

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : Science de l'ingénierat
Département : Génie mécanique
Domaine : Sciences et techniques
Filière : Génie mécanique
Spécialité : Énergétique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master

Thème:

**L'INFLUENCE DE LA NATURE DU FLUIDE PUR OU EN MELANGE SUR LES
PERFORMANCES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A COMPRESSION DE VAPEUR**

Présenté par : NOUAR Sara

Encadrant : L.BOUMARAF

Grade : professeur

Université : UBMA

Jury de Soutenance :

S.KADRI	MAA	UBMA	Président
L.BOUMARAF	Professeur	UBMA	Encadrant
L.LAOUAR	Professeur	UBMA	Examineur

A decorative border with a repeating floral motif surrounds the text. The top and bottom borders are wider, featuring larger floral designs at the corners. The side borders are narrower, with smaller repeating motifs.

REMERCIEMENTS

Je remercie avant tout, « Allah » qui m'a éclairé la bonne voie et m'aider à la parcourir.

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce au concours de plusieurs personnes à qui je voudrais témoigner toute ma reconnaissance.

Je voudrais tout d'abord adresser toute ma gratitude au directeur de ce mémoire, Mm.L.BOUMARAF, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils qui ont contribué à alimenter ma réflexion et ses encouragements.

Mes vifs remerciements vont aussi à Monsieur LAOUER. Et Monsieur KADRI, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au jury.

Je désire aussi remercier tous les enseignants du département de génie mécanique de l'université de Badji Mokhtar-Annaba, qui m'ont fourni les outils nécessaires à la réussite de mes études universitaires.

Enfin, Je voudrais exprimer ma reconnaissance envers les amis et collègues qui m'ont apporté leur support moral et intellectuel tout au long de ma démarche.

A decorative border with a repeating floral motif surrounds the text. The top and bottom borders are wider, featuring larger floral designs at the corners. The side borders are narrower, with smaller repeating motifs.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Mes parents. Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de
L'amour dont ils ne cessent de me combler. Que dieu leur
Procure bonne santé et longue vie.

A mon encadreur Mm .L.BOUMARAF pour ses efforts et
Ses conseils.

Aux personnes dont j'ai bien aimé la présence dans ce jour, à
Ma sœur, mon frère et ma cousine Ibtiha, ainsi que tous mes amis

Je leur dédie ce travail et dont le grand plaisir revient en
Premier lieu à leurs conseils, aides, et encouragements.

Aux personnes qui m'ont toujours aidé et encouragé, qui
Étaient toujours à mes côtés, et qui m'ont accompagnaient
Durant mon chemin d'études supérieures, mes aimables amis,
Collègues d'étude et frères de cœur.

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1 : machine frigorifique-principe	3
Figure I.2 : Cycle d'une machine ditherme	5
Figure I.3 : Efficacité de Carnot en fonction des températures des sources chaude et froide	7
Figure I.4 : Exemple d'un cycle moteur de Carnot : représentation P-h et T-s	8
Figure I.5 : Cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les diagrammes T-s et P-h	9
Figure I.6 : Cycle tritherme	9
Figure I.7 : Machine frigorifique à absorption- principe	11
Figure I.8 : Machine frigorifique à adsorption- principe	12
Figure I.9 : machine frigorifique à éjecto-compression- principe	12
Figure I.10: diagramme de phase d'un azéotropique négatif	16
Figure I.11: diagramme de phase d'un azéotropique positif	16

Chapitre II

Figure II.1 : diagramme de compressibilité généralisé	23
--------------------------------------------------------------	----

Chapitre III

Figure III.1 : principe de machine frigorifique à compression de vapeur	38
Figure III.2 : cycle de fonctionnement	38

Liste des tableaux

Chapitre I :

Tableau I.1 : Recensement des différents phénomènes qui absorbent ou désorbent de la Chaleur	5
Tableau I.2: Classification de quelques fluides frigorigènes	18
Tableau I.3: Caractéristiques de quelques fluides frigorigènes	20

Chapitre II :

Tableau III.1 : Caractéristiques des fluides synthétiques	43
Tableau III.2 : Caractéristiques des fluides hydrocarbures	43
Tableau III.3 : Caractéristiques de fluide inorganique	43
Tableau III.4 : Caractéristiques des mélanges de fluides	44
Tableau III.5 : Valeurs du COP des fluides synthétiques	45
Tableau III.6 : Valeurs du COP des fluides naturels	48
Tableau III.7 : Valeurs du COP des mélanges de fluides	50

Nomenclature

Lettres latines

Symbole	Désignation	Unité
BP	Base pression	sans
A	Coefficient de l'équation de Van Der Waals	Sans
b	covolume	m ³ mole ⁻¹
B	Coefficient de l'équation de Van Der Waals	Sans
C	Constante (règle de mélange de Huron Vidal)	Sans
COP	Coefficient de performance	sans
cop _{pac}	Coefficient de performance calorifique	Sans
C _p	Capacité spécifique à pression constante	(kJ/Kg.K)
C _v	Capacité spécifique à volume constante	(kJ/Kg.K)
R	Constante universelle des gaz parfait	J/mol.k
s	Entropie massique	kJ/kg.K
S _{rés}	Entropie résiduelle massique	kJ/kg.K
h	Enthalpie	kJ/kg
s	Entropie	kJ/kg.k
u	Energie libre	kJ
Z	Facteur de compressibilité	sans
Z _c	Facteur de compressibilité	sans
GWP	global warming potential	sans
HP	Haute pression	sans
ODP :	Ozone Déplétion Potential	sans
P	Pression	Bar
P _{cr}	Pression critique	Bar
P _r	Pression réduite	Bar
Q _{evp}	Puissance frigorifique	Watt
Q _{cond}	Puissance thermique	Watt
x	Titre	sans
W _{comp}	Travail de compresseur	Watt

Nomenclature

T_c	Température de condensation	K, °C
T_{cr}	Température critique	K
T_r	Température réduite	K
T_e	Température d'évaporation	K
ν	Volume massique	dm ³ /Kg
V	volume	m ³

Notation grecque

Symboles	Désignations	Unités
τ	Taux de compression	sans
η	Rendement	sans
α	Terme correctif des équations cubiques	sans
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
σ	Constante des équations cubiques	sans
ε	Constante des équations cubiques	sans

Indices

indices	Désignations
att	Attraction
evp	Evaporature
comp	Compressure
cr	critique
c ,cond	condenseur
is	Isonthropique
int	Interne
r	Réduite
rés	Résiduelle
rep	Répulsion
w	Indique que le système reçoit du travail

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale

Chapitre I : Théorie des machines frigorifiques

Introduction	1
I.1 Histoire des techniques du froid	1
I.2 Définition d'une machine frigorifique	2
I.3 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique	2
I.4 Classification des machines frigorifiques	4
I.4.1 Classification par source d'énergie	4
I.4.1.1 Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie mécanique (ou électrique)	4
I.4.1.2 Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie calorifique	4
I.4.2 Classification selon le mode de fonctionnement	4
I.5 Machines dithermes	5
I.5.1 Coefficient de performance	6
I.5.2 Efficacité de Carnot	7
I.6 Machines trithermes	9
I.6.1 Cycle frigorifique tritherme théorique	9
I.6.2 Machines thermofrigorifiques	10
a) Machine frigorifique à absorption	10
b) Machine frigorifique à adsorption	11
c) Machine frigorifique à éjecto-compression	11
I.7 Fluides frigorigènes	13
I.7.1 Les fluides frigorigènes purs	13
I.7.1.1 les fluides frigorigènes naturels	13
I.7.1.2 les fluides frigorigènes synthétiques	14
I.7.2 Mélanges des fluides	15
I.7.2.1 Les mélanges azéotropiques	15
I.7.2.2 Les mélanges zéotropiques	17
I.7.3 Nomenclature des réfrigérants	17
I.7.4 Critères de choix d'un fluide	19
Conclusion	20

Sommaire

Chapitre II : Calcul des propriétés thermodynamique des fluides réels

Introduction	22
II.1 Les équations d'états	22
II.1.1 Equation d'état du gaz parfait et facteur de compressibilité	22
II.1.2 Les états correspondants et le diagramme de compressibilité généralisé	23
II.2 Etude des équations d'état cubiques	24
II.2.1 Equation d'état de Van Der Waals(1873)	24
II.2.2 Equation d'état de Redlich Kwong (1948)	27
II.2.3 Equation d'état de Soave-Redlich-Kwong (1972)	27
II.2.4 Equation d'état de Peng-Robinson (1976)	28
II.3 Règles de mélange appliqué aux équations d'état cubiques	29
II.3.1 Règle de mélange conventionnelle	29
II.3.2 Règle de mélange de Panagiotopoulos-Reid (1986)	30
II.3.3 Règle de mélange de Huron-Vidal (1979)	30
II.4 Calcul des propriétés des fluides	31
II.4.1 Méthode d'estimation de la tension de vapeur	31
II.4.2 Calcul des propriétés thermodynamiques	33
II.4.3 Calcul des propriétés d'état à partir des propriétés résiduelles	34
Conclusion	35

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'un machine frigorifique à compression de vapeur

Introduction	38
III.1 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression de vapeur	38
III.2 Présentation d'EES	40
III.3 Evaluation des performances	42
III.3.1 Influence de la nature du fluide	42
III.3.2 Influence des conditions opératoires	51
A. Influence de la température de vaporisation sur le COP	51
B. Influence de la température de condensation sur le COP	53
Conclusion	56
Conclusion générale	
Référence bibliographie	

Introduction générale

Introduction générale

L'homme s'est rapidement rendu compte que les denrées périssables pouvaient être mieux conservées en hiver qu'en été, d'où l'idée d'utiliser du froid par le biais de la production de la glace, de manière naturelle sans l'usage de machines. Cette glace était généralement ramenée de régions froides ou à forte gelée en hiver et conservée dans des glaciers dont les parois sont thermiquement isolantes. Le fait de constater que le mélange de certains sels avec l'eau abaisse notablement la température, a aussi permis d'entrevoir des possibilités de production de froid. Toutes ces idées simples et naturelles, accompagnées de l'approfondissement des connaissances en thermodynamique pour la production de la chaleur et du froid ont encouragé la mise au point des premières machines frigorifiques.

Les processus essentiels des techniques frigorifiques sont des cycles thermodynamiques qui grâce à des techniques modernes améliorent sans cesse leur efficacité. Nous distinguons en particulier les techniques frigorifiques par compression et les techniques frigorifiques par absorption. Dans les techniques frigorifiques par compression l'énergie est fournie pour réfrigérer sous forme de travail mécanique [1].

Les techniques frigorifiques ont des applications dans de nombreux domaines du quotidien. Généralement, les systèmes de réfrigération sont utilisés dans les grands magasins et les supermarchés, notamment pour apporter du froid aux chambres froides et aux comptoirs réfrigérés. Des systèmes plus grands sont également utilisés dans diverses industries, des petits refroidisseurs à circulation aux grandes tours de refroidissement qui offrent d'énormes capacités de refroidissement [2].

Les échanges d'énergie (travail et chaleur) entre la machine frigorifique et le milieu extérieur sont réalisés au moyen d'un fluide frigorigène. Il en existe de différents types, chacun disposant de caractéristiques techniques, économiques et écologiques différentes. Le choix du fluide frigorigène est déterminant quant aux performances de fonctionnement de la machine frigorifique ou de la pompe à chaleur.

Dans ce contexte, nous proposons une contribution à l'étude de l'influence de la nature des fluides purs ou en mélanges sur les performances d'une machine frigorifique à compression de vapeur. Pour atteindre l'objectif de ce travail, nous avons choisi trois catégories de fluides : les fluides synthétiques classiques dérivés du méthane et de l'éthane, les fluides naturels qui englobent les hydrocarbures et les fluides inorganiques et enfin les mélanges de fluides synthétiques.

Introduction générale

Le travail présenté dans ce mémoire s'articule essentiellement autour de trois chapitres organisés comme suit:

Après un historique de la technique de production de froid, le premier chapitre résume des descriptions et des généralités relatives aux différents types de machines frigorifiques ainsi qu'une analyse des fluides frigorigènes utilisés dans le domaine de la réfrigération.

Dans le deuxième chapitre nous avons présenté les différentes équations d'état cubique de type Van der Waals qui servent à calculer analytiquement les propriétés thermodynamiques des fluides réels.

Après une présentation du principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression de vapeur, le troisième chapitre est consacré à l'étude de l'influence de la nature du fluide frigorigène pur ou en mélange sur les performances de cette machine. L'effet des conditions opératoires sur le COP de la machine frigorifique a aussi été examiné.

Enfin, le mémoire est clôturé par une conclusion générale. Nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I :
Théorie des machines
frigorifiques

Introduction

De nos jours, le froid est devenu une énergie indispensable pour notre vie courante. Il est utilisé dans de nombreuses applications telles que : conservation de denrées périssables, conservation des aliments, climatisation, refroidissement de procédés industriels ... etc. [3]

On définit le terme « réfrigération d'un corps, d'un procédé... » Comme le processus d'abaissement de température de ce produit ou de ce procédé au-dessous de la température ambiante. [4]

De nombreux processus technologiques ont lieu à des températures inférieures à celles qui peuvent être obtenues lors du refroidissement naturel par l'eau ou par l'air.

Le refroidissement au-dessous de la température ambiante s'appelle refroidissement artificiel ou forcé. Pour obtenir un froid artificiel les installations frigorifiques utilisent des fluides à bas point d'ébullition sous pression relativement faible. [5] La majorité des systèmes de réfrigération modernes utilisent un fluide frigorifique et ses changements de phase entre les états liquide et gazeux. Les principaux composants d'un système de réfrigération conventionnel sont : le compresseur, le condenseur, la valve d'expansion et l'évaporateur. [6]

Ce Chapitre résume des descriptions et des généralités relatives aux différents types de machines frigorifiques.

I.1 Histoire des techniques du froid

La maîtrise du chaud par le feu advient dès la préhistoire, celle du froid est toute nouvelle, fruit des découvertes scientifiques et du développement industriel du XIXe siècle, qui mènent à l'invention des systèmes frigorifiques. [7]

- 1805 : La première machine frigorifique à compression d'éther est imaginée par l'Américain Evans ;
- 1835 : Un autre Américain, Perkins, réalise à Londres le premier circuit frigorifique avec de l'éther comme fluide frigorigène. Cette machine, qui fabrique de la glace, n'a pas retenu l'attention des industriels. L'industrie du froid ne prend son essor que plusieurs dizaines d'années plus tard, notamment avec l'emploi des moteurs électriques;
- 1844 : Création de la machine frigorifique à air ;
- 1859 : Apparition de la première machine frigorifique à absorption ;
- 1913 : Le premier réfrigérateur domestique fait son apparition ;
- 1919 : La marque Frigidaire fait son apparition ;

- 1928 : Découverte des molécules de CFC 12 par Midgley&Henne de la division Frigidaire de General Motors ;
- 1931 : La fabrication industrielle commence avec Electrolux ;
- 1950 - Démocratisation des réfrigérateurs ;
- 1964 : Les réfrigérateurs à 2 portes font leurs apparitions ;
- Années 70 : Les appareils s'accessoirisent : lumière, différents compartiments ;
- Années 80 : Apparitions des premiers réfrigérateurs combinés et des appareils bimoteurs ;
- Années 90 : De nouveaux gaz plus propres sont utilisés ;
- Années 2000 : Le véritable défi devient l'environnement. [8]

I.2 Définition d'une machine frigorifique

Une machine frigorifique est une machine thermodynamique destinée à assurer le froid d'un local ou d'un système à partir d'une source de chaleur externe dont la température est supérieure à celle du local ou du système à refroidir.

C'est donc un système de froid qui transfère des calories d'un milieu à haut niveau de température vers un milieu où la température doit être inférieure.

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps froid vers un corps chaud. On peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu chaud vers un milieu froid. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt. [9]

I.3 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique [10]

Le fluide frigorigène circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de quatre étapes. Lors de ces étapes, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures. Les détails de ces étapes sont présentés ci-dessous :

1. Compression :

A l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression. Le compresseur comprime le fluide frigorigène (à l'état vapeur) pour augmenter sa pression et sa température. De plus, il permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé.

A la sortie du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

2. Condensation :

A l'entrée du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène (à haute température) cède son énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide. A la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression.

Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie récupérée au condenseur est utilisée pour la production de chaleur à l'intérieur du bâtiment (pour le chauffage ou la production de l'eau chaude sanitaire).

Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est envoyée à l'extérieur du réfrigérateur.

3. Détente :

A l'entrée du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression.

Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent. Le détendeur permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé.

A la sortie du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à basse pression.

4. Evaporation :

A l'entrée de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à basse pression.

En passant dans l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur.

A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression.

Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie thermique est captée à l'extérieur du bâtiment (dans l'air, l'eau, le sol).

Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est captée à l'intérieur du réfrigérateur.

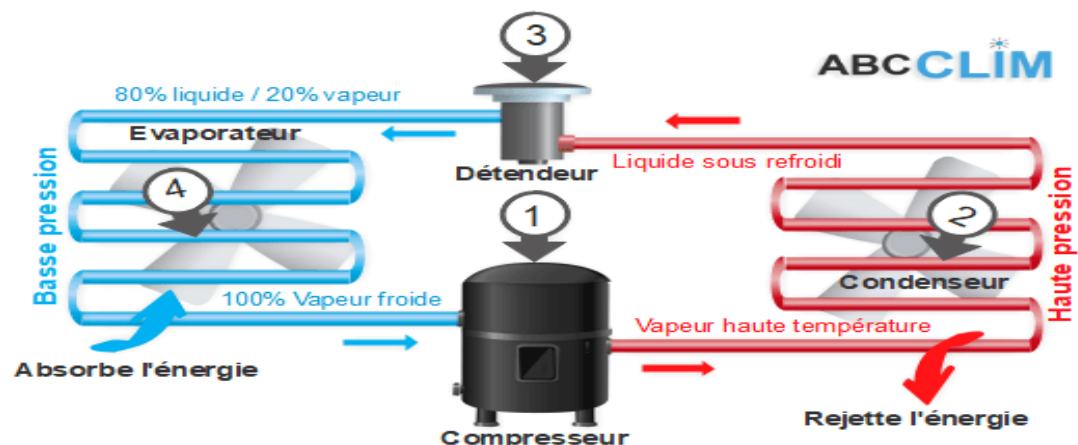


Figure I.1 : machine frigorifique-principe [11]

I.4 Classification des machines frigorifiques [3]

I.4.1 Classification par source d'énergie absorbée

I.4.1.1 Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie mécanique (ou électrique)

Parmi ces systèmes, on trouve essentiellement les systèmes frigorifiques à compression de vapeur qui transfèrent de l'énergie calorifique d'un niveau de température : inférieur T_f vers un niveau de température supérieur T_i . Ils sont donc au moins dithermes.

