

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté de génie de la construction

Département de génie mécanique



Mémoire de master professionnel

Spécialité : Energétique

Option : Froid Chauffage et Climatisation

Thème :

**Etude thermique d'un refroidisseur
de gaz**

Proposé par :

M^r R.NEBBALI

Dirigé par :

M^r R.NEBBALI

M^r A.HAMDAD

Présenté par :

M^r TAHI Massinissa

M^r ZAIR Brahim

2014/2015

Remerciements

Nos remerciements iront d'abord à nos encadreurs, Mr Hamdad et Mr Nebbali, qui ont accepté de diriger ce travail ; leurs orientations, leurs remarques et leur soutien constant ont permis de mener à bien ce travail, Qu'ils trouvent ici le témoignage de notre profonde reconnaissance.

Nos remerciements s'adressent aussi à Mr Allek Djamel et Hocini Lotfi pour leur aide précieuse.

Nous tenons également à adresser nos remerciements aux membres du jury pour avoir accepté de juger ce travail et participer aux jurys.

Enfin, à tous nos amis (es), pour leur soutien et leurs encouragements.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

- *A mes très chers parents.*
- *A mon frère Samir et sa femme.*
- *A mes sœurs.*
- *A tous mes amis*
- *A tous ceux qui me sont chers*

Mr. Zair

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

- *A mes très chers parents.*
- *A mon frère Lounis.*
- *A mes sœurs.*
- *A tous mes amis*
- *A tous ceux qui me sont chers*

Mr. Tahi

Nomenclature

<u>Symbole</u>	<u>Désignation</u>	<u>Unité</u>
C_p	Chaleur massique à pression constante.	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C	Débit capacitif	$[J.K^{-1}.s^{-1}]$
D, d	Diamètre.	$[m]$
E	Efficacité.	$[-]$
G	Vitesse massique.	$[kg^{-1}.m^{-2}.s^{-1}]$
h	Enthalpie massique.	$[J.kg]$
L	Longueur.	$[m]$
\dot{m}	Débit massique.	$[kg.s^{-1}]$
Nu	Nombre du Nusselt.	$[-]$
P	Pression	$[bar]$
P_t	Pas entre les tubes	$[mm]$
Pr	Nombre de prandtl.	$[-]$
\dot{Q}	Puissance thermique.	$[w]$
Re	Nombre du Renolds.	$[-]$
R_{th}	Resistance thermique par conduction à travers l'épaisseur d'un tube.	$[K.w^{-1}]$
S	Surface de passage.	$[m^2]$
T	Température.	$[K]$
Z	Nombre des tubes.	$[-]$
h	Coefficient de transfert thermique.	$[w.m^{-2}.K^{-1}]$
λ	Conductivité thermique.	$[w.m^{-2}.K^{-1}]$
μ	Viscosité dynamique.	$[kg.m^{-2}.s^{-1}]$
ρ	Masse volumique.	$[kg.m^{-3}]$
ν	Viscosité cinématique	$[m^2.s^{-1}]$
η	rendement	$[-]$

Nomenclature

<u>Indices</u>	<u>Signification</u>
<i>c</i>	chaud.
<i>e</i>	entrée, eau, extérieur.
<i>f</i>	fluide frigorigène, froid.
<i>s</i>	sortie.
<i>i</i>	intérieur.
<i>min</i>	minimal.
<i>max</i>	maximal.
<i>tub</i>	tube.
<i>is</i>	isentropique.
<i>el</i>	électrique.
<i>v</i>	volumétrique.
<i>ex</i>	exergétique.
<i>p</i>	paroi.
<i>cal</i>	calandre.
<i>co₂</i>	Relatif au fluide frigorigène.

Listes des figures

Listes des figures

Numéros	Intitulé de la figure	Pages
Figure (I.1)	Cycle ditherme.	3
Figure (I.2)	Représentation schématique du cycle d'une machine frigorifique.	5
Figure (I.3)	Cycle de Carnot en zone diphasique en diagramme (T.S).	5
Figure (I.4)	Cycle de compression réel d'une machine frigorifique.	7
Figure (I.5)	Cycle idéal d'une machine frigorifique (P.h) et (T.S).	8
Figure (I.6.a)	déférents types d'échangeurs tubulaires.	11
Figure (I.6.b)	échangeurs à plaques	12
Figure (I.6.c)	échangeur à courant croisé	12
Figure (I.7)	Profils de température dans un échangeur à contre-courant.	13
Figure (I.8)	Facteur de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué. <ul style="list-style-type: none"> • D'un échangeur à courants croisés, aucun fluide n'étant mixe (A). • D'un échangeur à courants croisés, seul un des fluides étant mixe (B). 	15
Figure (I.9)	Facteur de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué. <ul style="list-style-type: none"> • D'une calandre et un multiple de 2 passes de tubes (c). • De 2 calandres et un multiple de 2 passes de tubes (d). 	15
Figure (II.1)	La couche d'ozone.	19
Figure (II.2)	Effet de serre.	21
Figure (II.3)	cycle transcritique du CO_2 sur le diagramme de Mollier.	25
Figure (II.4)	cycle transcritique de CO_2 en coordonnées P-h.	26
Figure (II.5)	Illustration de l'existence d'une pression optimale donnant un COP en fonction de la température du puits de chaleur, $T_{ext}=35^{\circ}C$ (à gauche) et $50^{\circ}C$ (à droite). La compression est isentropique et la température d'évaporation vaut $5^{\circ}C$. Q' , W et COP correspondent respectivement au rapport de la puissance frigorifique, du travail et du COP sur leur optimum respectifs.	26
Figure (II.6)	diagramme Pression-Enthalpie du CO_2 .	29
Figure (II.7)	Diagramme température -entropie du CO_2 .	30
Figure (II.8)	Variation d'enthalpie et d'entropie selon différentes isobares..	30
Figure (II.9)	Pression de vapeur de différents frigorigènes.	31
Figure (II.10)	Gradient de la température de saturation de différents réfrigérants.	31

Listes des figures

Figure (II.11)	Evaluation de la densité du CO_2 avec la température.	32
Figure (II.12)	Rapport entre la densité de liquide et de vapeur saturé.	33
Figure (II.13)	Chaleur latente de vaporisation de différents réfrigérants.	34
Figure (II.14)	Tension superficiel.	35
Figure (II.15)	Evolution isobarique de la chaleur spécifique du CO_2	35
Figure (II.16)	Evolution de la conductivité thermique du CO_2 .	36
Figure (II.17)	Evolution de la viscosité du CO_2 .	36
Figure (II.18)	Evolution de nombre de Prandtl de CO_2 .	37
Figure (III.1)	Refroidisseur de gaz.	38
Figure (III.2)	Variable d'entrée et de sortie du refroidisseur.	39
Figure (III.3)	coupe transversale d'une maille du refroidisseur de gaz	44
Figure (III.4)	Discrétisation de la zone de refroidissement.	46
Figure (III.5)	Evolution de la température de sortie de CO_2 en fonction de la température d'entrée du CO_2 pour différents températures d'entrée d'eau pour un débit d'eau $\dot{m}=0.1\text{kg/s}$ associé à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2}=45\text{g/s}$.	49
Figure (III.6)	Evolution de la température de sortie du CO_2 en fonction de la température d'entrée du CO_2 pour différents températures d'entrée d'eau pour un débit d'eau $\dot{m}=0.2\text{kg/s}$ associé à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2}=45\text{g/s}$.	49
Figure (III.7)	Evolution de la température de sortie du CO_2 en fonction de la température d'entrée de CO_2 pour différents températures d'entrée d'eau pour un débit $\dot{m}=0.3\text{kg/s}$ associé à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2}=45\text{g/s}$.	50

SOMMAIRE

Liste des figures.....	1
Notations	
Introduction Générale	1

Chapitre I : Généralités Sur Les Machines Frigorifique Et Les Echangeurs De Chaleur

I.1. Introduction.....	3
I.2. Cycle frigorifique ditherme	3
I.3. Principe de fonctionnement des machines frigorifiques à compression de vapeur	4
I.4. Le cycle idéal d'une machine frigorifique	5
I.5. Déviation du cycle de Carnot	6
I.6. Cycle réel de compression d'une machine frigorifique	8
I.7. Efficacité du cycle à compression de vapeur	8
I.8. Les composants du cycle frigorifique	10
I.8.1. Le compresseur	10
I.8.1.1. Expression de la puissance électrique absorbée	10
I.8.2. Les échangeurs de chaleur.....	11
I.8.2.1. Équation de transfert de chaleur	12
I.8.2.1.1. Écart de température logarithmique	13
I.8.2.1.2. Nombre d'unités de transfert (NUT)	14

