constante}$ avec la droite horizontale $P_F = \text{constante}$. Lire la fraction massique x de vapeur qui s'est formée au cours de la détente. Lire sur le diagramme la température T'_5 à laquelle se déroule la vaporisation. Comparer T'_5 et T_5 .

Point 6 :

- Placer le point 6 auquel la vaporisation de termine sous la pression P_F et noter la température T_6 correspondante.

Tracer le cycle.

5) Dresser un tableau récapitulatif des mesures et des relevés sur le diagramme.

Température de la source chaude : $T_C =$; Température de la source froide : $T_F =$

Puissance $P_e =$

	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	Point 5	Point 6
Températures mesurées	$T_1 =$	$T_2 =$		$T_4 =$	$T_5 =$	$T_6 =$
Températures lues sur le diagramme		$T'_2 =$	$T'_3 =$		$T'_5 =$	
Pression	$P_F =$	$P_C =$			$P_F =$	$P_C =$
Enthalpies massiques	$h_1 =$	$h_2 =$ $h'_2 =$		$h_4 =$	$h_5 =$	
Titre					$x =$	

Observations à partir le cycle

Comparer, respectivement, les températures T'_2 et T_2 , les températures T'_5 et T_5 , expliquer.

Comparer T_1 avec T_F et T_4 avec T_C , Qu'observe-t-on ?

Estimation du débit et du rendement

Déterminer le débit du fluide frigorigène circulant dans le circuit.

Calculer le rendement isentropique du compresseur.

Etude de l'efficacité

Pour les valeurs relevées, calculer : Le COP maximale d'une pompe à chaleur fonctionnant entre deux sources aux températures T_C et T_F des deux réservoirs d'eau.

L'efficacité d'une pompe à chaleur, le COP est donné par : $COP = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1}$

Comparer les deux coefficients, Conclure.

TP1 réfrigération à cycle réversible

Binôme :

Date :

But du TP : Etude du concept de base d'une installation frigorifique au R 134a.

Et étude des phases importantes d'un cycle frigorifique à compression - condensation - évaporation.



Vue de la machine réfrigération à cycle réversible [17]

Indiquer les éléments constituant de la machine de réfrigération

01	
02	
03	
04	
05	
06	
07	
08	

Schéma de principe

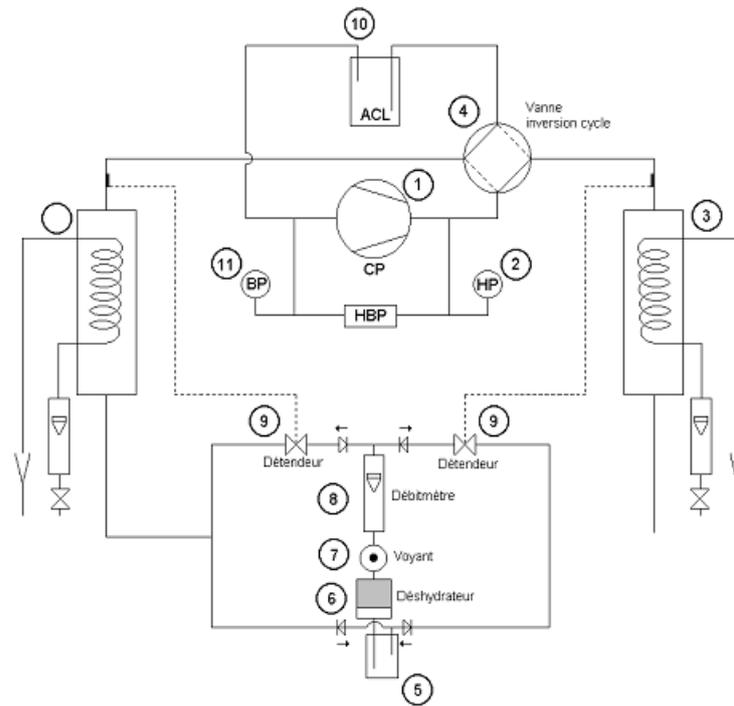


Schéma de principe du cycle de réfrigération réversible [17]