D'après le second principe de la thermodynamique, ils doivent nécessairement consommer de l'énergie pour effectuer cette opération.

I.4.1.2 Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie calorifique

Le principe de fonctionnement de ces systèmes consiste à extraire ou fournir une quantité de chaleur en consommant de l'énergie calorifique. Ils sont constitués d'au moins trois sources de chaleur :

- Source froide, à la température T_f .
- Source intermédiaire ou puits de rejet thermique à la température T_i .
- Source fournissant de la chaleur " motrice " à la température T_{ch} .

I.4.2 Classification selon le mode de fonctionnement

I.4.2.1 Les phénomènes de transfert thermique

Pour extraire de la chaleur d'un milieu « froid » (source froide) vers un milieu chaud (puits de chaleur), un fluide frigorigène est utilisé comme vecteur, celui-ci est le siège de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide, le fluide frigorigène subit en contact d'une source, un phénomène endothermique (qui consomme de la chaleur).

De la même manière, pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude, un phénomène exothermique (qui dégage de la chaleur) est utilisé.

Dans la majeure partie des cas, une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial, est décrite. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé cycle frigorifique.

Phénomènes endothermiques	Phénomènes exothermiques	Observations et applications
---------------------------	--------------------------	------------------------------

Chapitre I : Théorie des machines frigorifiques

Fusion d'un solide	Solidification d'un liquide	Mise en jeu de l'enthalpie de fusion (glace : 335kJ/kg).
Vaporisation d'un liquide	Condensation d'une vapeur	Mise en jeu de l'enthalpie de vaporisation (Eau à 0 °C : 2500kJ/kg)
Sublimation d'un solide	Condensation en phase solide	Mise en jeu de l'enthalpie de sublimation.
Désorption d'un gaz ou d'une vapeur (d'un liquide ou d'un solide)	Absorption d'un gaz ou d'une vapeur -dans un liquide (absorption), -dans un solide (adsorption))	Elles peuvent être physiques ou chimiques.
Détente d'un gaz comprimé	Compression d'un gaz	La détente sans travail extérieur ne s'accompagne de refroidissement que dans certaines conditions

Tableau I.1 : Recensement des différents phénomènes qui absorbent ou désorbent de la Chaleur. [8]

I.5 Machine ditherme (a compression de vapeur) [12]

Pour mettre en œuvre un cycle frigorifique, il est donc nécessaire de disposer d'au moins deux sources de chaleur (Figure I .2) L'une sera appelée source froide (celle dont on va extraire la chaleur) et l'autre la source chaude (celle où l'on va rejeter la chaleur). Appliquons le premier principe à un cycle décrit entre ces deux sources thermiques.

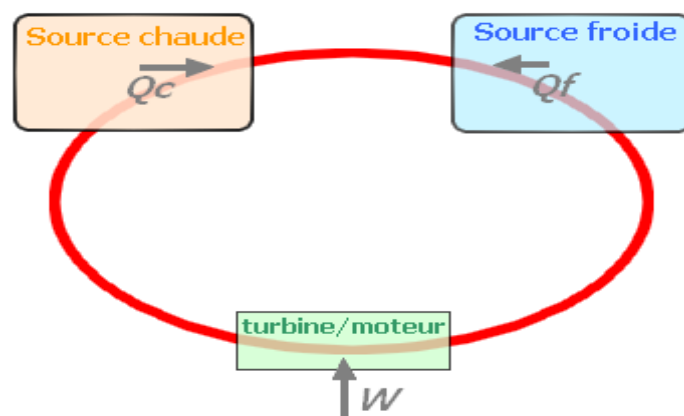


Figure I .2 : Cycle d'une machine ditherme

Sources :

$$Q_f + Q_c + W = 0 \quad (I.1)$$

Où Q_f est la chaleur reçue de la source froide, Q_c la chaleur rejetée à la source chaude et W

L'énergie mécanique reçue. Le second principe nous permet d'écrire, pour un cycle réversible et en supposant que les échanges de chaleur se font à la température des sources :

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (I.2)$$

D'où :

$$Q_c = -Q_f \frac{T_c}{T_f} \quad (I.3)$$

Si on reporte cette expression dans l'équation (1), on obtient :

$$W = Q_f \left(\frac{T_c}{T_f} - 1 \right) \quad (I.4)$$

La température T_c de la source chaude étant supérieure à la température de la source froide T_f , et si la chaleur Q_f est positive (on souhaite refroidir, donc extraire de la chaleur de la source froide), le travail reçu W est donc positif.

- ✓ Il faut donc ainsi nécessairement apporter un travail mécanique lors d'un cycle ditherme pour obtenir un effet frigorifique.

I.5.1 Coefficient de performance

Le coefficient de performance d'un cycle frigorifique, noté COP se définit comme le rapport entre ce que l'on récupère (la chaleur extraite de la source froide) par rapport à ce que l'on apporte (l'énergie mécanique). On a ainsi :

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{W} \quad (I.5)$$

Dans le cas du cycle ditherme, en reprenant l'expression (I.4), on obtient l'expression du coefficient de performance dans le cas d'un cycle réversible :

$$\text{COP} = \frac{1}{\left(\frac{T_c}{T_f} - 1\right)} \quad (\text{I.6})$$

I.5.2 Efficacité de Carnot

D'où l'expression de l'efficacité maximum pouvant être atteinte par un cycle ditherme (efficacité de Carnot) :

$$\text{COP}_C = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (\text{I.7})$$

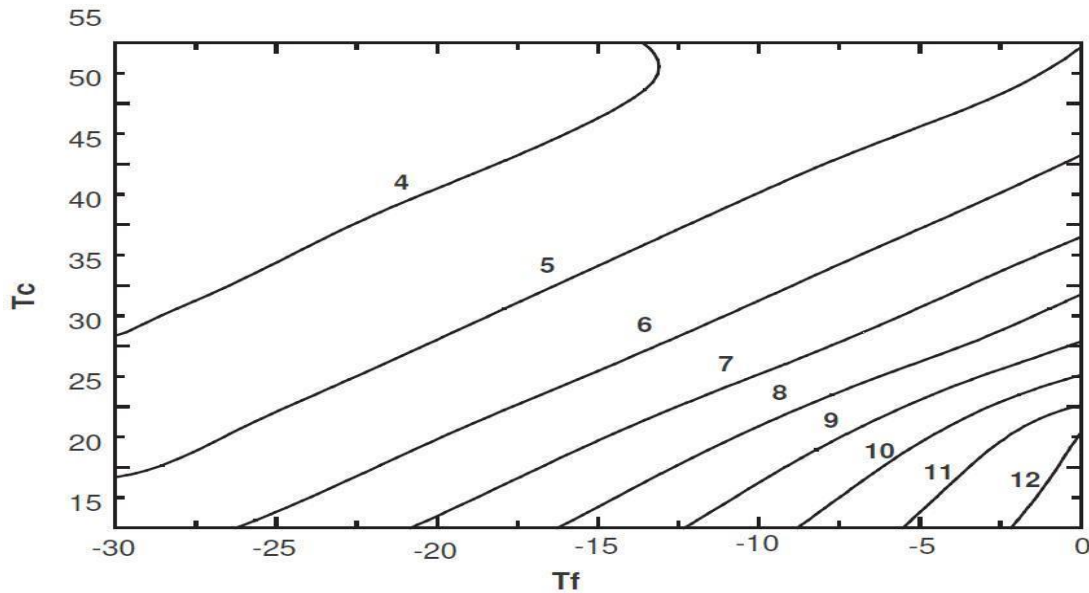


Figure I .3 : Efficacité de Carnot en fonction des températures des sources chaude et froide

✓ Cycle de Carnot

Sadi Carnot a posé en 1824 dans son ouvrage "Réflexions sur la puissance motrice du feu et les machines propres à développer cette puissance" les bases d'un cycle idéal entre deux sources de chaleur, connu depuis sous le nom de "cycle de Carnot". Celui-ci est composé de deux adiabatiques isentropes et de deux isothermes. Un exemple (cycle moteur) est donné dans (Figure I .4).

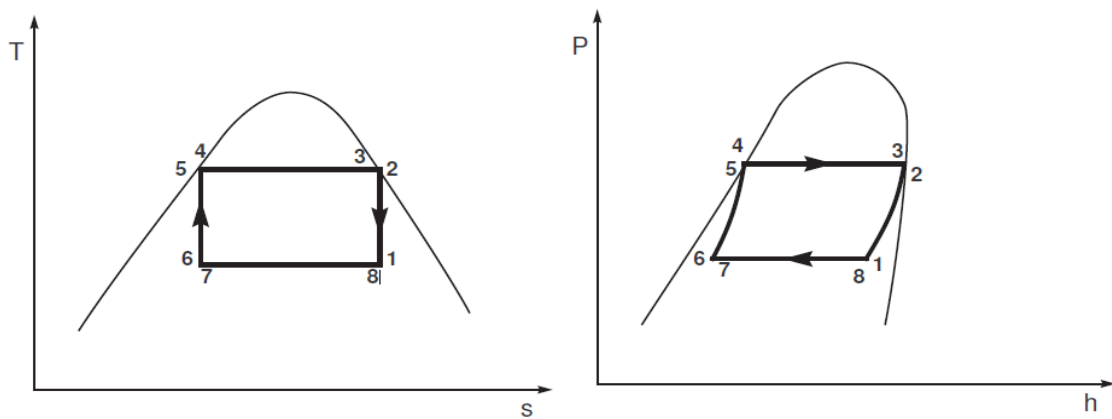


Figure I .4 : Exemple d'un cycle moteur de Carnot : représentation P-h et T-s

Si l'on fait fonctionner ce cycle en sens opposé, on obtient un cycle qui absorbe de la chaleur à la source froide et qui en dégage à la source chaude. Il s'agit donc bien d'un cycle frigorifique, on parle alors communément de "**cycle inverse**".

Les cycles réels à compression de vapeur, tels que celui présenté dans la (Figure I .5) diffèrent principalement du cycle présenté dans la (Figure I .4) en deux points :

- On effectue la compression d'un gaz, et non d'un mélange diphasique
- Le gaz est détendu sans récupération d'énergie mécanique, cette détente n'est donc pas isentropique

En effet, la technologie ne permet pas actuellement de compresser un mélange diphasique liquide-vapeur, c'est même une des premières causes de rupture des compresseurs. Bien que des turbines permettent de récupérer l'énergie mécanique lors d'une détente, le rendement encore faible, le fait de travailler avec un mélange diphasique et le coût de ces appareils rendent leur utilisation exceptionnelle.

Ainsi, pour des raisons technologiques, la détente n'étant pas isentropique et l'échange de chaleur avec la source chaude non isotherme, l'efficacité du cycle réel à compression de vapeur est par conception inférieure à l'efficacité du cycle de Carnot.

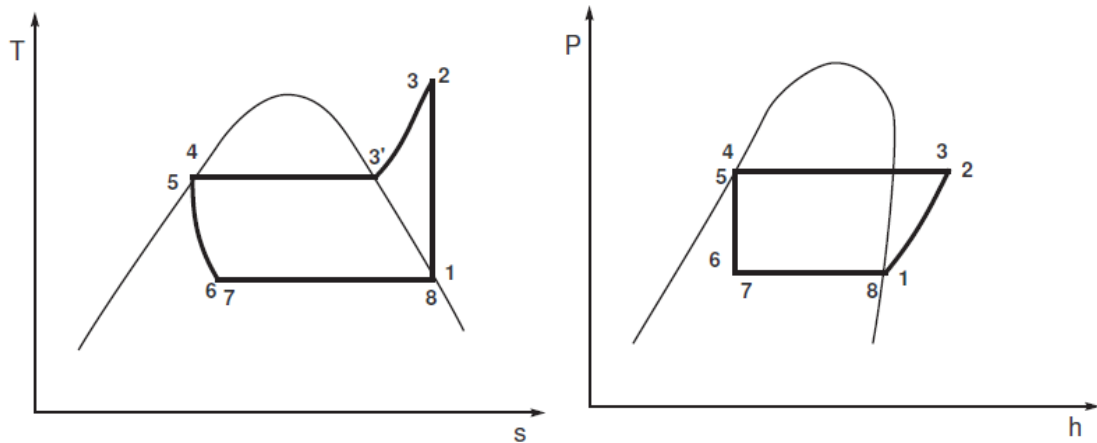


Figure I.5 cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les diagrammes T-s et P-h

I.6 Machines tritherme

I.6.1 Cycle frigorifique tritherme théorique

Si l'on dispose d'une troisième source de chaleur, il est possible de remplacer l'apport de travail mécanique du cycle ditherme par un apport de "chaleur motrice" à un niveau de température supérieur à la source chaude (une source donc très chaude !). De la chute de température entre le "très chaud" et le "chaud", il est possible d'obtenir un effet moteur.

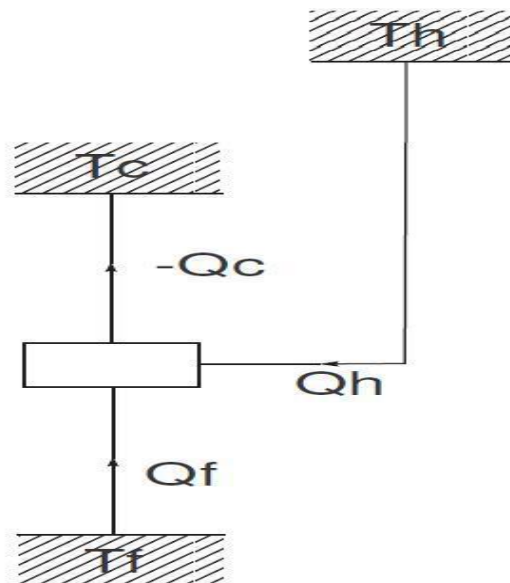


Figure I.6: cycle tritherme

Le principe d'un tel cycle est présenté dans Figure I.6. Si on note T_h la température de la troisième source, l'application du premier principe mène à :

$$Q_f + Q_c + Q_h = 0 \quad (I.8)$$

Où Q_f est la chaleur reçue de la source froide, Q_c la chaleur rejetée à la source chaude et Q_h la chaleur reçue à partir de cette source à haute température.

Le second principe nous permet d'écrire, pour un cycle réversible et en supposant que les échanges de chaleur se font aux températures des sources :

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_h}{T_h} = 0 \quad (I.9)$$

Le coefficient de performance d'un tel cycle frigorifique tritherme s'écrit :

$$COP = \frac{Q_f}{Q_h} \quad (I.10)$$

Soit en reportant les équations (I.8) et (I.9), on obtient :

$$COP_c = \frac{T_f}{T_c - T_f} \frac{T_h - T_c}{T_h} \quad (I.11)$$

Remarquons que l'expression de ce coefficient de performance est le produit d'un rendement moteur et d'une efficacité frigorifique. Fait abstraction de l'employée. Il s'agit du COP théorique pouvant être obtenu par un cycle réversible entre trois sources de chaleur.

I.6.2 Machines thermofrigorifiques

a) Machine frigorifique à absorption

Ici l'aspiration de la vapeur de frigorigène se fait par l'intermédiaire d'un liquide absorbant qui présente une forte affinité pour ce frigorigène. La vapeur est absorbée par tout le volume du liquide absorbant. La (Figure I.7) montre comment s'effectue cette aspiration.

L'évaporateur est relié à une capacité, l'absorbeur, à l'intérieur de laquelle on pulvérise en permanence la solution absorbante pauvre en frigorigène. La pulvérisation permet d'accroître la surface de contact avec la vapeur de frigorigène. Le liquide absorbe le frigorigène, provoquant ainsi la raréfaction de la vapeur et l'aspiration d'une nouvelle masse

de frigorigène issue de l'évaporateur. La solution enrichie en frigorigène (solution riche) quitte l'absorbeur et est dirigée vers un autre point de la machine où, par chauffage, on procède à l'extraction du frigorigène fixé. Les systèmes à absorption appartiennent donc à la catégorie des systèmes frigorifiques au moins **trithermes**. L'absorption du frigorigène par la solution absorbante est exothermique ce qui impose l'usage d'un échangeur de refroidissement de la solution absorbante. Les systèmes à absorption furent les premiers systèmes frigorifiques industriellement opérationnels. L'énorme développement des systèmes à compression les a confinés dans des applications spéciales.

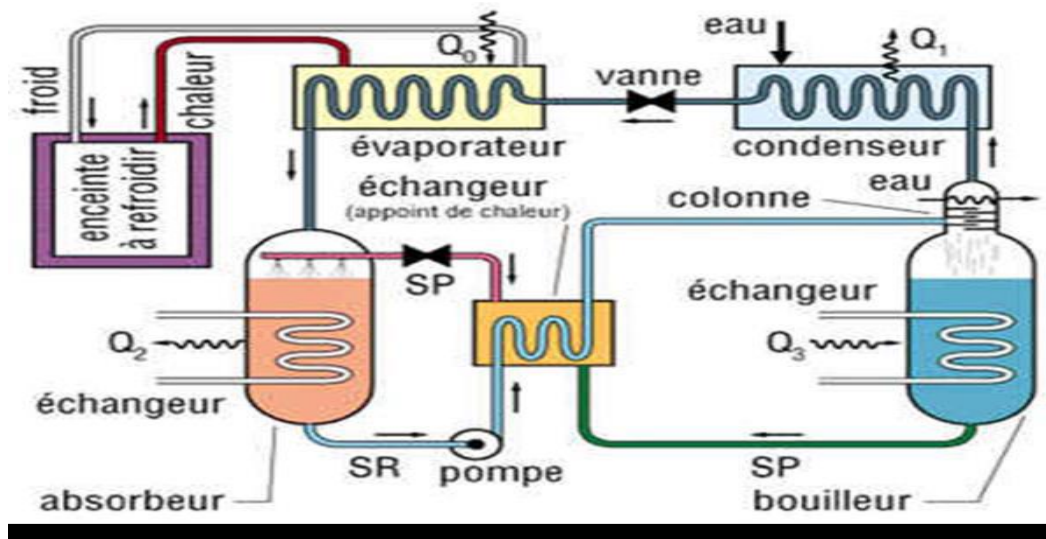


Figure I.7: machine frigorifique à absorption- principe

b) Machine frigorifique à adsorption

La fixation de la vapeur de frigorigène se fait ici sur la surface d'un solide (Figure I.8) l'adsorbant, présentant une grande affinité pour le frigorigène. L'adsorption de la vapeur s'accompagnant d'un fort dégagement de chaleur, surtout dans le cas de la formation d'un composé chimique, l'adsorbeur, relié à l'évaporateur du système frigorifique, comporte donc un échangeur interne de refroidissement. La masse de frigorigène adsorbée est limitée par la capacité d'adsorption de l'adsorbant.