Chapitre II : Les fluides frigorigènes

II.1 Généralités sur les fluides frigorigènes.....	16
II.1.1 Définition.....	16
II.1.2 Critère de choix d'un fluide frigorigène	16
II.1.2.1 Critères thermiques et thermodynamiques	16
II.1.2.2 Critères de sécurité et d'environnement	17
II.1.2.3 Critères physico-chimiques.....	17
II.1.2.4 Critères économiques.....	18

SOMMAIRE

II.1.3 Impacts environnementaux	18
II.1.3.1 Action sur la couche d'ozone	18
II.1.3.1.1 Définition de la couche d'ozone	18
II.1.3.1.2 Potentiel de destruction de la couche d'ozone d'un fluide frigorigène	20
II.1.3.1.3 Conséquences	20
II.1.3.2 L'effet de serre	20
II.1.3.2.1 Définition	20
II.1.3.2.2 Le phénomène de l'effet de serre.....	21
II.1.3.2.3 Les gaz à effet de serre	22
II.1.3.2.4 Pouvoir de réchauffement du globe d'un fluide frigorigène	22
II.1.3.2.5. Conséquences	22
II.1.4. Protection de l'environnement	23
II.2.Le CO ₂ comme fluide frigorigène	24
II.2.1 Généralités	24
II.2.2 Le cycle transcritique du CO ₂	25
II.2.3. Propriétés thermodynamiques du CO ₂	28
II.2.3 .1. Détermination des propriétés thermodynamiques du CO ₂	28
II.2.3.1.1. Equation d'état de la phase vapeur	28
II.2.3.1.2 Pression de la vapeur saturante	31
II.2.3.1.3.Masse volumique	33
II.2.3.1.4 Tension superficielle	35
II.2.4 Propriétés de transport	36
II .2.4.1 Conductivité thermique du CO ₂ et sa viscosité dynamique	36
II.2.4.2 Le nombre de Prandtl.....	37
Chapitre III : Position du problème et méthode de calcul du refroidisseur	
III.1.Introduction	38
III.2.Description du refroidisseur de gaz	39

SOMMAIRE

III.3.Calcul du refroidisseur de gaz.....	39
III.3.1. Variables d'entrée et de sortie du modèle de refroidisseur	40
III.3.2 .Evaluation des propriétés thermo-physiques du fluide frigorigène et d'eau.....	40
III.3.3. Evaluation du coefficient d'échange convectif	42
III.3.4. Evaluation du coefficient d'échange global	43
III.3.5. Equation de Bilan thermique du refroidisseur de gaz	43
III .3.6 Méthode de calcul.....	44
III.4. Organigramme de calcul	46
III.4.1. Organigramme de calcul du refroidisseur	46
III.5. Caractérisation de l'échangeur de chaleur eau/ CO ₂	48
III.5.1. Méthode locale	48

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Afin d'apporter une réponse aux problèmes du réchauffement climatique et de l'épuisement des énergies fossiles, l'efficacité énergétique et la réduction des gaz à effet de serre font partie des solutions.

L'action environnementale ne se limite pas seulement au potentiel de destruction de la couche d'ozone (Ozone Depletion Potential) cause par la présence de chlore dans les CFC et le HCFC, mais également au potentiel de réchauffement climatique par effet de serre GWP (Global Warming Potential). Ceci a conduit à la réapparition sur le marché des anciens frigorigènes naturels tels que l'ammoniac, le CO₂ et les hydrocarbures. Cependant certains fluides peuvent présenter un risque suite à leur inflammabilité et à leur toxicité. C'est pourquoi le CO₂ apparaît comme la meilleure alternative.

En effet il peut faire l'objet de fluide actif pour la climatisation automobile puisqu'il est non toxique et ininflammable et permet la conception de systèmes compacts Suite à sa capacité volumique élevée (5 à 8 fois plus grande que celle des fluides classique)

Il peut également remplacer les fluides frigorigènes standards dans les cycles à basse température des systèmes en cascade utilisés notamment pour la réfrigération des supermarchés. Le CO₂ circule dans l'étage inférieur et un autre fluide frigorigène pour l'étage supérieur Il peut être aussi utilisé dans un dispositif de pompe à chaleur en vue de la production d'eau chaude sanitaire grâce à son fort glissement de température dans l'échangeur haute pression, désirable à cet effet.

Néanmoins le dioxyde de carbone présente quelques inconvénients dus principalement à sa faible température critique, ce qui amène souvent à concevoir des systèmes fonctionnant selon un cycle transcritique (vaporisation du fluide dans la région sous-critique et rejet de la chaleur à des températures supérieures à celle du point critique dans un refroidisseur de gaz au lieu d'un condenseur) et donc à de hautes pressions de service – c'est ce cycle qui est considéré pour le conditionnement de l'air, le chauffage résidentiel, le chauffage d'eau, etc...

Considérant qu'il est nécessaire de développer des composants spécialement dédiés au dioxyde de carbone, le présent travail s'intéresse à un élément spécifique du système à compression de vapeur qui est le refroidisseur de gaz.

Il s'articule autour de trois chapitres. Le premier porte un bref exposé des systèmes à compression de vapeur. Le second met l'accent sur les spécificités du CO₂ en vue de les

INTRODUCTION GENERALE

comparer à celles des réfrigérants classiques et présente également les corrélations régissant ses propriétés thermodynamique et de transport. Le chapitre trois concerne l'étude thermique d'un refroidisseur de gaz ou l'évolution de la température de sortie du fluide moteur est mise en évidence.

Chapitre 1

Généralités sur les machines frigorifiques

I.1. Introduction :

Fournir du froid à un milieu ou à un corps revient à lui extraire de la chaleur, ce qui entraîne une diminution de la température ou un changement de son état. Cette extraction de chaleur peut être assurée par des machines frigorifiques où circule, en circuit fermé, un fluide moteur ou fluide frigorigène, moyennant une dépense d'énergie.

La chaleur recueillie du milieu à refroidir, augmentée de l'équivalent thermique du travail mécanique dépense, est rejetée dans le milieu ambiant à température plus élevée.

En fait, le terme « produire du froid », souvent utilisé, est impropre. Un cycle utilisé pour la production du froid ne « produit rien », il sert seulement au transfert de la chaleur d'une source dite froide vers une source à température plus élevée (dite chaude).

I.2. Cycle frigorifique ditherme:

La mise en œuvre d'un cycle frigorifique nécessite de disposer de deux sources de chaleur figure (I.1), une source dont la chaleur est extraite et une source où la chaleur est rejetée (puits de chaleur ou source chaude).

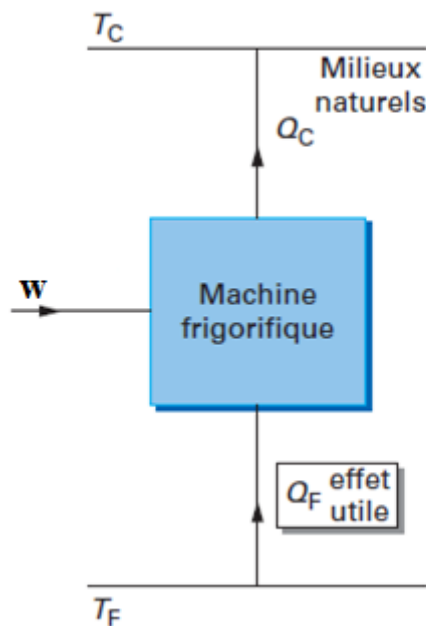


Figure (1.1) : Cycle ditherme

Q_c et Q_f et w , représentent respectivement la quantité de chaleur cédée à la source chaude, la quantité de chaleur soutirée à la source froide et l'énergie mécanique absorbée par la machine frigorifique.

T_c et T_f désignent respectivement la température de la source chaude et celle de la source froide.