Décrire le cycle de fonctionnement

Décrire l'inversion du cycle

Etude de l'efficacité de la machine frigorifique

1. Relevé des températures

On décide de faire 04 mesures pour chaque cycle avec la machine, Pendant ce temps, vous relèverez, toutes les minutes :

Cycle	Normale				Inversé			
	1	2	3	4	1	2	3	4
Mesures								
Débit circuit eau condenseur								
Débit circuit eau évaporateur								
Température Eau entrée								
Température Eau sortie condenseur								
Température Eau sortie évaporateur								

Relever les débits et les températures à l'entrée et à la sortie du condenseur et de l'évaporateur

2. Evolution de la température en fonction du temps

Tracer pour chaque cycle, sur un même graphe les courbes de température en fonction du temps; Que constate-t-on ?

3. Calcul des coefficients de performance

On se propose de calculer les coefficients de performance pour chaque intervalle de temps $\Delta t = 1mn$.

A chaque instant, la quantité de chaleur Q cédée ou reçue par le fluide frigorigène au circuit d'eau est opposée à la quantité de chaleur Q reçue ou cédée par l'eau :

$$\dot{Q}_F = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_F \text{ avec } c_p = 4,18 \cdot 10^3 J/kg \cdot K$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_C \text{ avec } c_p = 4,18 \cdot 10^3 J/kg \cdot K$$

En déduire le travail de compression \dot{W} reçue par le fluide par unité de temps

Le coefficient de performance réel est donc le rapport : $COP_{réel} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}}$

En considérant la température de la source comme la plus basse pour l'évaporateur et la plus haute pour le condenseur, calculer :

Le coefficient de performance de Carnot est : $COP_{Carnot} = \frac{T_F}{T_C - T_F}$

Le rendement du cycle : $\varepsilon = \frac{COP_{réel}}{COP_{Carnot}}$

Dresser un tableau des résultats ; Tracer les courbes $COP_{réel}$, COP_{Carnot} et le rendement du cycle en fonction du temps, commentez les résultats.

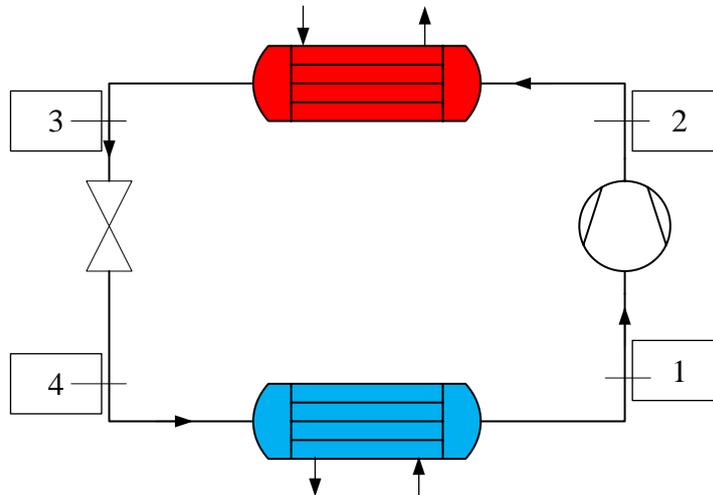
TP2 réfrigération à cycle réversible

Binôme :

Date :

But du TP : Etude d'une installation frigorifique au R 134a et tracé des diagrammes de Mollier.