Contrairement aux autres systèmes qui permettent une production continue de froid, les systèmes à adsorption ont un fonctionnement intermittent. L'extraction du frigorigène adsorbé se faisant par chauffage, les systèmes à adsorption entrent dans la catégorie des systèmes au moins trithermes. Il n'y a encore que très peu d'utilisations pratiques de ces systèmes.

On rencontre aussi, très rarement il faut bien le dire, des machines hybrides qui combinent deux, ou plus, de ces systèmes de base.

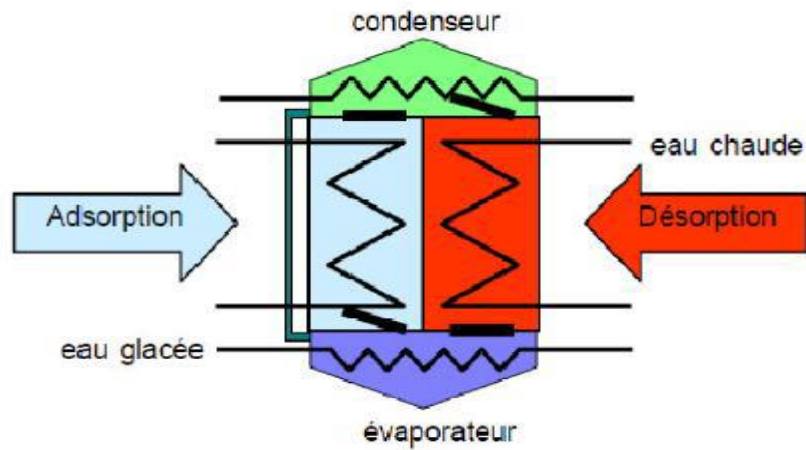


Figure I.8: machine frigorifique à adsorption- principe

c) Machine frigorifique à éjecto-compression

Dans ce type de machines frigorifiques, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Il est composé d'une chambre de mélange où arrive la vapeur motrice à travers une tuyère et la vapeur aspirée mais aussi d'un diffuseur où le mélange se comprime et est éjecté vers le condenseur. Les installations diffèrent selon qu'on emploie des fluides chlorofluorés (les plus utilisées) ou de la vapeur d'eau.

Ce type de système consomme donc de l'énergie thermique et fait partie de la catégorie des systèmes au moins **trithermes**.

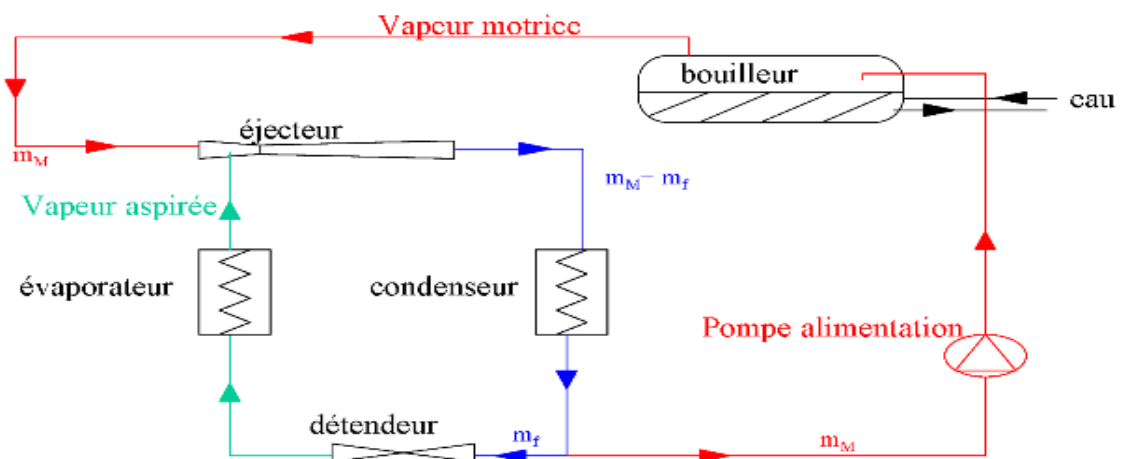


Figure I.9: machine frigorifique a éjecto-compression- principe

I.7 Fluides frigorigènes [13]

Les fluides frigorigènes sont les substances qui évoluent dans les circuits des systèmes frigorifiques en produisant du froid grâce aux phénomènes endothermiques mis en œuvre par les transformations thermodynamiques qu'ils subissent, généralement la vaporisation dans l'évaporateur d'une machine frigorifique. Les pompes à chaleur utilisent, elles aussi, des substances semblables pour la production de chaleur par l'utilisation d'un phénomène exothermique, le plus souvent la liquéfaction de vapeurs dans un condenseur.

Suite aux problèmes environnementaux et à la crise énergétique, l'industrie des machines frigorifiques et des pompes à chaleur, poussée par les gouvernements, a aujourd'hui le devoir de trouver des remèdes aux maux modernes. Elle y parviendra en développant de nouveaux fluides frigorigènes et des équipements toujours plus efficaces. En effet, suite aux nouvelles restrictions concernant les fluides de synthèse, les fluides naturels tels que le CO₂, NH₃ apparaissent aujourd'hui comme une alternatives prometteuse tant dans les applications de climatisation que dans les applications de chauffage et de production d'eau chaude.

I.7.1 les fluides frigorigènes purs

I.7.1.1 les fluides frigorigènes naturels [14]

➤ L'ammoniac (R717)

L'ammoniac est l'un des premiers fluides utilisés et a toujours donné satisfaction. Sa toxicité et son inflammabilité impliquent une utilisation en système indirect pour les applications dans les domaines résidentiel et commercial. L'ammoniac ne peut être utilisé que pour des installations frigorifiques de grandes envergures (entrepôts, brasseries etc.).

Pour des raisons de sécurité, des fluides de remplacement ont été élaborés au début du 21^{ème} siècle.

➤ L'eau (R718)

C'est un frigorigène parfaitement sûr pour l'homme. Malheureusement, il ne permet pas de produire de basses températures (point triple de l'eau aux environs de 273.16K). Il est préférable de l'utiliser pour le froid climatique ou pour les pompes à chaleur à haute température (100 à 300°C) à cause de son point critique qui est très élevé.

Cependant, la pression de vapeur de ce fluide est très faible et elle nécessite des compresseurs pouvant aspirer des grandes quantités d'eau. L'eau est plus adaptée pour la production de froid par absorption.

➤ Le dioxyde de carbone (R744)

Le CO₂ (R744) a été utilisé comme un fluide frigorigène malgré sa température critique relativement basse. Les points de fonctionnement de ce fluide sont proches du point critique.

Son coût est très faible. Le R744 a été utilisé pour des installations de réfrigération de la marine et dans l'industrie car il est ininflammable (il est utilisé comme agent d'extinction des feux). Les excellentes propriétés de transferts thermiques du CO₂ constituent un avantage mais son utilisation est réduite à l'étage basse pression des systèmes en cascade, d'où le nombre limité d'applications industrielles.

➤ Les hydrocarbures

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel.

Ce sont essentiellement le R600 (butane), le R600a (isobutane) et le R290 (propane) qui sont les plus utilisés. Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables. Dans certaines classifications, les fluides frigorigènes du type HC (hydrocarbures) sont regroupés avec les fluides de la série 700 comme le R717 (ammoniac), le R718 (eau) ou le R744 (dioxyde de carbone) sous la famille des fluides dits « naturels ».

I.7.1.2 les fluides frigorigènes synthétiques [15]

➤ Les CFC (ChloroFluoroCarbures)

Les CFC, tels le R11 ou le R12, sont des substances ayant une grande stabilité chimique, entraînant ainsi une haute durée de vie de ces molécules dans l'atmosphère.

Les CFC sont généralement des réfrigérants ininflammables et possédant de bonnes propriétés physiques.

Ils possèdent un effet nocif sur la couche d'ozone.

➤ Les HCFC (HydroChloroFluoroCarbures)

Les HCFC, comme p.ex. le R22, R123, R124, sont composées d'atomes de carbone, de fluor, de chlore et d'hydrogène. Ils sont chimiquement moins stables et se dissocient en partie lors de leur passage dans l'atmosphère. Comme les CFC, ils sont pratiquement ininflammables et ont de bonnes caractéristiques thermiques.

Leur impact sur la couche d'ozone est réel mais plus réduit que celui des CFC. En Europe, ils ne peuvent être utilisés comme fluide neuf depuis 2010, ils sont interdits totalement depuis 2015 (règlement UE 2037/2000).

➤ Les HFC (HydroFluoroCarbures)

Les HFC, comme p.ex. Le R134a, R152a, ont été développés pour remplacer les CFC et HCFC. Des mélanges de différents HFC, comme le R404A, permettent d'adapter les propriétés physiques des fluides frigorifiques à des besoins spécifiques. Leur inflammabilité est légèrement plus élevée que celle des HCFC, sans pour autant causer des problèmes quelconques. Ces fluides ont un impact sur le réchauffement climatique. Ils sont donc soumis au règlement 842/2006 qui vise la réduction des émissions de fluides dans les circuits frigorifiques.

I.7.2 Mélanges des fluides

I.7.2.1 Les mélanges azéotropiques [16]

Le mélange azéotrope ou azéotropique est un mélange liquide qui bout à température fixe en gardant une composition fixe. Un mélange azéotropique est un mélange qui présente, pour une composition particulière, une phase vapeur ayant la même composition que la phase liquide avec laquelle elle est en équilibre.

Quand on distille un mélange de deux liquides, la température d'ébullition n'est pas toujours comprise entre celles des deux constituants ; elle peut présenter un point d'ébullition supérieur au point d'ébullition des constituants purs (azéotropisme négatif) ou un point d'ébullition inférieur au point d'ébullition des constituants purs (azéotropisme positif). Dans l'un et l'autre des cas, la distillation fractionnée ne permet pas de séparer les deux liquides,

mais seulement l'un d'entre eux et le mélange azéotrope correspondant au point d'ébullition maximal ou minimal.

Par exemple l'alcool à 96° (soit 96 % d'éthanol et 4 % d'eau) est un mélange azéotrope qui bout à 78,1 °C, température inférieure à celle de l'éthanol pur (Téb: 78,4 °C). En pratique, une différence de température d'ébullition de 0,3 °C est difficile à exploiter...

Les mélanges azéotropiques sont les fluides frigorigènes de la série 500.

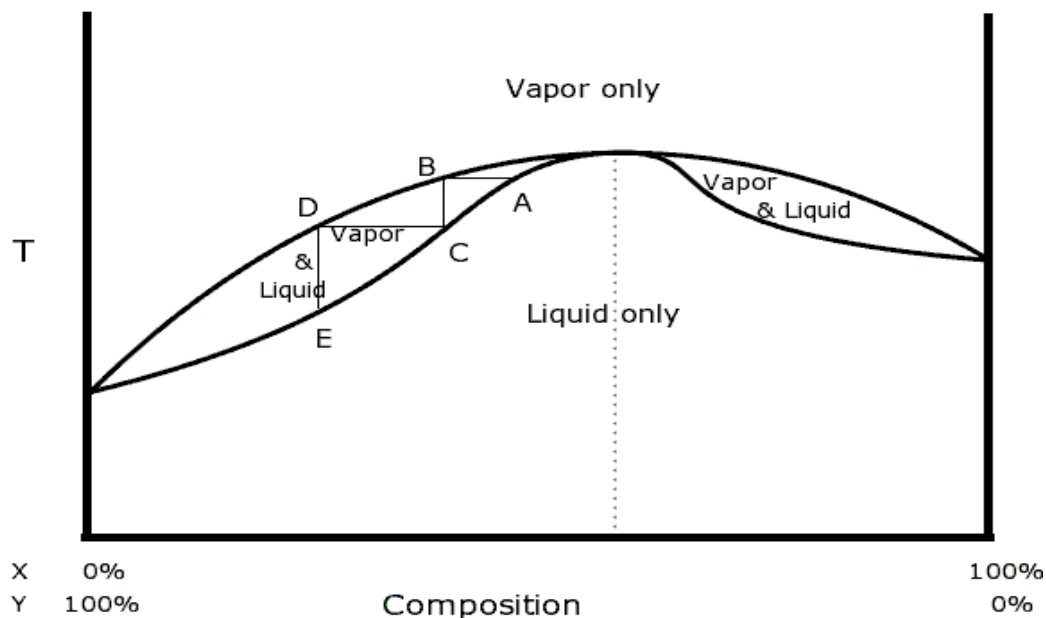


Figure I.10: diagramme de phase d'un azéotrope négatif

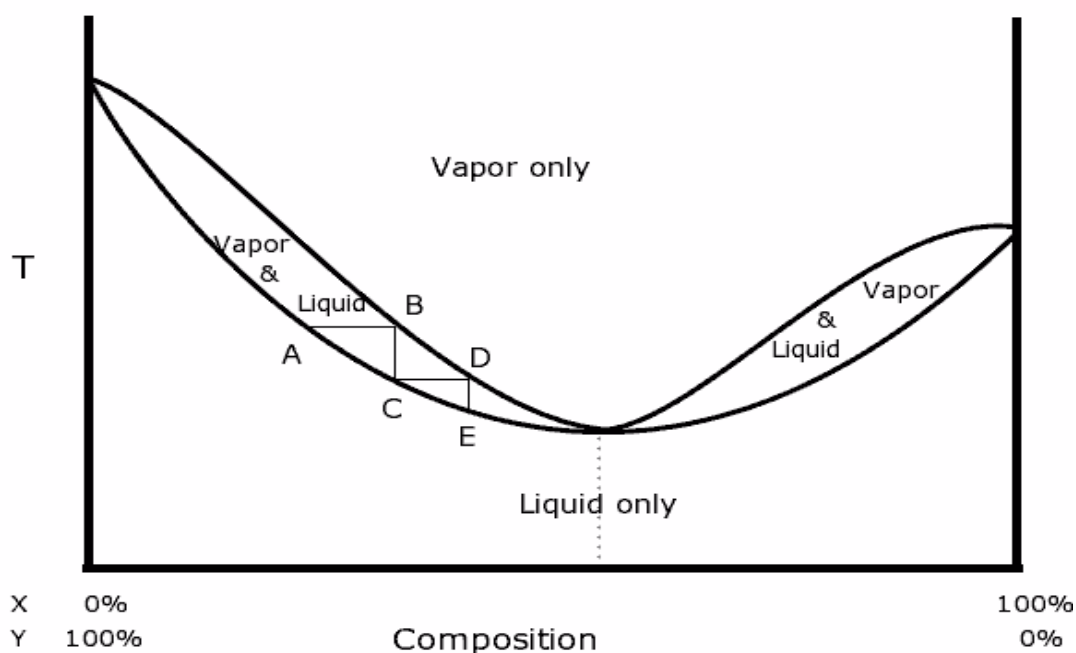


Figure I.11: diagramme de phase d'un azéotrope positif

I.7.2.2 Les mélange zéotropiques

Un mélange zéotropique est un mélange dont les compositions en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent, le corps le plus volatil s'évaporant plus facilement que le corps le moins volatil. Par conséquent, la température d'ébullition dans l'évaporateur n'est pas constante. Cette différence de températures est appelée le glissement de température.

La série des 400 est attribuée aux mélanges zéotropiques. Les numéros d'identification sont les numéros d'ordre d'enregistrement des mélanges. Les mélanges ayant les mêmes composants ont le même numéro, seule une lettre majuscule en suffixe caractérise la répartition massique des constituants du mélange.

Ainsi, le R410 A est composé, en fraction massique, de 50% de R125 et 50% de R32, et le R410 B est composé de 55% de R125 et 45% de R32.

I.7.3 Nomenclature des réfrigérants

Pour caractériser un réfrigérant, une nomenclature a été établie. On utilise la notation suivante: R-WXYZ.

Les significations des lettres sont :

- R : signifie Réfrigérant ou fluide frigorigène, mais on trouve parfois HFC, HFO etc...
- W : représente le nombre de doubles liaisons
- X : représente le nombre d'atomes de carbone – 1
- Y : représente le nombre d'atomes d'hydrogène +1
- Z : représente le nombre d'atomes de fluor

Voici quelques exemples :

- Nomenclature / composition chimique du réfrigérant :
- R22 / CHClF₂
- R134a / CF₃CH₂F
- R1234yf / CF₃CF=CH₂

Parmi ces exemples, nous remarquons l'ajout des suffixes « a » ou « yf ». Ces lettres représentent les isomères du fluide organique, qui ont des propriétés physiques et chimiques différentes.

De manière similaire, afin de spécifier un hydrocarbure cyclique, la réglementation impose d'insérer la lettre « C » devant le numéro d'identification du fluide frigorigène.

Des cas particuliers existent, notamment pour représenter les mélanges et les composés non organiques.