Ainsi pour extraire de la chaleur d'un milieu froid et la transporter vers un milieu plus chaud, il importe d'utiliser comme vecteur un fluide frigorigène, siège de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Le fluide frigorigène subit un phénomène endothermique au niveau de la source froide et un autre de nature exothermique au niveau de la source chaude. On fait ainsi décrire une suite de transformations thermodynamiques qui ramènent, périodiquement, le fluide frigorigène dans son état initial. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé « cycle frigorifique ».

La grande majorité des machines frigorifiques utilise le phénomène de vaporisation d'un liquide pour soutirer des calories à une source froide. La restitution de calories au milieu ambiant est assurée en utilisant le phénomène de condensation d'une vapeur.

Le changement de phase liquide-vapeur est le phénomène majeur sur lequel repose la production de chaleur. Il est mis en œuvre dans une machine thermique comportant un évaporateur (placé dans la source froide) et un condenseur (placé dans la source chaude) au sein duquel évolue un fluide frigorigène.

I.3. Principe de fonctionnement des machines frigorifiques à compression de vapeur :

Les cycles à fluides condensables mettent à profit les propriétés de ces derniers d'absorber de la chaleur lors de leur vaporisation. La température à laquelle se produit ce changement de phase est liée par la relation de Clapeyron à la pression à laquelle il se produit.

Le principe technique est d'abaisser la pression du fluide frigorigène dans l'évaporateur qui puise de la chaleur dans le milieu à refroidir. Le fluide, à l'état vapeur, pénètre ensuite dans le compresseur qui fait élever sa pression et sa température à un niveau suffisant, pour qu'il puisse, en retournant à l'état liquide, céder sa chaleur latente et sa chaleur sensible au fluide de refroidissement dans le condenseur. Enfin, un détendeur situé à la sortie du condenseur et à l'entrée de l'évaporateur, permet d'ajuster le débit du fluide tout en maintenant l'écart de pression nécessaire entre les deux échangeurs de chaleur. Ces principaux composants sont reliés entre par des tuyauteries équipées d'armatures de service et de sécurité usuelle figure (I.2).

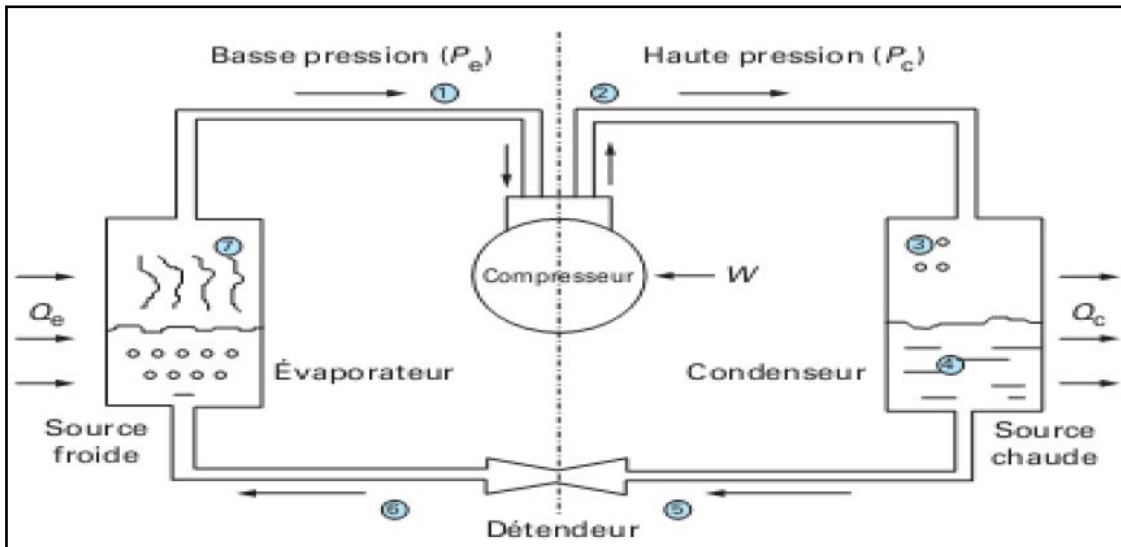


Figure (I.2) : Représentation schématique du cycle d'une machine frigorifique.

I.4. Le cycle idéal d'une machine frigorifique :

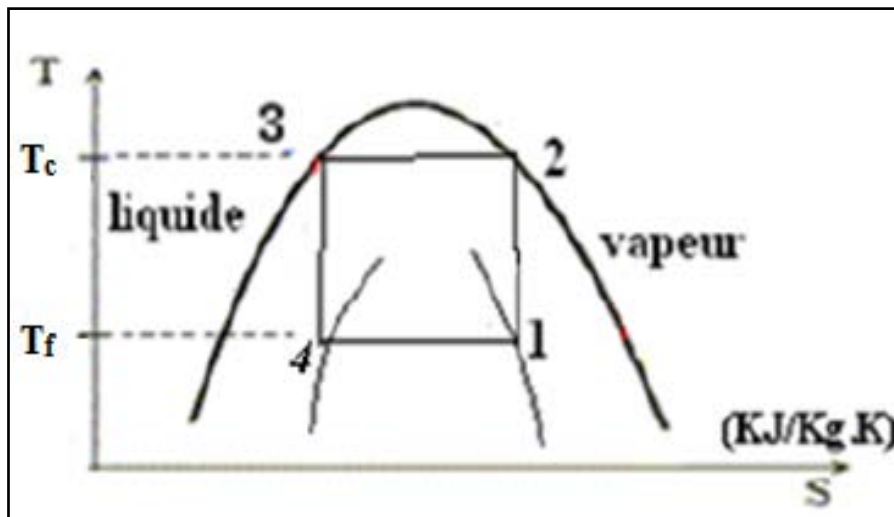


Figure (I.3) : Cycle de Carnot en zone diphasique en diagramme (T.S).

En théorie, le cycle décrit par le fluide frigorigène est celui de Carnot, qui est composé de deux évolutions isothermes réversibles (au niveau des échangeurs de chaleur) et de deux évolutions isentropiques (compression et détente) figure (I.3).

Pour un tel cycle de travail de compression massique s'exprime par :

$$w = w_c + w_d = (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) \tag{1.1}$$

Le coefficient de performance de la machine est donné par :

$$COP = \frac{q_f}{w} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_3) + (h_4 - h_1)} \tag{1.2}$$

Ou encore :

$$COP = \frac{T_f(s_1 - s_4)}{T_c(s_2 - s_3) - T_f(s_1 - s_4)} = \frac{T_f(s_1 - s_4)}{T_c(s_1 - s_4) - T_f(s_1 - s_4)} \quad (1.3)$$

$$COP = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (1.4)$$

I.5. Déviation du cycle de Carnot :

Les cycles pratiques dévient de façon significative du cycle de Carnot et à cause :

-De non réversibilité des échanges thermiques notamment au niveau des sources de chaleur. En effet, au niveau de l'évaporateur, la température du fluide frigorigène doit être inférieure à la température désirée de la source froide pour assurer le transfert de chaleur. Il en est de même au niveau du condenseur où la température du fluide frigorigène doit être supérieure à celle du puits de chaleur (source chaude).

-Le fluide à comprimer est une vapeur humide dont la compression entraîne un fort degré d'irréversibilité, donc un faible rendement isentropique. Pour pallier à cet inconvénient, l'évaporation du fluide est poursuivie jusqu'à un titre égale à l'unité, ce qui permet une compression dans la zone vapeur, dite compression sèche, laquelle diminue les risques d'endommagement du compresseur suite aux coups de liquide.

La détente du fluide produit un travail nettement inférieur à celui dépensé pour la compression, suite à la marge réduite dans son cas dans laquelle opère la turbine.

Ainsi la récupération du travail, dans le cas des machines à compression, entraînent des frais d'installation qui ne seraient jamais compensés par les gains d'exploitation. Ainsi on est amené à remplacer, dans ce cas, la machine de détente par un détendeur. La détente isentropique est alors remplacée par une détente isenthalpique figure (1.4). [1]

-S'agissant d'un compresseur réel comportant un volume mort (le volume des vapeurs aspirées diffère du volume balayé par le piston) et que la compression du fluide s'effectue avec des échanges de chaleur et des frottements notamment, alors l'allure de ce processus s'éloigne d'une isentropique. Elle peut être approchée par une évolution polytropique.

-Les échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur se font d'une manière irréversible nécessitant des écarts de température.