1) Description du cycle du fluide frigorigène :



a) Dans le compresseur :

Le fluide frigorigène arrive à l'entrée du compresseur à l'état gazeux, sous basse pression et basse température. La compression permet d'élever sa pression et sa température ; En théorie, la compression est adiabatique (ou isentropique) ; mais elle ne l'est pas en pratique.

b) Dans le condenseur :

Le gaz chaud cède sa chaleur à l'eau du circuit extérieur. Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("désurchauffe"), puis le fluide se condense. Le fluide liquide se refroidit de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.

c) Dans le détendeur :

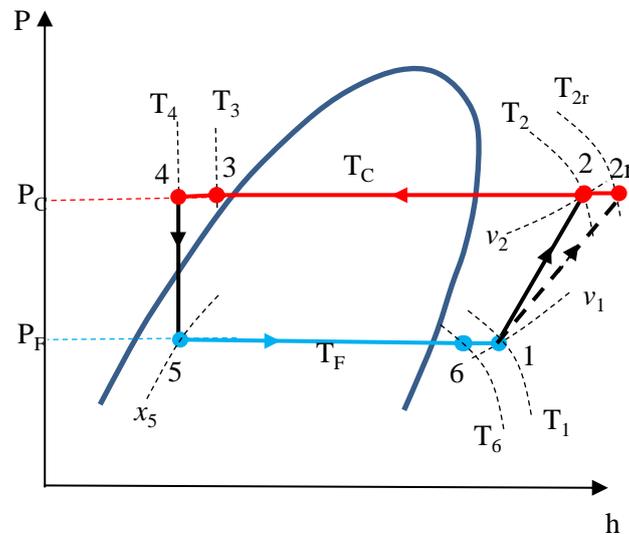
Le fluide subit une détente isenthalpique. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement, ce qui abaisse sa température.

d) Dans l'évaporateur :

Le fluide frigorigène s'évapore totalement en absorbant la chaleur provenant du circuit d'eau qui se refroidit. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur ; c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe.

Diagramme enthalpique du cycle frigorifique : diagramme de Mollier

Sous la courbe « en cloche » se situe le mélange liquide-vapeur. A gauche de la cloche, le fluide est à l'état liquide (il se "sous-refroidit"). A droite, le fluide est à l'état vapeur (il "surchauffe").



2) Etude du cycle du fluide frigorigène

Diagramme de Clapeyron (p, V)

Sur ce diagramme théorique,

- Tracer la courbe de saturation du fluide
- Tracer 2 droites horizontales représentant la basse pression (BP) et la haute pression (HP)
- Placer les points suivants :
 - fluide à l'entrée du compresseur (gaz)
 - fluide à la sortie du compresseur (gaz)
 - fluide à la sortie du condenseur (liquide)
 - fluide à la sortie du détendeur (liquide + gaz)



Commenter le graphe

3) Mesures

Les mesures seront faites pour un débit d'eau fixe.

Les manomètres indiquent des pressions relatives. Il faut donc ajouter 1 bar à la lecture pour obtenir des pressions absolues.

Pression	
Manomètre basse pression	
Manomètre haute pression	
Débit	
Débit circuit eau froide (Evaporateur)	
Débit du fluide R134a liquide	
Température	
Eau entrée évaporateur	
Eau sortie évaporateur	
R134a entrée évaporateur – point 5'	
R134a sortie évaporateur	
R134a entrée condenseur	
R134a sortie condenseur - point 4	
R134a entrée compresseur - point 1	
R134a sortie compresseur – point 2'	

4) Diagramme de Mollier (P,h)

Sur le diagramme de Mollier

- Tracer 2 horizontales correspondant à la basse pression (BP) et à la haute pression (HP).
- Noter ensuite la température d'entrée du compresseur et celle de sortie du condenseur.

Tracer le cycle.

6) Compléter le tableau récapitulatif des mesures et des relevés sur le diagramme.