Codification	Dénomination	Composition ou formule chimique	Classement de sécurité
		(pourcentage massique)	
COMPOSES INORGANIQUES			
R717	ammoniac	NH ₃	B2
R718	eau	H ₂ O	A1
R744	dioxyde de carbone	CO ₂	A1
COMPOSES ORGANIQUES			
Hydrocarbures			
R170	éthane	CH ₃ CH ₃	A3
R290	propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	A3
R600a	isobutane	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	A3
Hydrocarbures halogénés			
Chlorofluorocarbures (CFC) et Bromofluorocarbures (BFC)			
R11	trichlorofluorométhane	CCl ₃ F	A1
R12	dichlorodifluorométhane	CCl ₂ F ₂	A1
Hydrochlorofluorocarbures (HCFC)			
R22	chlorodifluorométhane	CHClF ₂	A1
R141b	1,1-dichloro-1-fluoroéthane	CH ₃ CCl ₂ F	A2
R142b	1-chloro-1,1-difluoroéthane	CH ₃ CClF ₂	A2
Hydrofluorocarbures (HFC)			
R32	difluorométhane	CH ₂ F ₂	A2
R125	pentafluoroéthane	CHF ₂ CF ₃	A1
R134a	1,1,1,2-tétrafluoroéthane	CH ₂ FCF ₃	A1
R143a	1,1,1-trifluoroéthane	CH ₃ CF ₃	A2
R152a	1,1-difluoroéthane	CH ₃ CHF ₂	A2
Mélanges azéotropiques			
R502		R22/R115 (48.8/51.2)	A1
R507		R125/R143a (50/50)	A1
Mélanges zéotropiques			
R404A		R125/R143a/R134a (44/52/4)	A1
R407C		R32/R125/R134a (23/25/52)	A1
R410A		R32/R125 (50/50)	A1

Tableau I.2: Classification de quelques fluides frigorigènes

I.7.4 Critère de choix d'un fluide

Critères thermodynamiques: [17]

- Bonnes propriétés thermodynamiques en général
- La température de condensation doit toujours être très inférieure à la température critique du fluide frigorigène.
- La quantité de froid massique produite doit être la plus élevée possible, elle dépend de la chaleur latente de vaporisation du fluide.
- Puissance frigorifique volumétrique élevée
- Point de congélation, bas
- Taux de compression inférieur à 10 (pression condensation/pression évaporation)
- Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisation
- Miscibilité avec le lubrifiant
- Stabilité chimique et thermique.

Critères environnementaux :

- Action sur la couche d'ozone, cette couche permet d'arrêter en partie les rayons ultraviolets, le chlore contenu dans certains fluides frigorigènes détruit cette couche d'ozone. Un coefficient nommé ODP dont la référence est le R11 a été défini pour l'ensemble des fluides, ce coefficient doit être le plus faible possible.
- Action sur l'effet de serre (réchauffement climatique), Le GWP (ou PRG = Potentiel de Réchauffement global) est une indication sur la nocivité d'un gaz par rapport à l'effet de serre.
- Inflammabilité.
- Toxicité.

Critères techniques : [17]

- Action sur les métaux doit être faible ou nulle
- Action sur les matières plastiques et élastomères doit être faible.
- Stabilité thermique.

Critères technologiques, opérationnels et économiques :

- Masse volumique du liquide élevée = compacité
- Pression maximale de fonctionnement : modérée et $> P_{atm}$.
- Propriétés aérauliques et thermiques : viscosité faible et conductivité thermique élevée.
- Compatibilité (huile ; matériaux ; stabilité chimique et thermique).
- Coût et disponibilité.

Types Fluides	GWP (CO ₂ =1,0)	Concentration max dans l'air (kg/m ³)	Sécurité	Température critique (°C)	Glissement de température à 1 bar (K)	Température d'ébullition à 1 bar (°C)
R-134a	1200	0,25	–	101	0	–26
R-407C	1520	0,31	–	87	7,4	–44
R-404A	3260	0,48	–	73	0,7	–47
R-410A	1720	0,44	–	72	<0,2	–51
R-417A	1950	0,15	–	90	5,6	–43
R-507A	3300	0,52	–	71	0	–47
<i>R-290 (propane)</i>	<i>3</i>	<i>0,008</i>	<i>inflammable</i>	<i>97</i>	<i>0</i>	<i>–42</i>
<i>R-717 (NH₃)</i>	<i>0</i>	<i>0,00035</i>	<i>toxique</i>	<i>133</i>	<i>0</i>	<i>–33</i>
<i>R-723 (NH₃ & DME)</i>	<i>8</i>	<i>–</i>	<i>toxique</i>	<i>131</i>	<i>0</i>	<i>–37</i>
<i>R-744 (CO₂)</i>	<i>1</i>	<i>0,07</i>	<i>haute pression</i>	<i>31</i>	<i>0</i>	<i>–57*</i>
<i>R-718 (H₂O)</i>	<i>0</i>	<i>–</i>	<i>–</i>	<i>374</i>	<i>0</i>	<i>100</i>

Tableau I.3: Caractéristiques de quelques fluides frigorigènes

Conclusion

Après un tour d'horizon de l'historique et de l'évolution des techniques du froid. Ce chapitre a porté sur les machines frigorifiques et leurs principes de fonctionnement. Ainsi, cette étude s'est poursuivie par une classification selon le type de consommation énergétique et le mode de fonctionnement de la machine. Enfin, une analyse des différents types de machines frigorifiques et des fluides frigorigènes utilisés dans le domaine de la réfrigération a été faite.

Chapitre II :
Calcul des propriétés
thermodynamique des fluides réels

Introduction

Ce chapitre s'intéresse au calcul des propriétés thermodynamique telles que l'enthalpie h et l'entropie s des fluides réels à partir des différentes équations d'état cubique de types Van Der Waal en fonction de certaines grandeurs nécessaires telles que : la température, le volume, la pression et d'autres paramètres intrinsèques au fluide.

II.1 Les équations d'états

Une équation d'état s'écrit sous la forme : $F(P, V, T, X) = 0$ (II-1)

Avec :

P : pression du système étudié ;

V ; le volume ;

T : température de système ;

X : vecteur de composition.

Les équations d'états ont connu un développement considérable ces dernières années. On présente dans ce qui suit quelques équations d'états dans l'ordre chronologique de leurs apparitions. [18]

II.1.1 Equation d'état du gaz parfait et facteur de compressibilité

La première équation d'état reliant les propriétés PVT est la loi des gaz parfaits découlant de la loi de Boyle-Mariotte. [18] [19] [20]

$$Pv = RT \quad (II-2)$$

Cette équation n'est pas adéquate pour représenter le comportement des gaz réels excepté à très basse pression. Par conséquent certains auteurs ont essayés de proposer une correction à la loi des gaz parfaits le facteur correctif est le suivant : [21] [22]

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad (II-3)$$

Le coefficient Z est appelé facteur de compressibilité, il représente la déviation du comportement d'un gaz réel par rapport à celui du gaz parfait. Les mesures expérimentales montrent que, lorsque la pression d'un gaz réel diminue, le facteur de compressibilité tend vers l'unité.

Le facteur de compressibilité Z dépend de la pression et de la température :

$$Z = f(T, P) \quad (II-4)$$

À chaque gaz réel correspond un diagramme de compressibilité où le facteur Z est représenté en fonction de la pression avec la température comme paramètre.

II.1.2 Les états correspondants et le diagramme de compressibilité généralisé

La comparaison des diagrammes de compressibilité de plusieurs substances montre qu'il existe une forte ressemblance dans l'allure générale des lignes de pression et de température. En d'autre terme, le comportement de tous les gaz, serait identique qualitativement. Sur le plan quantitatif, la différence peut-être énorme puisque la température critique et la pression critique varient d'un gaz à un autre de façon appréciable.

La ressemblance des diagrammes de compressibilité de diverses substances a fait naître l'idée de construire un diagramme de compressibilité généralisé utilisable pour tous les gaz. La méthode qui permet de construire ce diagramme est la loi des états correspondants, dont le principe est fondé sur l'utilisation des grandeurs réduites (ou paramètres sans dimension). En effet, si les valeurs de $P_r = \frac{P}{P_{cr}}$ et $T_r = \frac{T}{T_{cr}}$ pour un gaz réel A sont identiques à ceux d'un gaz réel B (les deux gaz possèdent les mêmes valeurs de P_r et T_r), on dit qu'ils se trouvent dans des états correspondants et, par conséquent, la valeur de Z est la même pour les deux gaz. Ainsi, la représentation de Z en fonction de P_r avec T_r comme paramètre pour plusieurs gaz, a conduit à l'élaboration d'un diagramme généralisé figure (II-1).

Ce diagramme donne $Z = f(P_r, T_r)$ pour plusieurs gaz. [18] [22]

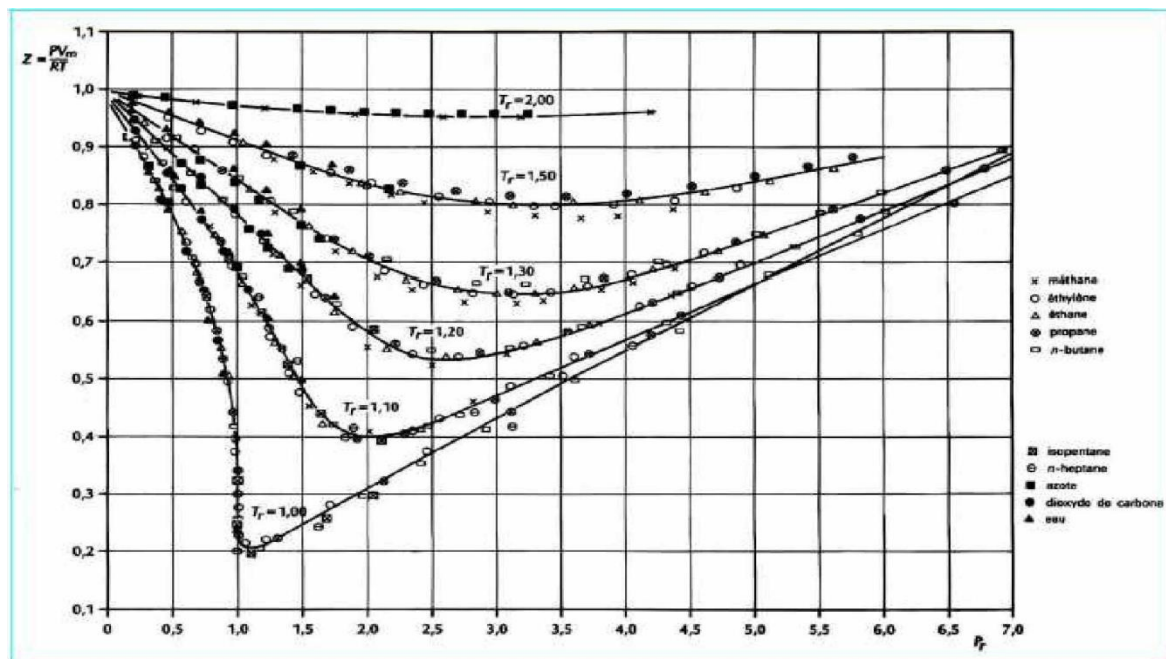


Figure II.1: diagramme de compressibilité généralisé. [22]

II.2 Etude des équations d'état cubiques

Le terme équation d'état cubique sous-entend que l'équation d'état est sous la forme d'une série en volume de puissance un, deux et trois. La majorité de ces équations peuvent s'exprimer par : [18, 19, 20, 21, 22, 23]

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V^2 - uV + wb^2} \quad (\text{II-5})$$

Une autre écriture de l'équation précédente :

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{(V-b\varepsilon)(V+b\sigma)} \quad (\text{II-6})$$

$$a = \Omega_a \cdot \frac{(RT_c)^2}{P_c} \cdot \alpha \quad (\text{II-7})$$

$$b = \Omega_b \cdot \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-8})$$

Les constantes $\alpha, \sigma, \varepsilon, \Omega_a, \Omega_b$ sont regroupées dans des tableaux dans l'annexe A

Une forme équivalente de l'équation (II-4) et (II-5) : [18, 24]

$$Z^3 - (1 + B - uB)Z^2 + (A + wB^2 - uB - uB^2)Z - AB - wB^2 - wB^3 = 0 \quad (\text{II-9})$$

$$A = \frac{aP}{(RT)^2} \quad (\text{II-10})$$

$$B = \frac{bP}{RT} \quad (\text{II-11})$$

II.2.1 Equation d'état de Van Der Waals(1873)

L'équation de Van der Waals fut la première à être capable de représenter à la fois les phases liquides et vapeur. Elle peut être établie en apportant à l'équation d'état du gaz parfait deux corrections. La première se rapporte au volume libre, c'est-à-dire, offert au mouvement des molécules : celui-ci s'obtient à partir du volume totale en déduisant un terme, le covolume, qui est liée au volume propre des molécules ; il est donc égale à (V-b). Le second tient compte du fait qu'au voisinage d'une paroi ou d'une interface, la résultante des forces de cohésion intermoléculaire n'est pas nulle, et que la pression mesurée est par conséquent plus faible que celle qu'exercerait un gaz parfait. Le terme de "pression interne" est exprimé par la relation $P_{\text{int}} = \frac{a}{V^2}$. Ainsi, l'équation d'état de Van Der Waals revêt une forme mathématique simple, obtenue par substitution dans celle du gaz parfait de la pression et du volume par les grandeurs correspondantes corrigées : [18, 19, 20]

$$(p + \frac{a}{V^2})(V-b) = RT \quad (\text{II-12})$$

Chapitre II : Calcul des propriétés thermodynamique des fluides réels

Elle est la plus souvent présentée de manière à faire apparaître les termes dits de répulsion et d'attraction :

$$P = P_{\text{rep}} - P_{\text{att}} = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V^2} \quad (\text{II-13})$$

Les constantes a et b dépendent du fluide considéré. Van Der Waals a remarqué que l'isotherme critique a une pente horizontale et a un point d'inflexion au point critique cette caractéristique se traduit mathématiquement par [21] :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_{T=T_c} = 0 \quad (\text{II-14})$$

$$\left(\frac{\partial^2 P}{\partial V^2}\right)_{T=T_c} = 0 \quad (\text{II-15})$$

À partir des équations (II-11) et (II-12) nous pouvons déterminer les constantes a et b : [20]

$$a = \Omega_a \frac{(RT_c)^2}{P_c} = 0.42188 \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-16})$$

$$b = \Omega_b \frac{RT_c}{P_c} = 0.125 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-17})$$

Pour l'équation de Van Der Waals l'équation (II-8) s'écrit : [18, 19, 20, 24]

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + AZ - AB = 0 \quad (\text{II-18})$$

Les coefficients A et B sont données respectivement par les équations (II-10) et (II-11) l'équation d'état de Van Der Waals prédit le facteur de compressibilité critique $Z_c = 0.375$, cette valeur est relativement élevée par rapport à celle des fluides réels qui possèdent en général un Z_c inférieur 0.290. De nombreux chercheurs ont tentés de modifier la forme de l'équation de Van der Waals afin d'améliorer sa précision. Parmi ces modifications on cite plusieurs variantes : [18, 25]

II.2.1.a Equation de Berthelot

C'est une variante de l'équation de Van Der Waals, elle est donnée par la relation suivante :

$$\left(P + \frac{a}{TV^2}\right)(V-b) = RT \quad (\text{II-19})$$

$$a = \frac{27}{64} \frac{R^2 T_c^3}{P_c} \quad (\text{II-20})$$

$$b = \frac{V_c}{4} \quad (\text{II-21})$$

Avec :

P : La pression ;

V : Le volume ;

T : La température absolue ;

Chapitre II : Calcul des propriétés thermodynamique des fluides réels

P_c : La pression critique ;

T_c : La température critique ;

R : La constante des gaz parfait.

II.2.1.b Equation de vikalovitch et Novikov

Elle est donnée par :

$$PV=RT\left(1 + \frac{B_1(T)}{V} + \frac{B_2(T)}{V} + \dots\right) \quad (\text{II-22})$$

B_1, B_2, \dots : Sont les coefficients de viriels.

II.2.1.c Equation de Clausius (proposé en 1880)

C'est une autre équation d'état de fluide, variante de Van der Waals.

$$\left(P + \frac{a}{T(v+\beta)^2}\right)(v - b) = RT \quad (\text{II-23})$$

Avec :

v : Le volume molaire ;

a, b, β : sont des constantes.

II.2.1.d Equation de Beattie et Bridgman (proposé en 1928)

$$P = \left(RT \frac{(1-\varepsilon)}{V^2}\right)(V + B) - \frac{A}{V} \quad (\text{II-24})$$

$$A = A_0 \left(1 + \frac{a}{V}\right) \quad (\text{II-25})$$

$$B = B_0 \left(1 + \frac{b}{V}\right) \quad (\text{II-26})$$

$$\varepsilon = \frac{c}{VT^3} \quad (\text{II-27})$$

A_0, B_0, a, b et c Sont des constantes caractéristiques du gaz ;

R : La constante des gaz parfaits.

II.2.1.e Equation de Dieteric

$$P = \left(\frac{RT}{V-b}\right) \exp\left(\frac{-a}{RTV}\right) \quad (\text{II-28})$$

II.2.1.f Equation de Wohi

$$P = \left(\frac{RT}{V-b}\right) - \frac{a}{TV(V-b)} + \frac{c}{(TV)^2} \quad (\text{II-29})$$

Ces modifications n'ont pas connus un succès aussi grand que l'équation de Van Der Waals.

Cependant, elles ouvrent la voie à d'autres équations qui ont améliorées sensiblement la prédiction des données PVT d'un grand nombre de fluides.

II.2.2 Equation d'état de Redlich Kwong (1948)

Parmi les plus anciennes des modifications apportées à l'équation de Van Der Waals, citons celle qui connut le plus grand succès, l'équation de Redlich -Kwong : [18, 19, 20, 24]

$$P = \left(\frac{RT}{V-b} \right) - \frac{a}{\sqrt{T}V(V+b)} \quad (\text{II-30})$$

De la même manière que pour l'équation d'état de Van Der Waals .les constantes a et b sont déterminées par le critère que doit vérifier toutes les équations d'état au point critique (équations (II-16) et (II-17)).

$$a = \Omega_a \frac{(RT_c)^2}{P_c} = 0.42748 \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-31})$$

$$b = \Omega_b \frac{RT_c}{P_c} = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-32})$$

La forme cubique de l'équation Redlich-Kwong est la suivante :

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2) Z - AB = 0 \quad (\text{II-33})$$

Les coefficients A et B sont données respectivement par les équations (II-10) et (II-11) L'apparition de l'équation d'état de Redlich-Kwong constituera au début des années cinquante une révolution pour le calcul des propriétés thermodynamiques des gaz, car, cette équation prédit le comportement de la phase gazeuse avec faibles écarts. Cependant l'important écart sont observés lors de la prédiction des propriétés thermodynamiques de la phase liquide. Ce qui ne lui permet pas de prédire les équilibres liquide-vapeur.