-Des pertes de pression générées par la circulation du fluide frigorigène dans les différentes parties du circuit particulièrement au niveau du détendeur qui joue le rôle d'un élément passif assurant une perte de pression irréversible du fluide.

A ces effets néfastes s'ajoutent généralement la surchauffe des vapeurs. Toutefois cette surchauffe ne doit pas être trop importante afin d'éviter notamment une forte augmentation de la température des vapeurs en fin de compression.

Cette surchauffe peut être réalisée soit dans l'évaporateur lui-même, en augmentant ses dimensions, soit dans une bouteille anti-coup de liquide, placée à la sortie de l'évaporateur, soit dans un échangeur interne placé entre les deux échangeurs.

De plus, le fluide frigorigène, à l'état liquide à la sortie du condenseur est sous refroidi. Ce sous refroidissement du fluide frigorigène, bien qu'il n'influe pas sur la puissance mécanique absorbée par le compresseur, fait diminuer le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur, et fait augmenter la puissance thermique cédée au condenseur. La figure (I.4) [1] décrit le cycle réel de compression d'une machine frigorifique ainsi que les imperfections telles que le pincement (écart de température entre la source et le fluide frigorigène) entre autres :

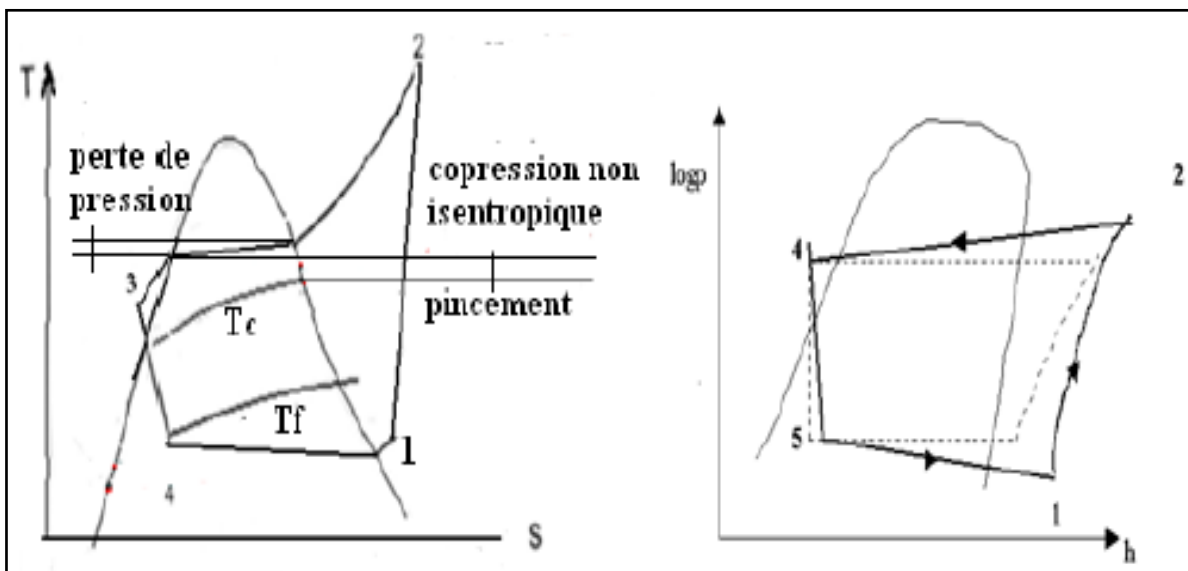


Figure (I.4) : Cycle de compression réel d'une machine frigorifique.

En pratique, compte tenu de la nécessité de composants auxiliaires, consommateurs d'énergie, le cycle décrit par un tel système thermodynamique considéré sans irréversibilités au niveau des échangeurs de chaleur, où le processus de la compression est isentropique, est dit cycle idéal. Toutes les évolutions subies par le fluide sont considérées réversibles, sauf au niveau de la détente. Ce cycle est représenté sur la figure (I.5)

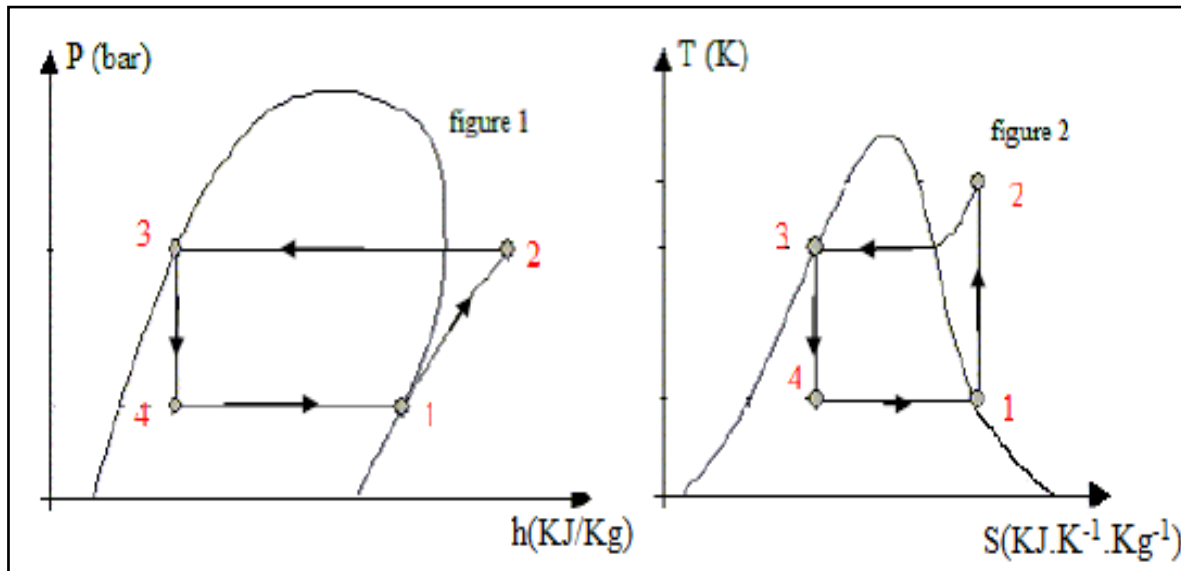


Figure (I.5) : Cycle idéal d'une machine frigorifique (P.h) et (T.S).

Ce cycle est déduit du cycle de Carnot en zone diphasique auquel on apporte des modifications qui le rendent d'usage plus pratique même si elles en diminuent l'efficacité.

I.6. Cycle réel de compression d'une machine frigorifique :

Lors du fonctionnement réel de la machine frigorifique, les imperfections et les pertes d'énergie engendrées modifient l'allure du cycle idéal. En effet :

Il importe d'intégrer dans le bilan énergétique les énergies dépensées dans ce cas. Le coefficient de performance pour un cycle réel s'exprime alors comme suit [2] :

$$COP = \frac{Q_f}{W_{comp} - W_{aux}} \quad (1.5)$$

Où :

W_{comp} : Quantité d'énergie consommée par le compresseur.

$W_{auxiliaires}$: Quantité d'énergie consommée par les auxiliaires.

I.7. Efficacité du cycle à compression de vapeur :

Pour des raisons de performance, le cycle à compression de vapeur est le plus utilisé pour les machines frigorifiques.

❖ Notion d'exergie :

Le concept d'exergie a été développé en vue de proposer une méthode d'analyse reposant sur les deux principes de la thermodynamique. Son utilité réside dans la quantification de la qualité de l'énergie. L'exergie est une grandeur non conservative, contrairement à l'énergie.

L'exergie peut être définie comme la quantité maximale de travail que l'on peut extraire d'un système, quand celui-ci passe de son état d'équilibre à un état d'équilibre avec son environnement (milieu ambiant).

Les irréversibilités réduisent la performance des cycles frigorifiques réels. Elles peuvent être analysées, soit par un bilan de production d'entropie ou par un bilan de destruction d'exergie.