	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	Point 5	Point 6
Températures mesurées	$T_1 =$	$T_2 =$		$T_4 =$	$T_5 =$	$T_6 =$
Températures lues sur le diagramme		$T'_2 =$	$T'_3 =$		$T'_5 =$	
Pression	$P_F =$	$P_C =$			$P_F =$	$P_C =$
Enthalpies massiques	$h_1 =$	$h_2 =$ $h'_2 =$		$h_4 =$	$h_5 =$	
Titre					$x =$	

5) Calcul des performances :

Débit du fluide R134a et puissances au niveau de l'évaporateur

- Déterminer le débit massique du fluide frigorigène sachant que $\rho = 1\,206 \text{ kg m}^{-3}$;
- L'évaporateur est un échangeur, entre le fluide frigorigène et le circuit d'eau ; Calculer la puissance thermique reçue par l'eau et la puissance cédée par le fluide R134a au niveau de l'évaporateur. Comparer les deux puissances. Conclure.
- Déterminer le rendement isentropique du compresseur.

Etude de l'efficacité

Pour les valeurs relevées, calculer : Le COP maximale d'une installation frigorifique, fonctionnant entre deux sources aux températures T_C et T_F , sont celle du fluide pendant le changement de phase.

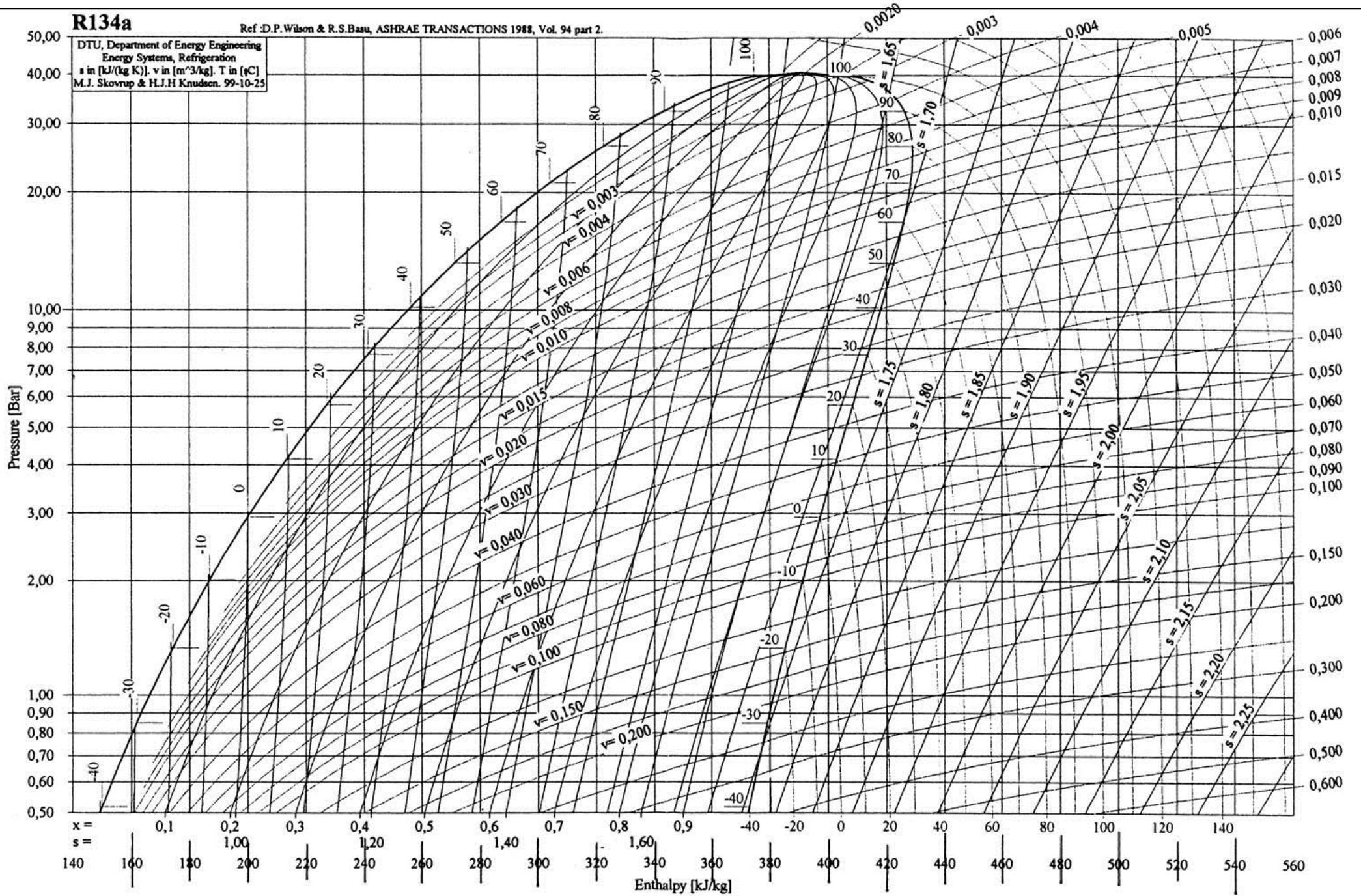
L'efficacité d'une installation frigorifique, le COP est donné par : $COP = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}$