II.2.3 Equation d'état de Soave-Redlich-Kwong (1972)

Le succès de l'originale de Redlich-Kwong a encouragé de nombreux chercheurs à améliorer sa précision et son extension à la prédiction des propriétés thermodynamiques de la phase liquide.

L'équation de Soave-Redlich-Kwong peut être considérée comme étant la plus performante des modifications de l'équation originelle Redlich-kwong son expression est : [18, 19, 20, 21]

$$P = \left(\frac{RT}{V-b} \right) - \frac{a}{V(V-b)} \quad (\text{II-34})$$

Avec :

$$a = \Omega_{ac} \alpha(T_r) \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-35})$$

$$\Omega_{ac} = 0.42748 \quad (\text{II-36})$$

$$\alpha(T_r) = \left(1 + m(1 - \sqrt{T_r})\right)^2 \quad (\text{II-37})$$

$$m = 0.479794 + 1.57588\omega - 0.19207\omega^2 + 0.0246\omega^3 \quad (\text{II-38})$$

$$b = \Omega_b \frac{RT_c}{P_c} = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-39})$$

La forme cubique de l'équation de SRK est :

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0 \quad (\text{II-40})$$

La différence par rapport, à l'équation RK est l'introduction d'un terme correctif (T_r), qui tient de l'influence de la température sur le coefficient a . L'influence de la nature du fluide est aussi prise en compte par l'intermédiaire de m , qui est une fonction du facteur acentrique. L'introduction du terme correctif $\alpha(T_r)$ a donné un grand essor à l'utilisation des équations d'état dans l'industrie des hydrocarbures.

Soave propose une nouvelle expression par la dépendance en température et en facteur acentrique du terme attractif a :

$$a(T_r) = 1 + m(1 - T_r) - n(1 - \sqrt{T_r})^2 \quad (\text{II-41})$$

Avec :

$$m = 0.484 + 1.151\omega - 0.044\omega^2 \quad (\text{II-42})$$

$$n = 2.756m - 0.700 \quad (\text{II-43})$$

Soave constate que l'équation (II-42) donne une meilleure prédiction de la tension de vapeur que l'équation (II-38), surtout à basse température où cette dernière diverge généralement.

II.2.4 Equation d'état de Peng-Robinson (1976)

L'équation d'état SRK présente certaines lacunes, la plus importante est l'incapacité de générer des valeurs satisfaisantes pour la densité liquide.

La déviation dans ce cas précis varie de 7% pour les températures réduites inférieures à 0.65, à 27% au voisinage du point critique.

L'équation d'état de Peng-Robinson (PR) a été proposée afin de pallier aux insuffisances de l'équation de SRK lors de la prédiction de la densité liquide.

L'équation de (PR) s'écrit : [18, 19, 20, 21, 26, 27]

$$P = \left(\frac{RT}{V-b} \right) - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (\text{II-44})$$

Avec :

$$a = \Omega_{ac} \alpha(T_r) \frac{(RT_c)^2}{P_c} \quad (\text{II-45})$$

$$\Omega_{ac} = 0.457235 \quad (\text{II-46})$$

$$a(T_r) = \left(1 + m(1 - \sqrt{T_r}) \right)^2 \quad (\text{II-47})$$

$$m = 0.37646 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (\text{II-48})$$

$$b = 0.077796 \frac{RT_c}{P_c} \quad (\text{II-49})$$

La forme cubique de l'équation PR est la suivante :

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-2AB-3B^2)Z - (AB-B^2-B^3) = 0 \quad (\text{II-50})$$

La modification de Peng-Robinson a amélioré sensiblement la prédiction de la densité liquide dont les écarts varient entre 5% pour des températures réduites inférieures à 0.65 à 15% au voisinage du point critique.

L'équation de PR a eu un succès aussi retentissant que l'équation SRK, aussi bien dans des applications scientifiques qu'industrielles.

II.3 Règles de mélange appliquées aux équations d'état cubiques

II.3.1 Règle de mélange conventionnelle

Pour le calcul des propriétés des mélanges, la règle de mélange la plus répandue est sans aucun doute la règle de mélange conventionnelle, qui permet de calculer les paramètres 'a' et 'b' du mélange. Le terme b représente le volume de la molécule, il est constitué des contributions des différents corps purs composant le mélange, les interactions entre les différentes molécules n'influent pas sur 'b', ce terme s'exprime par : [18, 19, 20]

$$b_m = \sum_{i=1}^n x_i b_i \quad (\text{II-51})$$

Le terme 'a' représente un terme d'énergie dû à l'interaction des différentes molécules constituant le mélange, il est calculé par l'équation suivant :

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n x_i y_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij}) \quad (\text{II-52})$$

k_{ij} : Coefficient d'interaction binaire, il est obtenu par régression des données expérimentales relatives au binaire i-j. On suppose que le système n'interagisse que par paires.

Cette règle de mélange a eu un succès du fait de sa simplicité. Cependant, elle est valable que pour des systèmes où les interactions sont nulles ou les systèmes à faibles interactions (mélange de substances légèrement polaires).

Les coefficients k_{ij} doivent être déterminés expérimentalement ou estimés : [30]

$$k_{ij} = 1 - \frac{8(\sqrt{V_{ci}V_{cj}})}{(\sqrt[3]{V_{ci}} + \sqrt[3]{V_{cj}})^3} \quad (\text{II-53})$$

Les coefficients d'interaction k_{ij} , pour les fluides de travail sont rassemblés dans des tableaux dans l'annexe C.

II.3.2 Règle de mélange de Panagiotopoulos-Reid (1986)

Elle est basée sur le modèle de la composition locale. Ce modèle est basé sur le fait que la composition n'est pas uniforme au sein du mélange A-B, si les molécules A sont plus attirées par d'autres molécules A, que par des molécules B, il s'en suivra que la composition locale en A au voisinage d'une autre molécule A sera supérieure à la composition globale en A au sein du fluide.

Panagiotopoulos et Reid proposent d'exprimer ce modèle par :

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n x_i x_j \left[(a_i a_j)^{0.5} \left(1 - k_{ij} + \frac{b_m}{VRT} (x_i \lambda_{ij} + x_j \lambda_{ji}) \right) \right] \quad (\text{II-54})$$

Avec :

$$k_{ij} = -\lambda_{ji} \quad (\text{II-55})$$

La règle de mélange de Panagiotopoulos-Reid est en accord avec la condition sur le second coefficient du Viriel du mélange qui doit être sous forme quadratique pour de faibles densités.

II.3.3 Règle de mélange de Huron-Vidal (1979)

Huron et Vidal ont présentés une règle de mélange applicable aux équations d'état cubiques.

Cette règle porte sur le paramètre 'a' qui est un terme d'énergie constitué de la contribution à l'énergie libre d'excès de la solution régulière $u^{E(HS)}$ et d'un terme résiduel $u^{E(R)}$.

$$u^E = u^{E(HS)} + u^{E(R)} \quad (\text{II-56})$$

L'énergie libre d'excès est une fonction de la pression, du volume, de la température et de la composition par l'intermédiaire d'une équation d'état.

Chapitre II : Calcul des propriétés thermodynamique des fluides réels

Pour une solution régulière, l'enthalpie et l'entropie d'excès sont nulles. Dans ce cas, la règle de mélange sera :

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n x_i y_j (a_i a_j)^{0.5} \quad (\text{II-57})$$

Huron et Vidal ont déterminé la règle de mélange du paramètre d'énergie 'a' dans les conditions de pression infinie :

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (x_i y_j (a_i a_j)^{0.5}) - cb \frac{u_{ij\infty}^{E(R)}}{x_i x_j} \quad (\text{II-58})$$

Où « c » est la constante qui caractérise chaque équation d'état :

$$c_{\text{SRK}} = \frac{2}{\ln 2} \quad (\text{II-59})$$

$$c_{\text{RP}} = \frac{2\sqrt{2}}{\ln\left(\frac{2+\sqrt{2}}{2-\sqrt{2}}\right)} \quad (\text{II-60})$$

$u^{E(R)}$ Peut être calculée par l'équation de Renon-Prausnitz (NRTL), pour donner:

$$\frac{u_{ij\infty}^{E(R)}}{x_i x_j} = \frac{\Delta u_{ij} U_{ij}}{x_i U_{ij} + x_j} + \frac{\Delta u_{ji} U_{ji}}{x_j U_{ji} + x_i} \quad (\text{II-61})$$

Avec :

$$U_{ij} = \exp\left(-\frac{0.3\Delta u_{ij}}{RT}\right) \quad (\text{II-62})$$

II.4 Calcul des propriétés des fluides

II.4.1 Méthode d'estimation de la tension de vapeur

La tension de vapeur, à une température donnée, mesure la tendance des molécules à s'échapper d'une phase liquide pour engendrer une phase équilibre thermodynamique. La tension de vapeur est exprimée en différentes unités ; mmHg, atm, pascal...etc. [27]

Parmi les quelles :

II.4.1.a Equation d'Antoine

Son domaine d'application s'applique à des pressions de vapeur saturées, dans le domaine de 10 à 1500mmHg. L'équation est de la forme : [18, 19, 20,27]

$$\log P_s = A - \frac{B}{C+t} \quad (\text{II-63})$$

Les constantes A, B et C sont déterminées d'une manière empirique et sont données dans l'annexe C. En prenant p en mmHg et t en °C.

II.4.1.b Equation de Reidel

Cette équation donne la tension de vapeur réduite en fonction de la température réduite. Elle est de la forme : [18, 19, 27]

$$\ln P_{sr} = A - \frac{B}{T_r} + C \ln(T_r) + D \cdot T_r^6 \quad (\text{II-64})$$

Avec :

$$A = 35 \times Q \quad (\text{II-65})$$

$$B = -36 \times Q \quad (\text{II-66})$$

$$C = 42 \times Q + \alpha_c \quad (\text{II-67})$$

$D = -Q$ (II-68) Ou α_c paramètre de Reidel définit comme suit :

$$\alpha_c = \frac{0.315 \cdot \phi_b + \ln P_c}{0.0838 \cdot \phi_b + \ln P_{br}} \quad (\text{II-69})$$

$$\phi_b = -35 + \frac{36}{T_{br}} + 42 \cdot \ln T_{br} - T_{br}^6 \quad (\text{II-70})$$

$$Q = 0.0838 \times 3.758 - \alpha_c \quad (\text{II-71})$$

$$\text{La température d'ébullition réduite est donnée par : } T_{br} = \frac{T_{eb}}{T_c} \quad (\text{II-72})$$

Les températures en Kelvin et les pressions en atm.

II.4.1.c Equation de Frost-Kalkwarf

$$\ln P_s = A + \frac{B}{T} + C \ln(T) + \frac{D}{T^2} P_s \quad (\text{II-73})$$

Cette équation est valable pour estimer la tension de vapeur P_s , du point d'ébullition au point critique, la constante D est donnée par : [18, 20, 27]

$$D = \frac{a}{R^2} = \frac{27 T_c^2}{64 P_c} \quad (\text{II-74})$$

Avec :

a : Covolume de Van der Waals;

R : Constante des gaz parfaits.

La résolution se fait par calcul itératif.

II.4.1.d Equation de Wagner [20]

$$\ln \frac{P_s}{P_c} = \frac{T_c}{T} (A\tau + B\tau^{1.5} + C\tau^3 + D\tau^6) \quad (\text{II-75})$$

Avec :

$$\tau = 1 - \frac{T}{T_c} \quad (\text{II-76})$$

II.4.1.e Relation de la tension de vapeur appliquée au R407C

$$\ln P_s = A + \frac{B}{T} + C \ln T + DT^2 \quad (\text{II-77})$$

Les constantes, de cette relation sont données ; pour le cas de la pression de bulle et de rosée ; dans l'annexe C.

II.4.2 Calcul des propriétés thermodynamiques

La procédure générale pour le calcul des propriétés thermodynamiques des gaz, ou des vapeurs est d'appliquer ce qu'on appelle « résiduels fonctions » fonctions résiduelles.

La différence entre la propriété thermodynamique du fluide réel (M) et la propriété du gaz parfait (M^{id}) qui peuvent être considérées soit, dans les mêmes conditions, de température et de pression, soit, dans les mêmes conditions de température et volume est appelée :

Propriété résiduelle, elles sont définies par l'équation générique : [18,20, 28]

$$M_{\text{rés}}(T, p) = M(T, p) - M^{\text{id}}(T, p) \quad (\text{II-78})$$

$$M_{\text{rés}}(T, V) = M(T, V) - M^{\text{id}}(T, V) \quad (\text{II-79})$$

Pour évaluer la propriété résiduelle, on fait généralement appel aux relations existantes entre les variations des fonctions thermodynamiques des fluides réels ou du gaz parfait en fonction de la pression ou de la température et du volume: [18, 20,21]

$$dU = C_v dT + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dV \quad (\text{II-80})$$

$$dH = C_p + \left[V - \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p dp \right] \quad (\text{II-81})$$

$$dS = C_v \frac{dT}{T} + \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dV \quad (\text{II-82})$$

$$dS = C_p \frac{dT}{T} - \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p dp \quad (\text{II-83})$$

Les expressions donnant les variations des grandeurs d'état du gaz parfait en fonction de la température et de la pression ou du volume : [20]

$$dU = C_v^{\text{id}} dT \quad (\text{II-84})$$

$$dh = C_p^{\text{id}} dT \quad (\text{II-85})$$

$$ds = C_v^{\text{id}} \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} = C_p^{\text{id}} \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (\text{II-86})$$

D'une manière générale, pour une propriété thermodynamique M quelconque, (énergie interne, enthalpie, entropie,...), la valeur résiduelle à partir de données (p, T, V) est donnée par les relations : [19,28]

$$M_{\text{rés}}(T, p) = \int_0^p \left[\left(\frac{\partial M}{\partial p} \right)_T - \left(\frac{\partial M^{\text{id}}}{\partial p} \right)_T \right] dp \quad (\text{II-87})$$

$$M_{\text{rés}}(T, V) = \int_{\infty}^V \left[\left(\frac{\partial M}{\partial v} \right)_T - \left(\frac{\partial M^{\text{id}}}{\partial v} \right)_T \right] dv \quad (\text{II-88})$$

Les fonctions résiduelles à température et pression ou volume pour les principales propriétés thermodynamiques sont: [20, 28]

$$u_{\text{rés}}(T, v) = \int_{\infty}^v \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv \quad (\text{II-89})$$

$$h_{\text{rés}}(T, p) = \int_0^p \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (\text{II-90})$$

$$h_{\text{rés}}(T, v) = \int_{\infty}^v \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv + dp - RT \quad (\text{II-91})$$

$$s_{\text{rés}}(T, P) = \int_0^P \left[\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - \frac{R}{p} \right] dp \quad (\text{II-92})$$

$$s_{\text{rés}}(T, v) = \int_{\infty}^v \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - \frac{R}{v} \right] dv \quad (\text{II-93})$$

Les propriétés résiduelles peuvent être exprimées en utilisant le facteur de compressibilité Z comme variable indépendante.

Les différentes relations, des propriétés résiduelles en fonction du facteur de compressibilité

Z , intégrées par rapport à la pression ou par rapport à la densité ρ sont : [23]

$$\frac{h_{\text{rés}}}{RT} = -T \int_0^P \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \frac{1}{p} dp \quad (\text{II-94})$$

$$\frac{h_{\text{rés}}}{RT} = Z - 1 - T \int_0^{\rho} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho} \frac{\partial \rho}{\rho} \quad (\text{II-95})$$

$$\frac{s_{\text{rés}}}{R} = -T \int_0^P \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \frac{dp}{p} - \int_0^P \left(\frac{Z-1}{p} \right) dp \quad (\text{II-96})$$

$$\frac{s_{\text{rés}}}{R} = \ln Z - T \int_0^{\rho} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho} \frac{\partial \rho}{\rho} - \int_0^{\rho} (Z - 1) \frac{\partial \rho}{\rho} \quad (\text{II-97})$$

II.4.3 Calcul des propriétés d'état à partir des propriétés résiduelles

II.4.3.a Pour les corps purs

Pour évaluer une propriété thermodynamique telle que l'enthalpie ou l'entropie, on peut procéder selon les étapes suivantes : [20]

- Choisir une origine, pour laquelle des valeurs (arbitraires) seront attribuées à l'enthalpie, et à l'entropie standard (gaz parfait $P^0 = 0.1 \text{ Mpa} = 1 \text{ atm}$) soit : T_0 , p^0 , $h^0(T_0, p^0)$ et $s^0(T_0, p^0)$ de façon à obtenir une enthalpie et une entropie du liquide saturé à 0°C égale respectivement à 200 kJ/kg et, 1 kJ/kg.K , ce choix est indispensable pour

Chapitre II : Calcul des propriétés thermodynamique des fluides réels

faciliter les comparaisons des résultats obtenus, par le calcul avec ceux disponibles dans la littérature, ou donnée par les programme de calcul thermodynamique existant (comme CoolPack ou Solkane) ;

- Ajouter en fin la propriété résiduelle.

$$h^{id}(T, p) = h^0(T, p^0) = h^0(T_0, p^0) + \int_{T_0}^T C_p^0 dT \quad (II-98)$$

$$s^{id}(T, p) = s^0(T_0, p^0) - \int_{T_0}^T \frac{C_p^0}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (II-99)$$

Ecrivant ainsi pour l'enthalpie et l'entropie :

$$h = h^{id}(T, p) + (h - h^{id})_{T,p} = h^0(T, p^0) + \int_{T_0}^T C_p^0 dT + (h - h^{id})_{T,p} \quad (II-100)$$

$$s = s^{id}(T, p) + (s - s^{id})_{T,p} = s^0(T_0, p^0) - \int_{T_0}^T \frac{C_p^0}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_0} + (s - s^{id})_{T,p} \quad (II-101)$$

La capacité thermique spécifique à pression constante C_p^0 est donnée sous forme polynomiale en fonction de la température : [20, 21]

$$C_p^0 = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + \dots + a_n T^n \quad (II-102)$$

(n allant de 3 à 6)

La capacité thermique spécifique à volume constant C_v^0 est donnée sous la forme suivante : [20,21]

$$C_v^0 = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + \frac{a_4}{T^2} \quad (II-103)$$

II.4.3.b Pour les mélanges

Pour les mélanges, le calcul de h et s à partir des grandeurs résiduelles se fait de la même manière en utilisant les règles des mélanges pour les constantes de l'équation d'état cubique utilisée.