L'application du premier et du second principe de la thermodynamique pour un système frigorifique fonctionnant entre une source froide à la température T_f et une source chaude (milieu ambiant) à température T_c selon un cycle irréversible permet d'écrire :

$$Q_f + Q_c + W = 0 \quad (\text{premier principe de la thermodynamique})$$

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + S_c = 0 \quad (\text{second principe de la thermodynamique})$$

De la combinaison suivante de ces deux équations :

$$(Q_f + Q_c + W) - T_c \left(\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + S_c \right)$$

Il vient:

$$W = T_c \left(\frac{Q_f}{T_f} + S_c \right) - Q_f \quad (1.6)$$

Où :

$$W = -Q_f \left(1 - \frac{T_c}{T_f} \right) + T_c S_c \quad (1.7)$$

Le terme W représente l'énergie mécanique fournie à la machine.

Le terme $-Q_f \left(1 - \frac{T_c}{T_f} \right)$ représente l'énergie mécanique maximum que pourrait céder un cycle réversible entre T_c et T_f (exergie sortante).

Le terme $T_c \cdot S_c$ représente l'exergie détruite (pénalité en termes d'énergie mécanique due aux irréversibilités) ou l'anergie.

Le terme $\left(1 - \frac{T_c}{T_f} \right)$ est le facteur de Carnot.

Le rendement exergetique est alors :

$$\eta_{ex} = \frac{Q_f \left(1 - \frac{T_c}{T_f} \right)}{W} \quad (1.8)$$

Où :

$$\eta_{ex} = \frac{Q_f}{W} \left(1 - \frac{T_c}{T_f} \right) = COP \left(1 - \frac{T_c}{T_f} \right) = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (1.9)$$

Ce rendement exégétique a une valeur comprise entre 0 et 1.

I.8. Les composants du cycle frigorifique :

Le rôle de la machine frigorifique est de rehausser le niveau de température entre le milieu à refroidir et le puits de chaleur (air extérieur) afin de permettre le transfert de chaleur entre ces deux sources.

Les principaux composants de ce système sont : le **compresseur**, l'**évaporateur**, le **condenseur** et l'**organe de détente**.

Le fonctionnement de la machine frigorifique est basé sur la propriété des fluides frigorigènes à s'évaporer et à se condenser à des températures différentes en fonction de la pression.

I.8.1. Le compresseur :

Le compresseur permet d'assurer la circulation et l'augmentation de pression du fluide dans le circuit. Trois familles de compresseurs sont distinguées : hermétiques (pour les installations de faible puissance), semi-hermétiques (maintenance plus aisée), ouverts (moteur séparé du bloc compresseur).

I.8.1.1. Expression de la puissance électrique absorbée :[14]

La puissance électrique absorbée par le compresseur intègre un rendement électrique et un rendement mécanique. Son expression est donnée par :

$$P_{el} = \frac{\dot{W}}{\eta_{el} \times \eta_m} \quad (1.10)$$

Avec :

\dot{W} : étant la puissance dépensée pour la compression dont l'expression pour une transformation poly tropique est :

$$\dot{W} = \frac{k}{k-1} P_1 \frac{\dot{m}_r}{\rho} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1.11)$$

Où :

\dot{m}_r : représente le débit de réfrigérant :

$$\dot{m}_r = \rho \eta_v V_b \quad (1.12)$$

Où:

η_v étant le rendement volumétrique (pour les compresseurs à pistons) qui peut s'exprimer comme suit :

$$\eta_v = 1 - \beta - \tau \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (1.13)$$

k étant l'exposant polytropique, ρ la masse volumique du fluide, τ taux d'espace mort (rapport entre le volume du fluide et le volume de la chambre de compression dit volume balayé noté V_b), β un coefficient lié aux pertes de charge.

La compression engendre une création d'entropie. Ce phénomène est pris en compte par un rendement dit isentropique (relatif à une compression isentropique) et s'exprime par la relation (1.14) :

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1.14)$$

I.8.2. Les échangeurs de chaleur :

Il existe divers types d'échangeurs de chaleur en fonction des fluides utilisés et des domaines d'application, figures (I.6.a), (I.6.b) et (I.6.c). [2].

Les batteries à ailettes sont utilisées pour les échanges entre l'air et un liquide ou un fluide en changeant de phase. Les ailettes permettent l'augmentation de la surface d'échange côté air donc l'efficacité globale des batteries

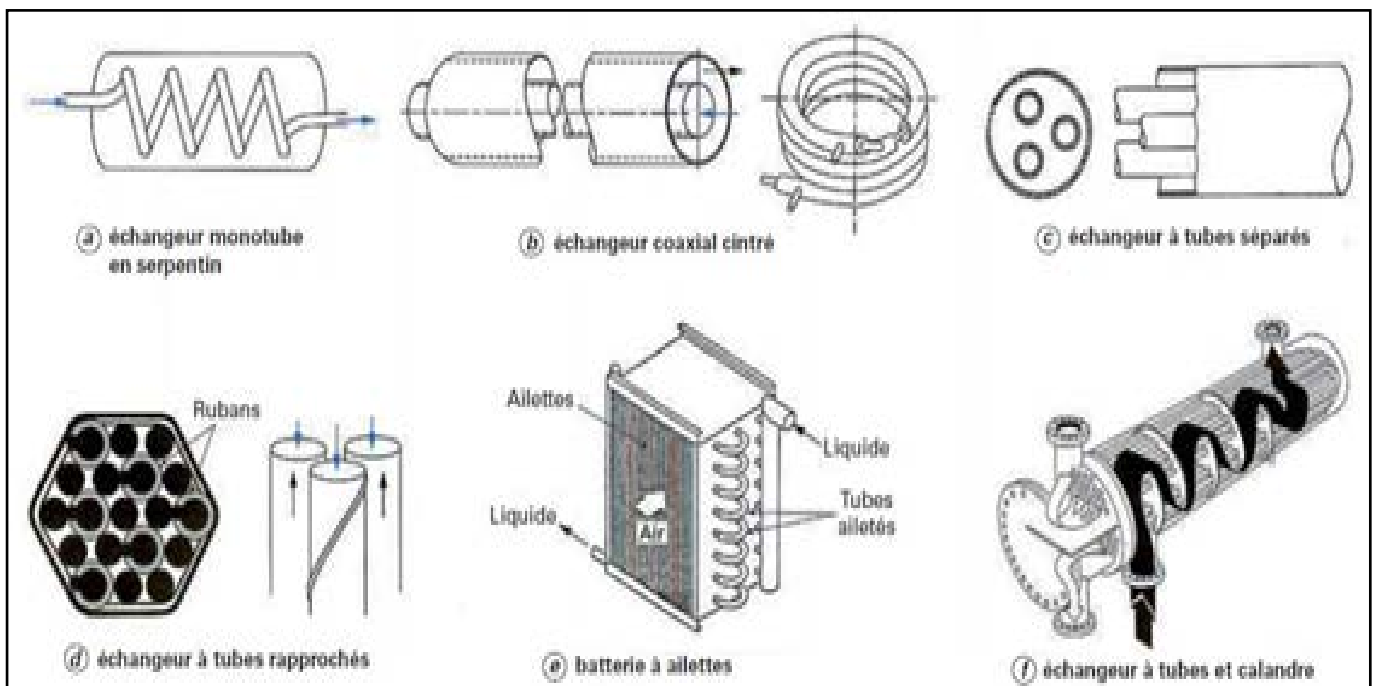


Figure (I.6.a) : différents types d'échangeurs tubulaires.