Comparer les deux coefficients.

R134a

Ref :D.P.Wilson & R.S.Basu, ASHRAE TRANSACTIONS 1988, Vol. 94 part 2.

DTU, Department of Energy Engineering
Energy Systems, Refrigeration
 s in [kJ/(kg K)]. v in [m³/kg]. T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen. 99-10-25



Nom et prénom :

Références

- [01] Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2002). Thermodynamics: an engineering approach. *Sea, 1000*, 8862.
- [02] ASHRAE, Inc. (2001). *2001 ASHRAE handbook: fundamentals*. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
- [03] Duminil, M. (1996). Théorie des machines frigorifiques. Machine à compression mécanique. *Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique*, 5(B9730), B9730-1.
- [04] Site : <http://www.lepanneausolaire.net/les-differents-types-compresseurs.php>
- [05] Site : <https://energieplus-lesite.be/concevoir/froid-alimentaire3/choisir-le-compresseur-de-la-machine-frigorifique-d1/>
- [06] Site : <https://energieplus-lesite.be/techniques/climatisation8/composants-installation-frigorifique/les-compresseurs-frigorifiques/>
- [07] Site : <https://energieplus-lesite.be/concevoir/froid-alimentaire3/choisir-le-condenseur-de-la-machine-frigorifique/>
- [08] Site : <https://www.abcclim.net/le-capillaire.html>
- [09] Site : <http://froidtfti.blogspot.com/2017/03/detendeur-thermostatique-egalisation-de.html>
- [10] Site : <https://www.hellopro.fr/evaporateur-sd-2003444-13868-produit.html>
- [11] Site : <https://energieplus-lesite.be/techniques/chauffage10/chauffage-par-pompe-a-chaleur2/les-composants-pompe-a-chaleur/les-evaporateurs/>
- [12] Site : <https://www.e-genieclimatique.com/froid01-le-circuit-frigorifique-de-base-dans-une-chambre-froide-positive-explication/>
- [13] Site : https://fr.wikipedia.org/wiki/Tube_de_Ranque-Hilsch
- [14] Site : <http://reseaux-chaleur.cerema.fr/fiche-decouverte-les-systemes-de-climatisation-et-reseaux-de-froid>
- [15] López, L. D. P. (2004). Caractérisation des propriétés thermoélectriques des composants en régime harmonique: Techniques et Modélisation). *These de Doctorat, Université de Bordeaux, 1*.
- [16] https://www.nikhef.nl/~h73/kn1c/praktikum/phywe/LEP/Experim/3_6_02.pdf
- [17] http://www.didatec-technologie.com/var/plain_site/storage/original/application/9884561b_bbab9ec1eeced83d9bc577f6.pdf
- [18] https://eduscol.education.fr/rnchimie/phys/kohl/tp/tp_phys_ts1_15.pdf
- [19] https://eduscol.education.fr/rnchimie/phys/baillet/06/tp_cycl.pdf