Conclusion

A travers ce chapitre, on a pris connaissance de l'utilisation des différentes équations d'état cubiques de type Van Der Waals parmi lesquelles, on trouve celle de Redlich Kwong, Soave-Redlich-Kwong et celle de Peng-Robinson pour évaluer les différentes grandeurs thermodynamiques. Les équations d'état fournissent une expression analytique relativement précise des propriétés résiduelles des fluides réels, cependant leur utilisation est complexe et nécessite certaines données empiriques concernant le fluide de travail.

La mise sur le marché des logiciels de calcul des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides à savoir : REFPROP[®] et EES (Engineering Equations Solver) a facilité

Chapitre II : Calcul des propriétés thermodynamique des fluides réels

l'accès aux propriétés thermodynamiques de la plupart des fluides réels. Ces deux logiciels seront utilisés dans le chapitre suivant pour évaluer les performances d'une machine frigorifique à compression de vapeur pour différents fluides frigorigènes purs ou en mélanges et pour différentes conditions de fonctionnement de cette dernière.

Chapitre III :
L'influence de la nature du
fluide purs ou en mélange sur le
COP d'une machine frigorifique à
compression de vapeur

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

Introduction

Ce chapitre porte essentiellement sur l'influence de la nature du fluide frigorigène pur ou en mélange sur les performances d'une machine frigorifique à compression de vapeur. Pour illustrer cette influence, nous avons choisi trois catégories de fluides :

- Fluides synthétiques : R32, R125, R134a, R143a et R152a
- Fluides naturels : HC (R290, R600, R600a et R1270) et inorganique R717
- Mélanges : R404A R407A, R407B, R407C, R410A, R507A

III.1 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression de vapeur de vapeur

Le schéma de principe d'une machine frigorifique à compression de vapeur et son cycle de fonctionnement dans le diagramme (P, h) sont donnés respectivement par les figures (III.1) et (III.2).

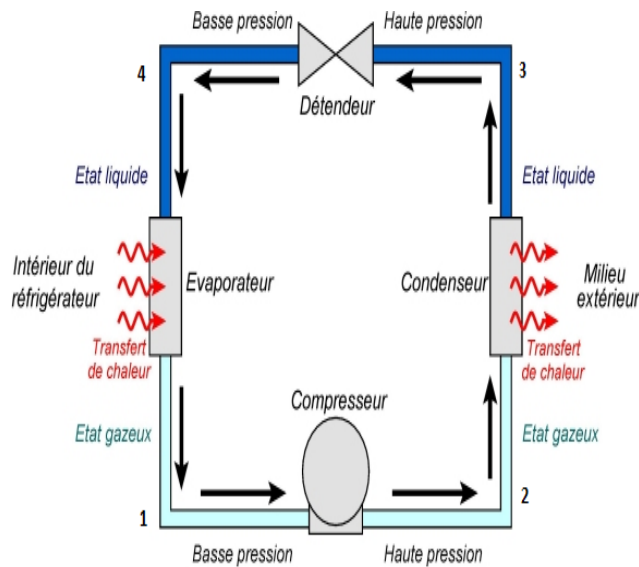


Figure III.1 : principe de machine
Frigorifique à compression de vapeur

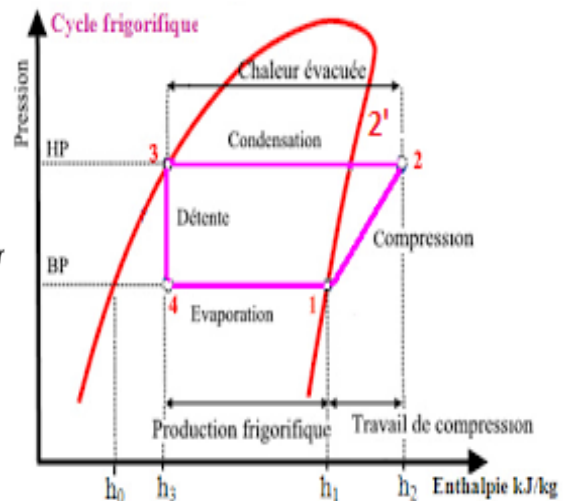


Figure III.2 : cycle de fonctionnement

La machine frigorifique à compression de vapeur comporte quatre éléments essentiels, le compresseur, le condenseur, le détendeur, l'évaporateur. Le circuit frigorifique permet ainsi de capter ou retirer la chaleur contenue dans une source appelée "source froide" pour la transférer ou la rejeter vers une "source chaude".

Compression (1-2) :

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

Le compresseur a pour but d'aspirer la vapeur sortant de l'évaporateur ($T_1 = -5^\circ\text{C}$), et la comprimer jusqu'à la pression qui règne dans le condenseur correspondant à une température de condensation ($T_3 = 30^\circ\text{C}$) et la rejette dans celui-ci.

A l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur à basse pression. Le compresseur permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé.

A la sortie, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

Le compresseur est défini par son rendement d'environ $\eta_{comp} = 75\%$

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{III.1})$$

$$W_{comp} = (h_2 - h_1) \quad (\text{III.2})$$

$$BP = P_1 = P_{sat} \text{ à } T_1 = -5^\circ\text{C}$$

Condensation (2-3):

Le condenseur est un échangeur de chaleur où le frigorigène se condense dans cet échangeur. Le liquide sortant est à saturation ou légèrement sous-refroidi.

Le fluide évolue à pression constante P_2 et passe successivement de l'état de vapeur surchauffée 2 à l'état de vapeur saturante 2' (désurchauffe) et se condense de 2' à 3, passe ainsi à l'état liquide ($T_3 = 30^\circ\text{C}$). L'énergie thermique rejetée à la source chaude par unité de masse du frigorigène est :

$$Q_{cond} = h_3 - h_2 \quad (\text{III.3})$$

$$HP = P_3 = P_2 = P_{sat} \text{ à } T_3 = 30^\circ\text{C}$$

Détente (3-4) :

Le détendeur permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé.

A l'entrée du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression. Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent et il passe à l'état diphasique à basse pression.

$$h_4 = h_3 \quad (\text{III.4})$$

Evaporation (4-1) :

A l'entrée de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état diphasique et à basse pression.

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

En passant dans l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène poursuit et achève son évaporation et passe à l'état vapeur.

$$Q_{evp} = h_1 - h_4 \quad (III.5)$$

Coefficient de performance

Le coefficient de performance d'un cycle frigorifique, noté COP se définit comme le rapport entre ce que l'on récupère (la chaleur extraite de la source froide) par rapport à ce que l'on apporte (l'énergie mécanique). On a ainsi :

$$COP = \frac{\text{Puissance frigorifique produite à la source froid}}{\text{Puissance consommée}} \quad (III.6)$$

Par unité de masse de fluide frigorigène circulant dans la machine, on a :

$$COP = \frac{Q_{evp}}{W_{comp}} \quad (III.7)$$

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (III.8)$$

Pour évaluer le coefficient de performance de la machine, nous avons besoin des propriétés T, P, h, s et du titre x du fluides frigorigènes pur ou en mélange aux différents points du cycle.

Pour cela, nous avons recours dans la pratique à l'utilisation des logiciels EES et REFPROP® qui possèdent des bibliothèques de fluides frigorigènes.

III.2 Présentation d'EES

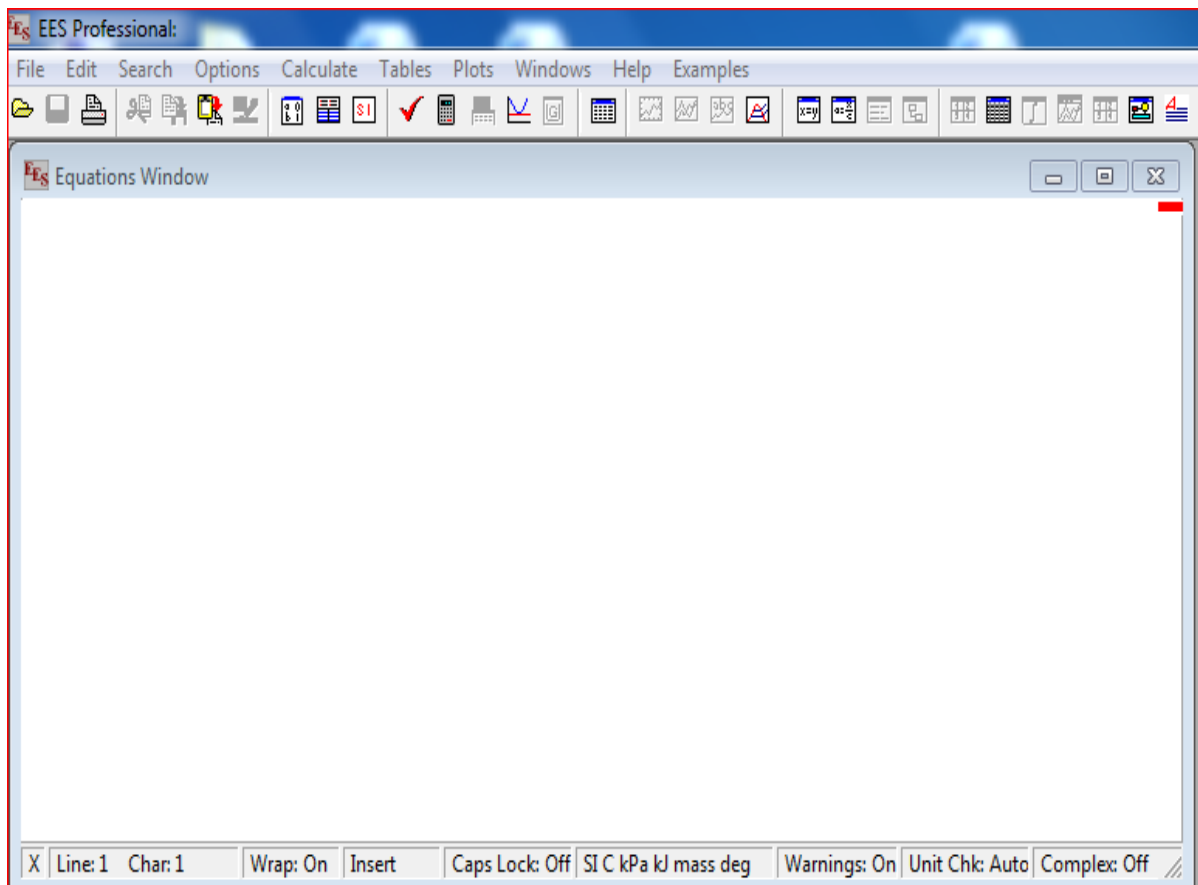
EES (prononcé ISE) est l'abréviation d'Engineering Equation Solver ou Solveur d'équations pour l'ingénierie. EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité. EES fonctionne à la fois sur des plates-formes PC Compatible ou APPLE Macintosh. Dans ce mémoire, on décrit la version de EES développée pour les systèmes d'exploitation Windows.

EES contient une vaste bibliothèque de fonctions mathématiques et Thermodynamiques. Néanmoins, il est impossible de prévoir l'ensemble des besoins des utilisateurs. De ce fait, EES offre à l'utilisateur la possibilité d'entrer ses propres fonctions suivant trois méthodes :

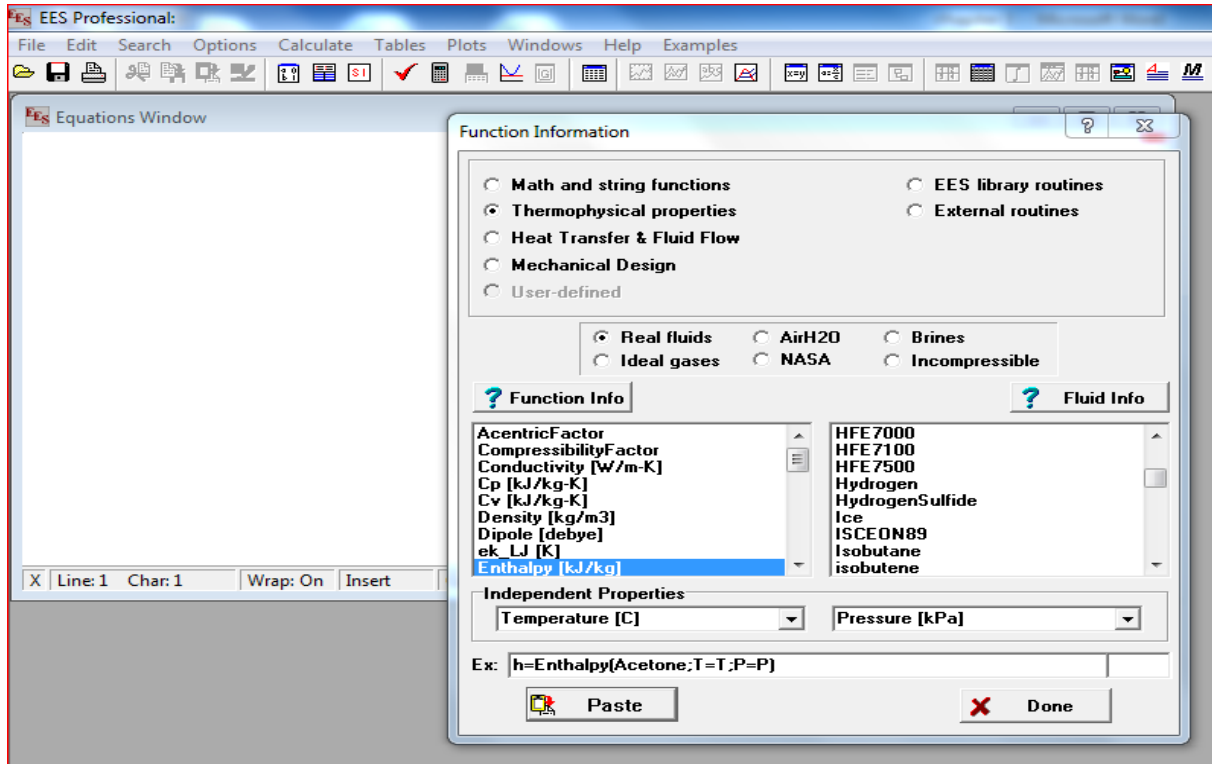
Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

- Il est possible de saisir et d'interpoler des données numériques dans une table, pour ensuite les utiliser directement dans la résolution des systèmes d'équations.
- EES comporte son propre langage de programmation. Il s'apparente au PASCAL et FORTRAN. Il permet à l'utilisateur de développer et sauvegarder dans des fichiers de librairie ses propres fonctions et procédures. Ces fichiers seront lus à chaque ouverture du logiciel et ainsi utilisables dans chaque session.
- Enfin, les fonctions et les procédures compilées, écrites dans un langage de haut niveau tel le PASCAL, le C ou le FORTRAN, pourront être utilisées dans EES par le biais de librairies dynamiques (DLL).

Le développement d'EES a été motivé par l'expérience dans l'enseignement des sciences mécaniques, thermodynamiques et de transfert de chaleur. Pour qu'un étudiant puisse apprendre et mieux appréhender les phénomènes physiques, il est nécessaire de travailler sur des problèmes concrets. Cependant, beaucoup de temps et d'efforts sont exigés dans la recherche des propriétés des composants et la mise en équation appropriée du système.



Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur



III.3 Evaluation des performances

Dans le but d'évaluer les performances d'une machine frigorifique à compression de vapeur pour des conditions de fonctionnement de référence (températures d'évaporation et de condensation égales respectivement à -5 et 30 °C), un programme a été développé sur la plateforme EES. Ce programme a été utilisé pour étudier l'influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP du système frigorifique. Par la suite, l'effet des conditions opératoires sur le COP de la machine a été examiné.

III.3.1 Influence de la nature du fluide

Pour étudier l'influence de la nature du fluide frigorigène sur le COP de la machine frigorifique, nous avons choisi trois catégories de fluides :

- Les fluides synthétiques
- Les fluides naturels (hydrocarbures HC et inorganique)
- Les mélanges

Les principales caractéristiques des fluides synthétiques, hydrocarbures, inorganique et mélanges sont rassemblés respectivement dans les tableaux (III.1), (III.2), (III.3) et (III.4).

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

Les fluides frigorigènes synthétiques HFC :

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	T _{nb} (K)	T _{cr} (K)	P _{cr} (MPa)	ODP	GWP 100 ans
HFC-32	CH ₂ F ₂	52.024	221.50	351.26	5.777	0	650
HFC-125	CHF ₂ CF ₃	120.022	224.66	339.17	3.618	0	2800
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	102.031	274.07	374.27	4.065	0	1300
HFC-143a	CH ₂ FCHF ₂	84.041	225.92	345.97	3.769	0	3800
HFC-152a	CH ₃ CHF ₂	66.051	249.10	386.41	4.512	0	140

Tableau III.1 : Caractéristiques des fluides synthétiques

Les fluides frigorigènes Hydrocarbures :

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	T _{nb} (°C)	T _{cr} (°C)	P _{cr} (MPa)	ODP	GWP 100 ans
R-290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44.10	-42.1	96.7	4.25	0	20
R-600	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	58.12	-0.5	152	3.80	0	20
R-600a	CH (CH ₃) ₂ CH ₃	58.12	-11.6	134.7	3.64	0	20
R-1270	CH ₃ CHCH ₂	42.08	-47.7	92.4	4.57	0	-----

Tableau III.2 : Caractéristiques des fluides hydrocarbures

Le fluide inorganique :

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	T _{nb} (°C)	T _{cr} (°C)	P _{cr} (MPa)	ODP	GWP 100 ans
R-717	NH ₃	17.03	-13.3	132.3	11.3	0	<1

Tableau III.3 : Caractéristiques de fluide inorganique

Mélange des fluides HFC :

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	T _{nb} (°C)	T _{cr} (°C)	P _{cr} (MPa)	ODP	GWP 100 ans
R-404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	97.6	-46.6	72.1	3.74	0	3260

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

R-407A	R-32/125/134a (20/40/40)	90.11	-45.2	81.9	4.49	0	1770
R-407B	R- (32/125/134a (10/70/20	102.94	- 46.8	74.4	4.08	0	2290
R-407C	R-32/125/134a (23/25/52)	86.20	-43.8	87.3	4.63	0	1530
R-410A	R-32/125 (50/50)	72.58	-51.6	72.5	4.95	0	1730
R-507A	R-125/143a (50/50)	98.86	-47.1	70.9	3.79	0	3300

Tableau III.4 : Caractéristiques des mélanges de fluides

Les résultats du coefficient de performance COP obtenus pour les fluides synthétiques sont résumés dans le tableau III.5.