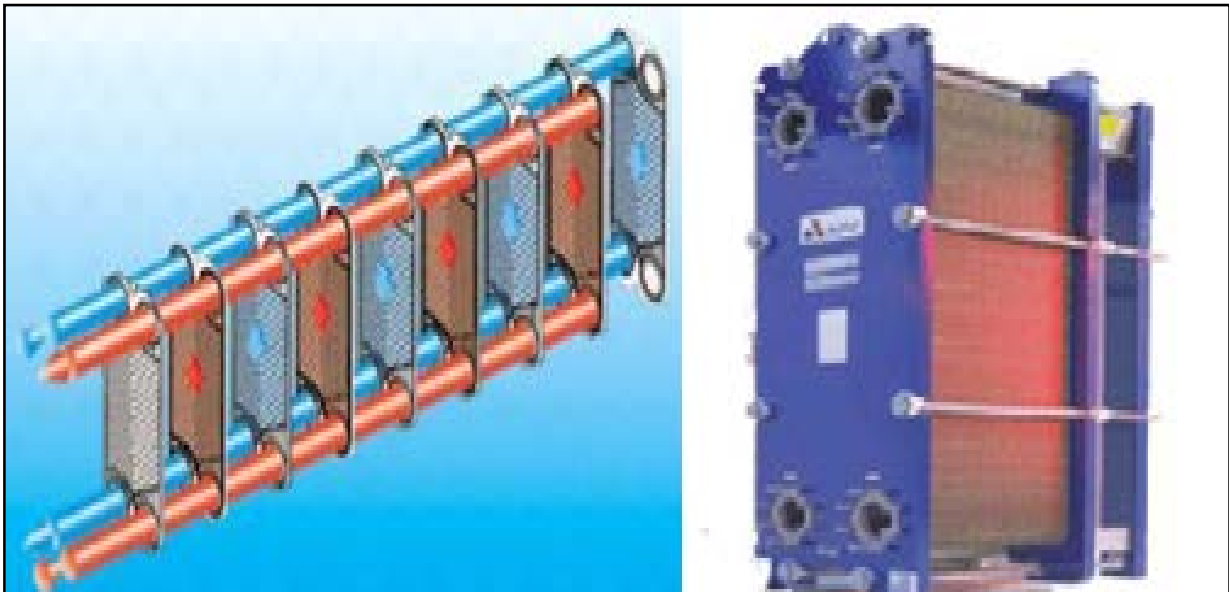


Figure (I.6.b) : échangeurs à plaques.

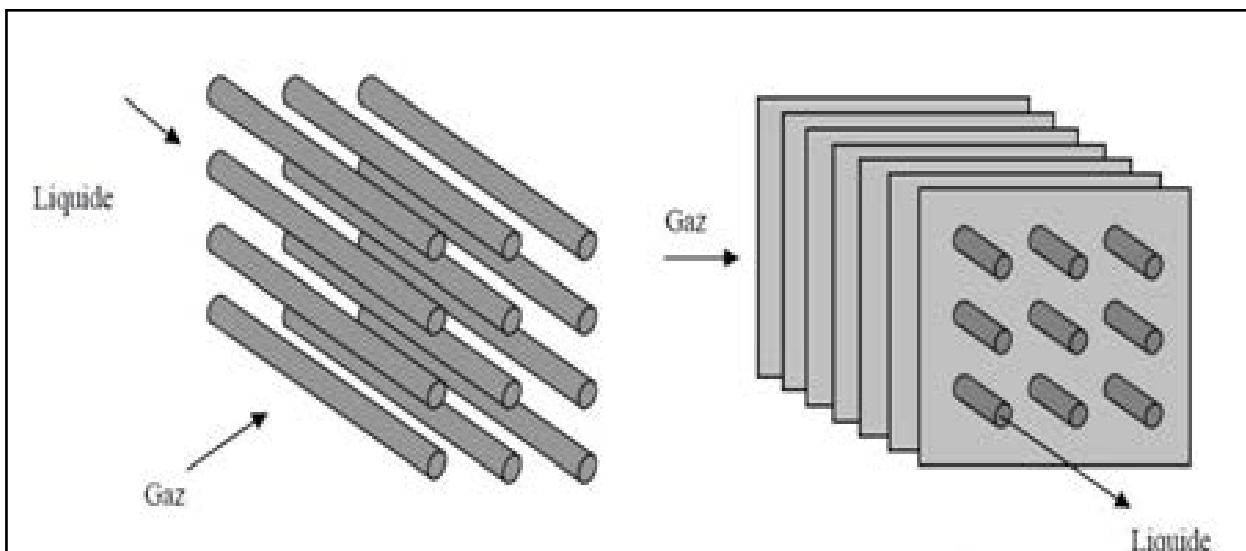


Figure (I.6.c) : échangeurs à courant croisé

I.8.2.1. Équation de transfert :

En régime permanent la détermination des puissances thermiques mises en jeu dans un échangeur de chaleur peut s'évaluer de deux façons :

- Soit à partir des équations où interviennent les enthalpies de l'un des deux liquides en entrée et en sortie de l'échangeur de chaleur (échangeur supposé sans pertes).

$$\phi = \dot{m}_c \times (h_{ce} - h_{cs}) = \dot{m}_f (h_{fs} - h_{fe}) \quad (1.15)$$

Où : \dot{m}_c et \dot{m}_f sont respectivement le débit du fluide chaud et celui du fluide froid.

- Soit à partir des dimensions de l'échangeur et des caractéristiques des matériaux constitutifs. Pour ce faire, deux méthodes sont utilisées : la moyenne logarithmique de l'écart de température et la méthode d'unités de transfert (**NUT**).

I.8.2.1.1. Écart de température logarithmique :

L'écart de température entre deux fluides en écoulement dans un échangeur de chaleur évolue selon une loi de nature logarithmique. L'expression du flux de chaleur échangé fait intervenir une différence de température moyenne appelée moyenne logarithmique de l'écart de température (**DTLM**) ou (**ΔTLM**).

Pour un échangeur de chaleur à contre courant ou à Co-courant, considéré sans pertes de thermiques et fonctionnant en régime permanent, avec une conductance globale supposée constante le long de la surface d'échange, l'expression du flux de chaleur mis en jeu entre les fluides est :

$$\phi = k.S.\Delta TLM = k.S \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\log\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (1.16)$$

Avec :

$$\Delta TLM \text{ ou } DTLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\log\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (1.17)$$

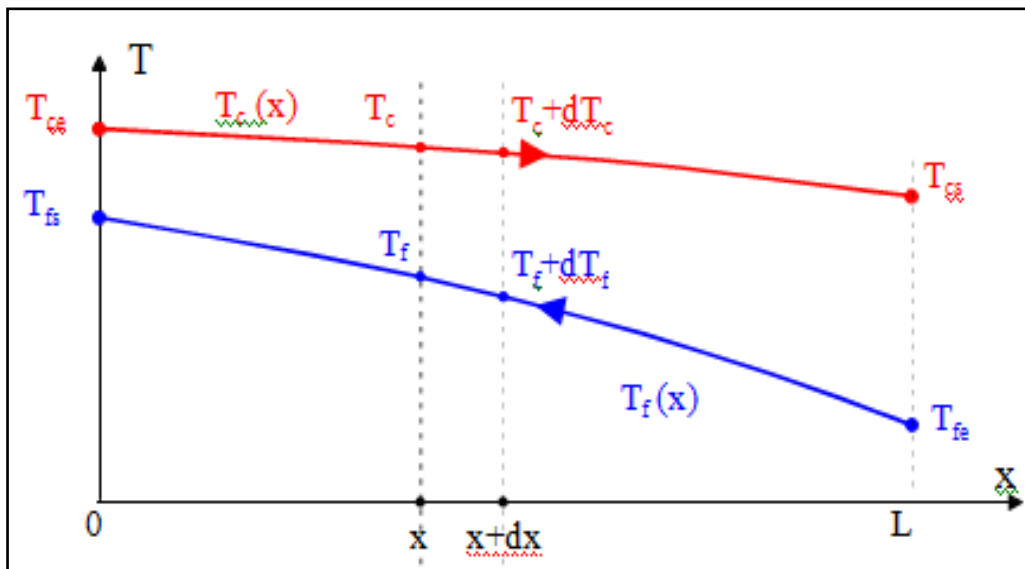


Figure (I.7) : Profils de température dans un échangeur à contre-courant.

En cas de variation jugées importante du coefficient d'échange global le long de l'échangeur ou en cas de changement d'état du fluide, il importe de passer à un modèle d'échangeur discrétisé ou zonale (cas des évaporateurs ou des condenseurs).

I.8.2.1.2. Nombre d'unités de transfert (NUT) :

Le flux de chaleur échangé entre deux fluides peut également s'exprimer en fonction de la différence des températures d'entrée des deux fluides, du débit de capacité calorifique minimal et de l'efficacité de l'échangeur considéré. Cette méthode de calcul est utilisée quand les températures de sortie des deux fluides sont inconnues.

L'efficacité d'échange de chaleur est définie comme le rapport entre le flux de chaleur réellement échangé entre les deux fluides et le flux de chaleur maximum échangeable pour les mêmes conditions.