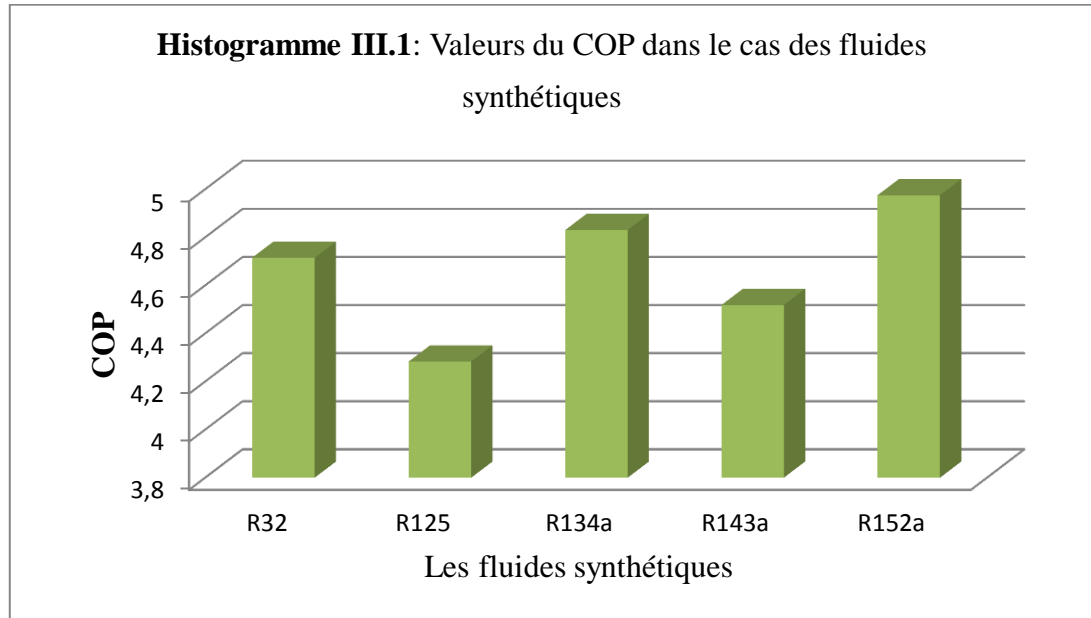
Fluide	Point	P (bar)	T (°C)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg.K)	x	W _{comp} (kJ/kg)	Q _{evp} (kJ/kg)	COP
R32	1	6.906	-5	514.3	2.173	1	54.91	285.9	4.715
	2	19.28	/	559.2	/	/			
	2is	19.28	/	555.4	2.173	/			
	3	19.28	30	255.3	1.188	0			
	4	6.906	/	255.3	1.207	1.982			
R125	1	5.71	-5	330.7	1.488	1	21.18	90.72	4.283
	2	15.68	/	351.9	/	/			
	2is	15.68	/	346.6	1.488	/			
	3	15.68	30	240	1.136	0			
	4	5.71	/	240	1.15	0.3374			

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

R134a	1	2.435	-5	247.5	0.9343	1	31.87	153.9	4.83
	2	7.706	/	279.4	/	/			
	2is	7.706	/	271.4	0.9343	/			
	3	7.706	30	93.58	0.3479	0			
	4	2.435	/	93.58	0.3603	0.2392			
R143a	1	5.29	-5	385.2	1.691	1	30.47	137.7	4.518
	2	14.35	/	415.7	/	/			
	2is	14.35	/	408.1	1.691	/			
	3	14.35	30	247.6	1.162	0			
	4	5.29	/	247.6	1.178	0.2854			
R152a	1	2.201	-5	503.1	2.131	1	50.26	250.1	4.975
	2	6.907	/	553.4	/	/			
	2is	6.907	/	540.8	2.131	/			
	3	6.907	30	253.1	1.183	0			
	4	2.201	/	253.1	1.198	0.1975			

Tableau III.5 : Valeurs du COP des fluides synthétiques

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur



On constate que le fluide R152a conduit à la valeur maximale du COP par rapport aux autres fluides synthétiques. En effet, avec ce fluide, le COP de la machine atteint la valeur de 4.97, suivi par le R134a à 4.83, puis le R32 et le R143a avec respectivement 4.71 et 4.51. La valeur la plus basse du COP est obtenue pour le fluide R125a avec une valeur de 4.28.

La valeur élevée du COP obtenue pour le R152a est rehaussée par ses caractéristiques environnementales : ODP = 0 et de GWP=140. La valeur du GWP du R152a est la moins élevée par rapport aux autres fluides synthétiques.

Les résultats du coefficient de performance COP obtenus pour les fluides naturels sont résumés dans le tableau III.6.

Fluide	Point	P (bar)	T (°C)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg.K)	x	W_{comp} (kJ/kg)	Q_{evp} (kJ/kg)	COP
R717	1	3.549	-5	1457	5.687	1	223.9	1115	4.98
	2	11.67	/	1681	/	/			
	2is	11.67	/	1625	5.687	/			

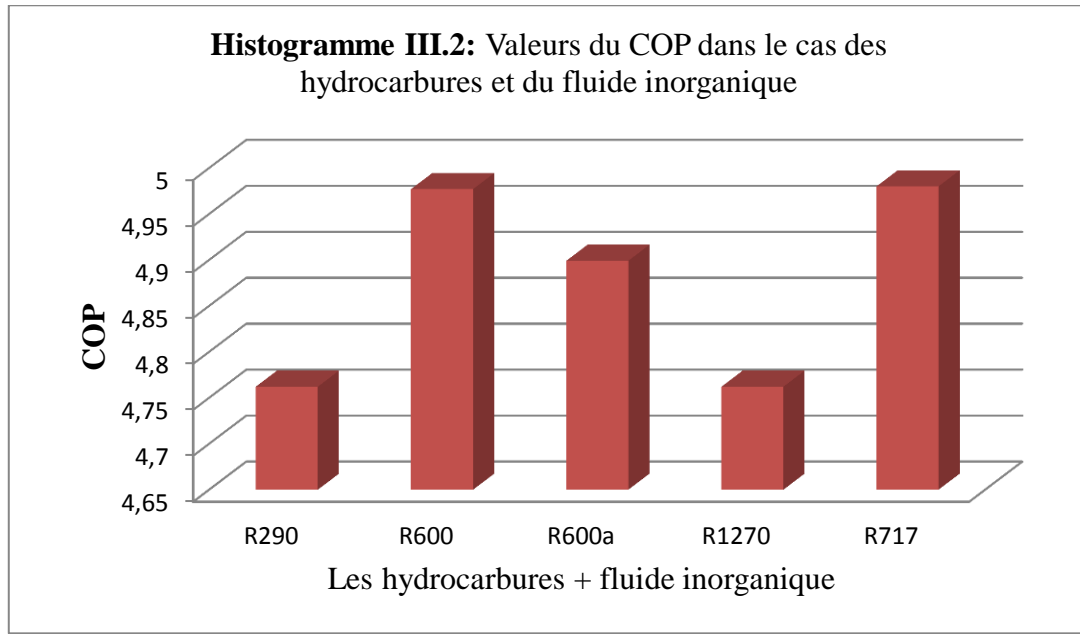
Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

	3	11.67	30	341.6	1.488	0			
	4	3.549	/	341.6	1.529	0.1288			
R290	1	4.061	-5	569.1	2.377	1	40.84	269.8	4.762
	2	10.79	/	629.9	/	/			
	2is	10.79	/	614.7	2.377	/			
	3	10.79	30	279.3	1.271	0			
	4	4.061	/	279.3	1.297	0.2407			
R600	1	0.851	-5	577.4	2.408	1	61.45	305.8	4.977
	2	2.839	/	638.9	/	/			
	2is	2.839	/	623.5	2.408	/			
	3	2.839	30	271.6	1.248	0			
	4	0.851	/	271.6	1.268	0.2132			
R600a	1	1.307	-5	548.3	2.3	1	56.45	276.5	4.899
	2	4.045	/	604.8	/	/			
	2is	4.045	/	590.7	2.3	/			
	3	4.045	30	271.8	1.248	0			
	4	1.307	/	271.8	1.268	0.2314			
R1270	1	4.061	-5	569.1	2.377	1	60.84	289.8	4.762
	2	10.79	/	629.9	/	/			
	2is	10.79	/	614.7	2.377	/			

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

	3	10.79	30	279.3	1.271	0			
	4	4.061	/	279.3	1.291	0.2407			

Tableau III.6 : Valeurs du COP des fluides naturels



D'après l'histogramme (III.2), les fluides qui conduisent aux meilleures valeurs du COP sont le fluide inorganique, l'ammoniac R717 et l'hydrocarbure, butane R600 avec respectivement 4.98 et 4.97. L'hydrocarbure, isobutane R600a succède avec 4.89. Tandis que les valeurs minimales sont obtenues pour les fluides hydrocarbures, propane R290 et le propylène R1270 avec 4.76 et 4.46, respectivement.

Les résultats du coefficient de performance COP obtenus pour les mélanges de fluides sont résumés dans le tableau III.7.

Fluide	Point	P (bar)	T (°C)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg.K)	x	W_{comp} (kJ/kg)	Q_{evp} (kJ/kg)	COP
	1	5.193	-5	363.28	1.610	1			
	2	14.28	/	390.13	/	/			

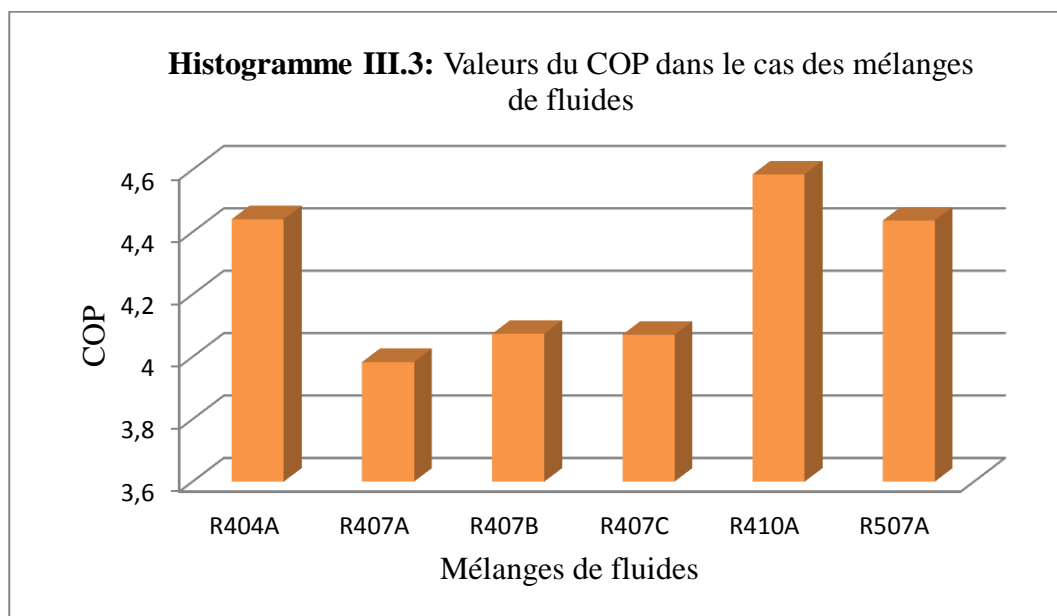
Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

R404A	2is	14.28	/	383.42	1.610	/	26.85	119.25	4.441
	3	14.28	30	244.03	1.152	0			
	4	5.193	/	244.03	/	/			
R407A	1	4.176	-5	393.72	1.731	1	37.62	149.86	3.983
	2	14.29	/	431.34	/	/			
	2is	14.29	/	421.94	1.731	/			
	3	14.29	30	243.86	1.149	0			
	4	4.176	/	243.86	/	/			
R407B	1	4.783	-5	362.43	1.611	1	29.56	120.43	4.074
	2	15.04	/	391.99	/	/			
	2is	15.04	/	384.60	1.611	/			
	3	15.04	30	242.00	1.143	0			
	4	4.783	/	242.00	/	/			
R407C	1	3.853	-5	407.64	1.782	1	40.08	163.18	4.071
	2	13.59	/	447.72	/	/			
	2is	13.59	/	437.70	1.782	/			
	3	13.59	30	244.46	1.152	0			
	4	3.853	/	244.46	/	/			
	1	6.782	-5	419.71	1.820	1			
	2	18.89	/	457.07	/	/			

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

R410A	2is	18.89	/	447.73	1.820	/	37.36	171.3	4.585
	3	18.89	30	248.41	1.164	0			
	4	6.782	/	248.41	/	/			
R507A	1	5.312	-5	359.57	1.595	1	26.08	115.73	4.437
	2	14.6	/	358.65	/	/			
	2is	14.6	/	379.13	1.595	/			
	3	14.6	30	243.84	1.149	0			
	4	5.312	/	243.84	/	/			

Tableau III.7 : Valeurs du COP des mélanges de fluides



Dans le cas des mélanges, on constate que c'est le fluide R410A qui permet d'atteindre la valeur du COP la plus élevée avec 4.58, tandis que la valeur minimale du COP est obtenue pour le fluide R407A.

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

Le R410A est un mélange quasi azéotropique et donc il se comporte en grande partie comme un réfrigérant pur, mono moléculaire ce qui signifie que le glissement de température et la recharge ne posent aucun problème.

III.3.2 Influence des conditions opératoires

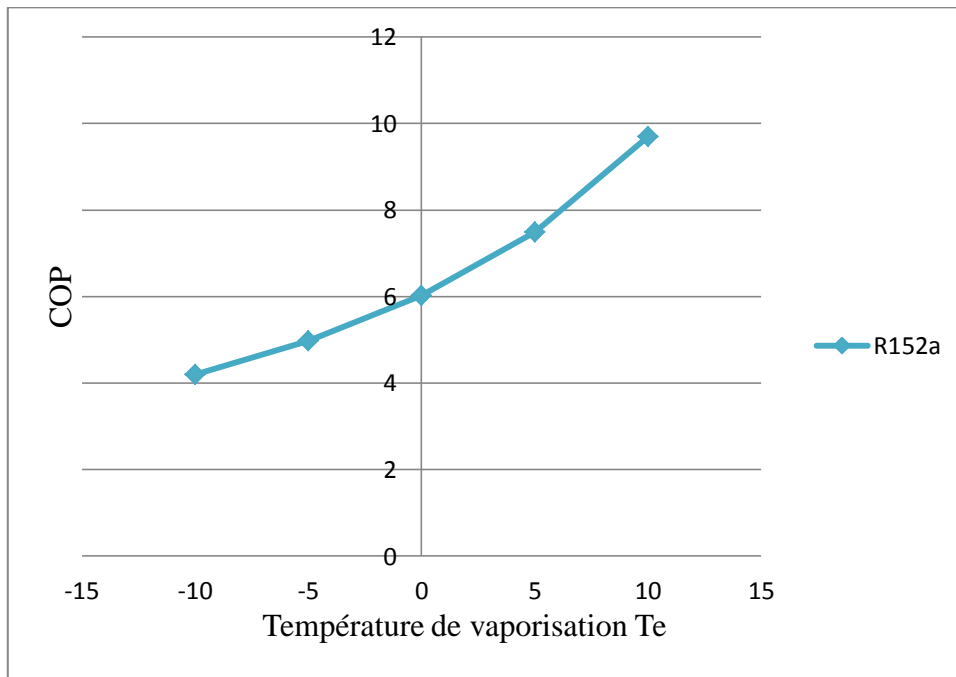
A. Influence de la température de vaporisation sur le COP

L'étude de l'influence des conditions opératoires est faite pour le meilleur fluide de chaque catégorie.