L'expression du flux de chaleur mis en jeu est :

$$\phi = E(\dot{m}c)_{\min i} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (1.18)$$

Avec :

$$(\dot{m}c)_{\min i} = C_{\min i} = \min i(\dot{m}_c C_c, \dot{m}_f C_f) \quad (1.19)$$

Celle du nombre d'unités de transfert est :

$$NUT = \frac{k.S}{(\dot{m}c)_{\min i}} = \frac{k.S}{C_{\min i}} \quad (1.20)$$

Pour un échangeur à contre courant, l'efficacité s'exprime comme suit :

$$E = \frac{1 - \exp \left[-NUT \left(1 - \frac{(\dot{m}c)_{\min i}}{(\dot{m}c)_{\max}} \right) \right]}{1 + \frac{(\dot{m}c)_{\min i}}{(\dot{m}c)_{\max}} \exp \left[-NUT \left(1 - \frac{(\dot{m}c)_{\min i}}{(\dot{m}c)_{\max}} \right) \right]} \quad (1.21)$$

Pour un échangeur Co-courant :

$$E = \frac{1 - \exp \left[-NUT \left(\frac{(\dot{m}c)_{\min i}}{(\dot{m}c)_{\max}} \right) \right]}{1 + \frac{(\dot{m}c)_{\min i}}{(\dot{m}c)_{\max}}} \quad (1.22)$$

$$\text{Avec : } (\dot{m}c)_{\max} = \max(\dot{m}_c C_c, \dot{m}_f C_f)$$

Dans le cas des autres configurations (courants croisés, configurations mixtes, etc....) un coefficient, noté F, tenant compte de la configuration des écoulements est introduit (figure 1.8, 1.9) [2]. Dans ce cas l'expression du flux de chaleur mis en jeu est :

$$\phi = k.S.F.\Delta TLM \quad (1.23)$$

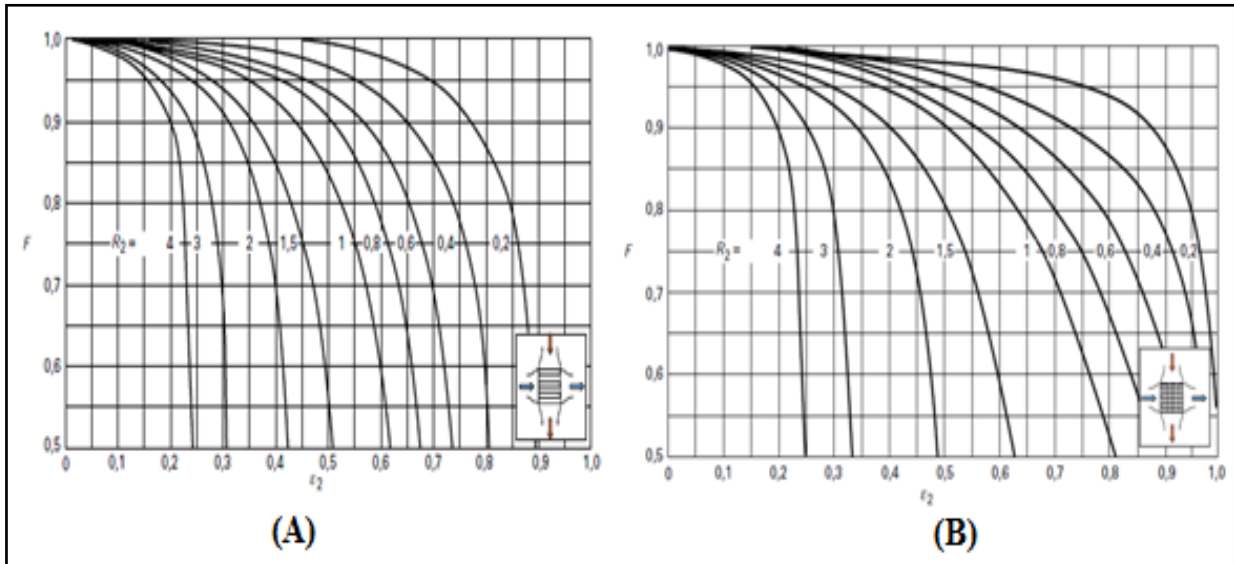


Figure (L.8) : A et B : facteur de correction F pour deux types d'échangeurs à courants croisés avec une seule passe de chaque fluide, d'après **BOWMAN**, **MUELLER** et **NALGE**, Tr. Vol.62 ,P283, 1940.

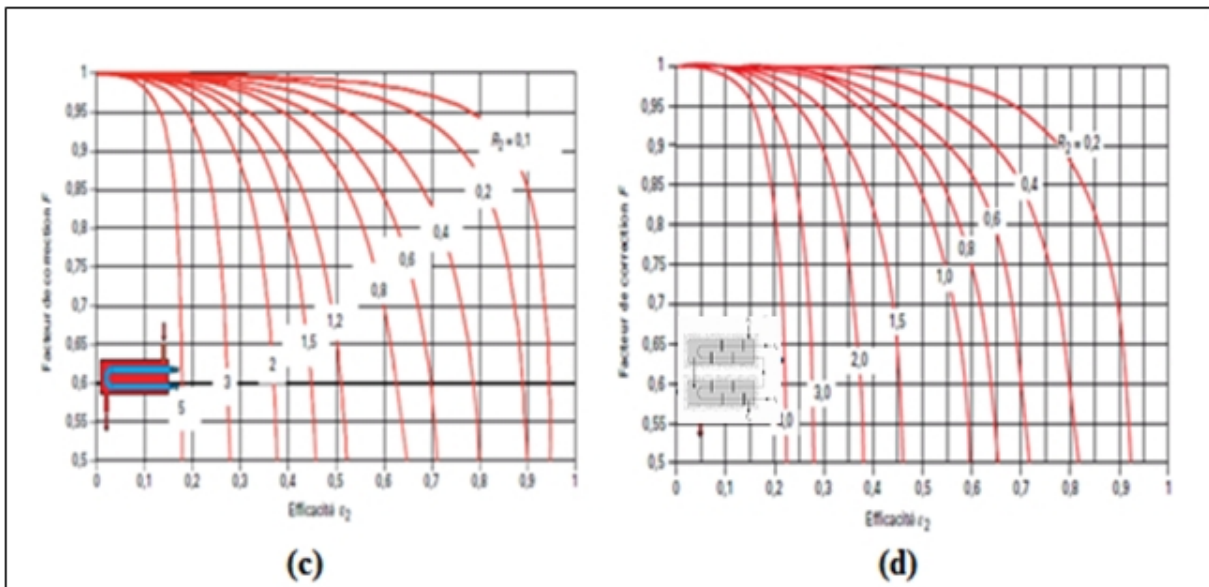


Figure (L.9) : Facteur de correction à prendre en compte dans le cas d'un échangeur constitué de :

- Une calandre et un multiple de 2 passes de tubes (c)
- Deux calandres et un multiple de 2 passes de tubes (d)

Chapitre 2

Les fluides frigorigènes

II.1 Généralités sur les fluides frigorigènes :

II.1.1 définition :

Un fluide frigorigène est une substance qui évolue en circuit fermé dans le circuit d'une machine frigorifique et qui, grâce à un phénomène endothermique, consistant en sa vaporisation dans l'évaporateur, permet de produire du froid par retrait de chaleur. Celle-ci étant évacuée hors de la machine par un phénomène exothermique consistant en sa condensation dans le condenseur [3].

II.1.2 Critères de choix d'un fluide frigorigène :

Parmi le grand nombre de fluides frigorigènes existant aujourd'hui, il est évident de concevoir qu'un fluide frigorigène idéal n'existe pas. En effet, devant la diversité des besoins et exigences du domaine d'application, un fluide frigorigène qui conviendrait parfaitement à une condition d'exploitation pourrait ne pas convenir à une autre. Compte tenu de cela, il est cependant nécessaire d'établir des critères principaux qui permettraient de caractériser et choisir un fluide frigorigène pour une application donnée.

A fin de réaliser un choix rationnel d'un fluide frigorigène, quatre critères majeurs et essentiels ont été établis, à savoir :

II.1.2.1 critères thermiques et thermodynamiques :

Parmi les critères thermodynamiques à prendre en considération on peut retenir entre autre, la température d'ébullition, la température critique, la chaleur latente de vaporisation, le taux de compression, l'efficacité des échanges thermiques, l'efficacité frigorifique et la capacité thermique volumique.

- Température d'ébullition :

Le fluide frigorigène doit avoir une température de vaporisation sous la pression atmosphérique suffisamment basse afin de soutirer la chaleur à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique et ainsi éviter la pénétration des contaminants néfastes à la fiabilité du circuit frigorifique [5].