$T_c = 30^\circ\text{C}$ (température de condensation de référence)

✚ Le fluide frigorigène R152a

T_e ($^\circ\text{C}$)	COP
-10	4,193
-5	4,975
0	6,022
5	7,492
10	9,7

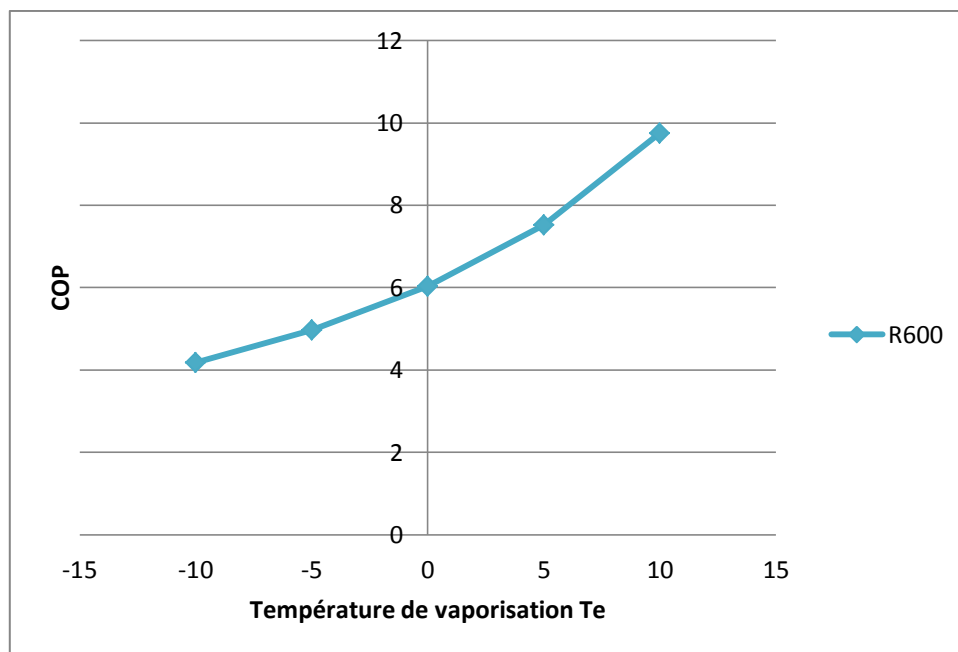


Graph III.1 : Influence de T_e sur le COP dans le cas du fluide R152a

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

✚ Le fluide frigorigène R600

Te (°C)	COP
-10	4,185
-5	4,977
0	6,035
5	7,521
10	9,754

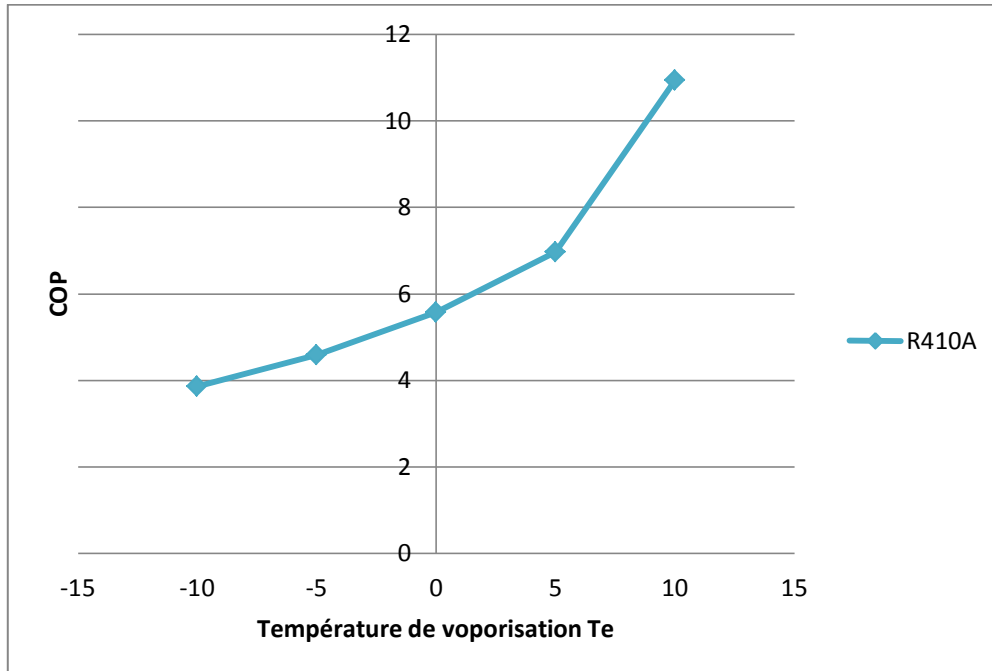


Graphe III.2 : Influence de T_e sur le COP dans le cas du fluide R600

✚ Le fluide frigorigène R410A

Te (°C)	COP
-10	3.864
-5	4.585
0	5.58
5	6.97
10	10.94

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur



Graph III.3 : Influence de T_e sur le COP dans le cas du fluide R410A

D'après les graphes (III.1) (III.2) et (III.3) on constate que quel que soit le fluide frigorigène utilisé dans le système de réfrigération, quand la température de condensation est fixe ($T_c = 30^\circ\text{C}$), le COP augmente lorsque la température de vaporisation augmente de -10°C à $+10^\circ\text{C}$. la valeur du COP augmente.

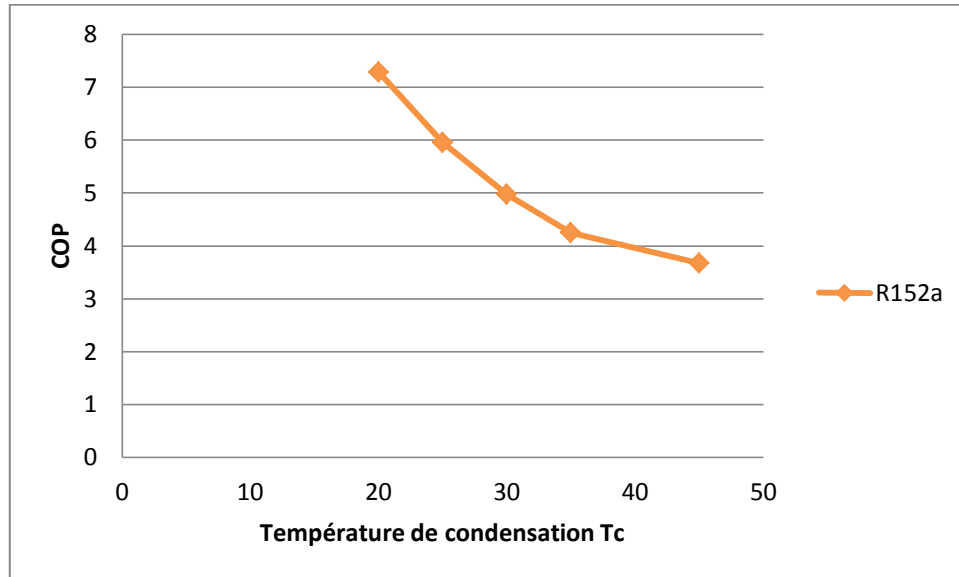
B. Influence de la température de condensation sur le COP

$T_e = -5^\circ\text{C}$ (température de vaporisation de référence)

✚ Le fluide frigorigène R152a

T_c (°C)	COP
20	7,289
25	5,952
30	4,975
35	4,245
45	3,672

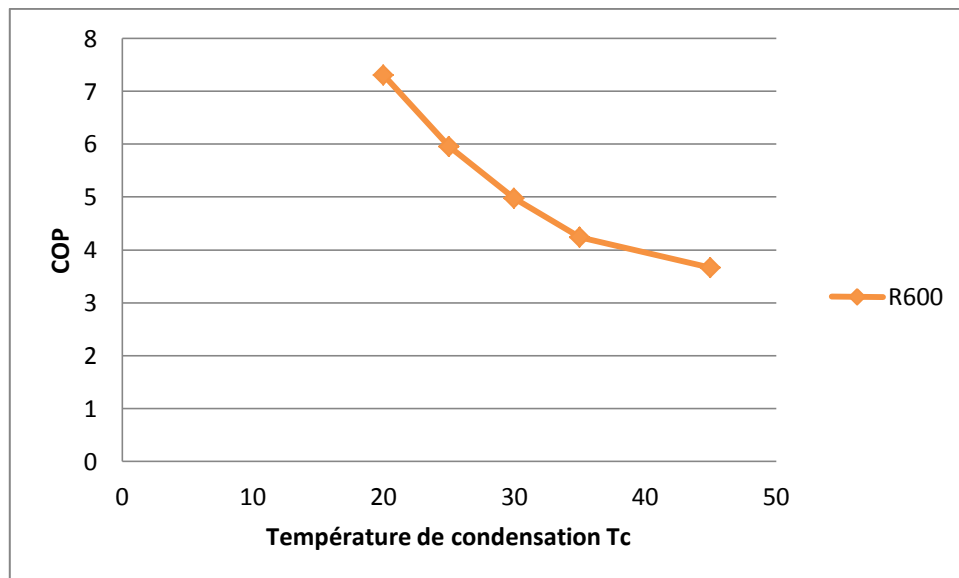
Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur



Graph 3.4 : Influence of T_c on the COP in the case of the fluid R152a

✚ Le fluide frigorigène R600

T_c (°C)	COP
20	7,3
25	5,948
30	4,977
35	4,242
45	3,665

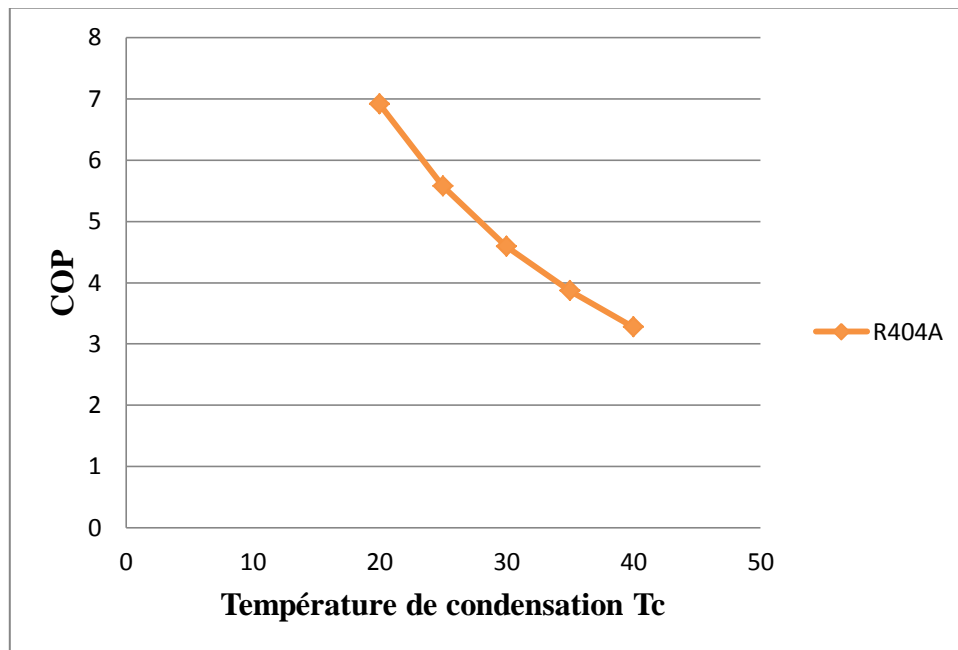


Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

Graphe III.5 : Influence de T_c sur le COP dans le cas du fluide R600

✚ Le fluide frigorigène R410A

T_c (°C)	COP
20	6.919
25	5.568
30	4.585
35	3.863
45	3.72



Graphe III.6 : Influence de T_c sur le COP dans le cas du fluide R410A

Pour une température de vaporisation fixe $T_e = -5^\circ\text{C}$, on constate d'après les graphes (III.4), (III.5) et (III.6) que lorsque la température de condensation augmente de 20 à 40 °C, les performances du système diminuent. Ceci est valable pour toutes les catégories de fluides frigorigènes.

Chapitre III : Influence de la nature du fluide pur ou en mélange sur le COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons évalué l'évolution du COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur par rapport à l'utilisation de différents fluides (des fluides synthétiques, hydrocarbures, inorganique et des mélanges de fluides synthétiques HFC). Les résultats montrent que la nature du fluide a une importance cruciale dans la valeur du coefficient de performance du système frigorifique. Par ailleurs, les résultats ont aussi montré que les conditions de fonctionnement de la machine ont aussi une contribution importante dans la valeur du COP de la machine.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le domaine de la production du froid se trouve dans un contexte de rapide évolution, les installations frigorifiques à compression sont les systèmes frigorifiques les plus courants dans la pratique. Ces installations sont basées sur l'effet physique selon lequel de l'énergie thermique est nécessaire pour le passage de l'état liquide à l'état gazeux.

Cette recherche a pour but d'étudier l'influence de la nature des fluides sur les performances d'une machine frigorifique à compression de vapeur,

Le premier chapitre est dédié à apporter une contribution à une meilleure compréhension des théories des machines frigorifiques, leurs principes de fonctionnement, la classification de ces machines et une analyse des différents types de machines frigorifiques et des fluides frigorigènes.

Le deuxième chapitre est consacré aux méthodes analytiques de détermination des différentes grandeurs thermodynamiques des fluides réels à partir des équations d'état cubiques de type Van der Waals.

Pour atteindre l'objectif de cette recherche nous avons opté au chapitre 3 pour l'utilisation des logiciels EES et REFPROP® pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fluides réels afin d'évaluer l'évolution du COP d'une machine frigorifique à compression de vapeur en fonction de la nature du fluide frigorigène utilisé. Trois catégories de fluides ont été testées :

- Les fluides synthétiques HFC
- Les fluides naturels comprenant des hydrocarbures et un fluide inorganique R717
- Les mélanges de HFC

Les résultats de la simulation ont montré que la nature du fluide a une contribution importante dans la valeur du COP de la machine et les meilleurs fluides pour les 3 catégories sont :

- Synthétique : R152a
- Hydrocarbure : R600
- Mélange : R410A

Les résultats ont aussi montré que les fluides les moins performants sont :

- Synthétique : R125
- Hydrocarbure : R290 et R127

Conclusion générale

- Mélange : R407A

Il faut aussi signaler que les fluides purs conduisent à de meilleures performances que les mélanges de fluides.

Par ailleurs, les résultats de la simulation montrent aussi que quel que soit le fluide frigorigène utilisé dans le système de réfrigération, le COP diminue avec l'augmentation de la température de condensation T_c à T_e fixée et augmente avec l'augmentation de la température d'évaporation T_e à T_c fixée.

Conclusion générale

- [1] : <https://www.pce-france.fr/laboratoire/techniques-frigorifiques.htm>.
- [2] : <https://www.ziehl-abegg.com/fr-fr/secteurs-dactivite/technique-du-froid>.
- [3] : A.Dajalila. Mémoire de master 2 énergétique «Etude exergétique d'une machine frigorifique». Université Badji Mokhtar Annaba ; année 2018.
- [4] : <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/froid-cryogenie-applications-industrielles-et-peripheriques-42596210/applications-industrielles-du-froid-generalites-be9755/>
- [5] : <https://www.energie-environnement-upmc.fr/userfiles/file/cours/Licence/LA3MJ/machine-Frigo.pdf>
- [6]: HUANG, B. J., JIANG, C.B, et HU, F. L. Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. Transactions of the ASME, Juliet 1985, Vol. 107.
- [7]: <https://archipel.uqam.ca/11512/1/222058891.pdf>
- [⁸] : S.Boukredime. Mémoire de master 2 énergétique « Evaluation Des Performances D'une Machine Frigorifique Hybride A absorption / éjection ». Université Badji Mokhtar Annaba, année 2017.
- [9]: C. Shein et R.Radermacher. «Scroll compressor simulation model». Journal of Engineering for Gas Turbines and Power123 (2001).
- [10]: <https://www.ef4.be/fr/pompes-a-chaleur/technique-generalites/principe-de-fonctionnement.html>
- [11]: <https://www.abcclim.net/le-circuit-frigorifique.html>
- [12]: <http://iutp.univ-poitiers.fr/gte/la-formation/les-matieres-enseignees-au-departement-gte/machines-frigorifiques/>
- [13] : A. BOUZIANE. Mémoire magistère «Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au CO₂ à l'aide d'un éjecteur». École Doctorale en Énergétique et Développement Durable ; 2009.
- [14] : OECHSLEIN, W. Joint Propulsion Conference and Exhibit, 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE, Fort Lauderdale, Florida, 2004 July, P 11-14.
- [15] :SRIKRISNAN, A. J., KURAN, J., SRIRMULU, V. An Experimental study on mixing enhancement by petal nozzlein supersonic flow. Journal of Propulsion and Power Vol.12, No.1, 1996; P 165-169.
- [1⁶] : J.Ponton. « Azeotrope Databank » (archive), sur the Edinburgh Collection of Open software for Simulation and Education, 10 September 2001.
- [17]: <http://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/criteres-choix.html>
- [18]: Chems Eddine Chitour, «Raffinage Thermodynamique des fluides réels», édition OPU

Conclusion générale

1998, Tome II, pages 161.

[19] : Jean-Claude charpentier, Georges Piar, «Entropie spécial équation d'état des fluides »la revue internationale de science et techniques nouvelles en énergétique, génie chimique, génie biologique 1992 pages 55, 56,57.

[20] :J.Vidal, «Thermodynamique», édition TECHNIP, 1997, pages114, 115, 116,117.

[21]George Heyen, « thermodynamiques chimiques appliquée » Doc. CHIM 009-0.

[22] :Jean-Pierre Corriou, « thermodynamiques chimiques, diagramme thermodynamiques» Doc. J1026 technique de l'ingénieur traité de procédés pages 3, 5,7etc...

[23]:CE304, spring, lecture 12«Thermodynamic properties of fluids, part2: residual properties and how to get them».

[24]: M.Barolo, A.Bertucco, G.Salabrin, « a method for prediction of vapour-liquid equilibria of refrigerant mixture at low and moderate pressure» 1995.

[25]: Marcel Frelin «caractéristiques des fluides» technique de l'ingénieur Doc. BM215, traité genie mécanique pages 11, 12.

[26]: Renault Gicquel, «diagramme thermodynamique», technique de l'ingénieur, traité génie énergétique Doc.BE 8043.

[27] : Chems eddine Chitoure«raffinage, les propriétés thermiques». Tome III .OPU pages 41, 42, 43, 126,127... etc.

[28]:M.M.Abbott, H.C. Van Ness, 'Theory and problems of Thermodynamics', Schaum's Outline Series 1972, pages 98, 99,100, 110... etc.

Annexe A

Constantes des équations cubiques :

Equation	u	w	a	b	$\alpha(\tau)$	Ω_a	Ω_b
Redlich-Kwong	1	0	$\Omega_a \cdot \frac{(RT_c)^2}{P_c} \cdot \alpha$	$\Omega_a \cdot \frac{RT_c}{P_c}$	$\frac{1}{\sqrt{T}}$	0.42748	0.08664
Soave-Redlich-Kwong	1	0	$\Omega_a \cdot \frac{(RT_c)^2}{P_c} \cdot \alpha$	$\Omega_a \cdot \frac{RT_c}{P_c}$	$(1 + m(1 - \sqrt{T_r}))^2$ m=0.48+1.574w - 0.176w ²	0.42748	0.08664
Peng-Robinson	2	-1	$\Omega_a \cdot \frac{(RT_c)^2}{P_c} \cdot \alpha$	$\Omega_a \cdot \frac{RT_c}{P_c}$	$(1 + m(1 - \sqrt{T_r}))^2$ m = 0.37646+1.54226w - 0.26992w ²	0.45724	0.07780