- Chaleur latente de vaporisation

Le fluide frigorigène doit présenter une chaleur latente élevée dans le domaine des températures de fonctionnement, et ce en vue de la réduction du débit de fluide dans l'installation et de l'obtention d'un coefficient de transfert thermique élevé [5].

- Température critique :

La température critique doit être largement supérieure à celle de condensation. A mesure que s'approche du point critique, la chaleur latente diminue [6].

- Taux de compression :

Le taux de compression, rapport entre la pression de refoulement et d'aspiration doit être aussi faible que possible.

- Efficacité des échanges thermiques :

Les coefficients de convection des fluides frigorigènes qui se condensent ou se vaporisent varient notablement d'un fluide frigorigène à un autre. Cela a donc une influence directe sur les surfaces des échangeurs donc sur leurs prix.

- Efficacité frigorifique :

Une efficacité frigorifique élevée conduit à un rendement énergétique élevé.

- Capacité thermique volumique :

Elle est définie comme étant la quantité de frigorifiques produite par unité de volume de fluide aspiré par le compresseur. L'augmentation de cette quantité entraîne la réduction du débit volumique aspiré par le compresseur pour produire une puissance frigorifique donnée, ainsi que les dimensions du compresseur et les échangeurs de chaleur et donc sur le prix de l'installation.

II.1.2.2 Critères de sécurité et d'environnement [3] :

Le critère de sécurité englobe la sécurité du personnel ou de l'opérateur, ce critère est choisi en fonction du danger posé par les caractéristiques physico-chimiques du fluide frigorigène. Cela concerne l'inflammabilité la toxicité, l'explosibilité, la neutralité et la compatibilité vis-à-vis de tout ce qui entre en contact avec le frigorigène

En cas d'accident fonctionnel, le fluide frigorigène devrait être ininflammable, non explosif en mélange avec l'air ambiant, quelque soit sa concentration, neutre et compatible vis-à-vis de l'environnement, en particulier la machine frigorifique.

II.1.2.3 Critères physico-chimiques :

Le critère physico-chimique concerne essentiellement la nature de la machine et son interaction avec le frigorigène. Les aspects pris en compte sont :

- La stabilité chimique qui dépend des conditions d'exploitation de la machine (température de fonctionnement, compatibilité avec différents matériaux)
- La compatibilité avec l'huile de lubrification au niveau de la miscibilité de la réaction chimique.
- L'hygroscopie ou l'affinité du frigorigène pour la vapeur d'eau. Les composés hydratés dérivés de la désintégration d'un fluide frigorigène pouvant exister sous forme de glace (solide) à basse température dans le circuit basse pression. Ces hydrates peuvent boucher la section de passage d'organes et provoquer ainsi des pannes et des dysfonctionnements.
- La facilité de détection et la susceptibilité à la fuite frigorigène vu du coût du frigorigène et de l'inconvénient lié à la pollution atmosphérique ; il est important que le circuit frigorigène soit le plus étanche possible à la fuite vers l'extérieur et doit être facile à détecter en cas de fuite accidentelle.

II.1.2.4 Critères économiques :

C'est le critère dominant de l'ensemble des critères de choix d'un frigorigène. Les aspects pris en considération sont :

- Le coût du frigorigène et l'approvisionnement facile.
- Un transport facile et un système de stockage simple.

II.1.4 Impacts environnementaux :

Les divers usages des fluides frigorigènes s'accompagnent d'une augmentation progressive de leur teneur dans l'atmosphère. Les molécules de fluide frigorigène rejetées dans l'atmosphère peuvent entraîner des inconvénients qui résultent directement de leur robustesse et de leur activité chimique.

Elles sont ensuite dissociées dans la haute atmosphère, sous l'action des rayons ultraviolets.

Les conséquences de ces molécules sur l'environnement sont :

- Une action sur la couche d'ozone.
- Un impact sur l'effet de serre.

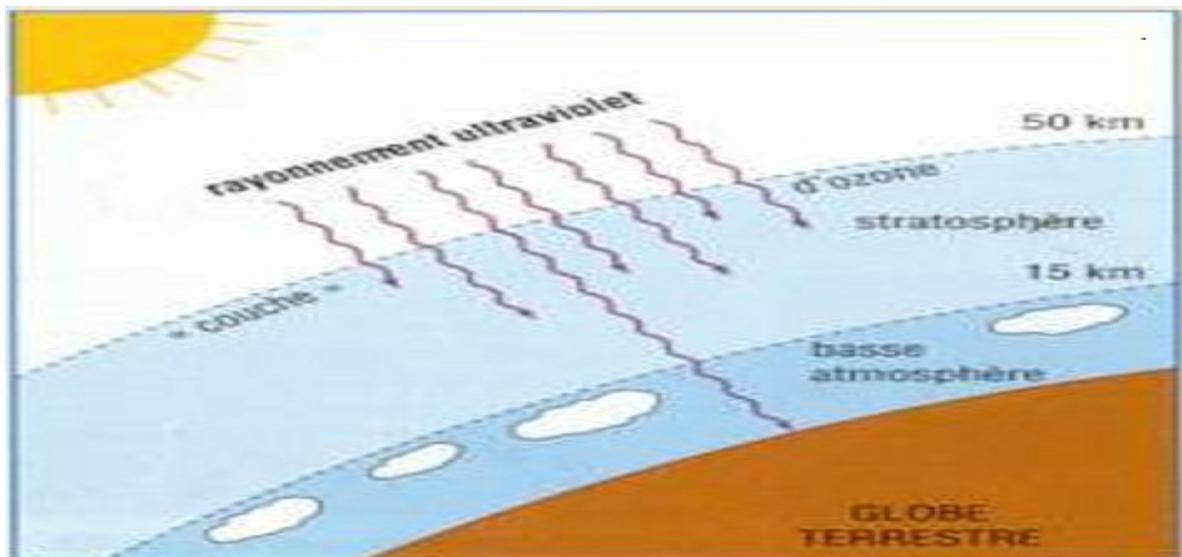
II.1.4.1 Action sur la couche d'ozone :

II.1.4.1.1 définition de la couche d'ozone :

L'ozone est une molécule d'oxygène triatomique aux propriétés fortement oxydantes formée par la réaction de la recombinaison d'un atome d'oxygène et d'une molécule d'oxygène.

C'est un gaz instable est particulièrement vulnérable aux attaques des composés naturels contenant de l'hydrogène de l'azote et de chlore.

La couche atmosphérique « stratosphère » comprise entre quinze (15) et cinquante (50) Km d'altitude, est naturellement plus riche en ozone que le reste de l'atmosphère (figure (II.1)) ; on la nome « couche d'ozone », mais d'une remarquable efficacité, car il parvient à filtrer la quasi-totalité de tous les rayons ultraviolets nuisibles du soleil, une action protectrice sur les êtres vivants.



Figure(II.1) : La couche d'ozone

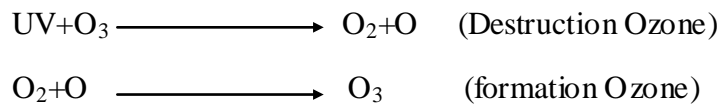
➤ **Rayonnement ultraviolet :**

Le rayonnement ultraviolet est une forme d'énergie électromagnétique classée selon la longueur d'onde en trois catégories mesurées en nanomètre :

- UVA : entre 320 et 400 nm
- UVB : entre 280 et 320 nm
- UVC : entre 200 et 280 nm

D'une façon générale, plus la longueur d'onde est courte, plus le rayonnement UV peut être préjudiciable biologiquement s'il atteint la terre en quantité suffisante.

La formation de la destruction de la couche d'ozone est un processus cyclique et naturel suivant les réactions suivantes :



➤ **La destruction de l'ozone par les fluides frigorigènes :**

Les fluides frigorigènes rejetés dans l'atmosphère, vont détruire les molécules d'ozone et par conséquent endommager la couche d'ozone entraînant une augmentation des rayons UV arrivant sur la terre.

Les fluides frigorigènes incriminés dans la destruction de l'ozone sont ceux qui comportent dans leurs molécules des atomes de chlore et de brome. Il s'agit essentiellement de C.F.C (chloro-floro-carbone).

II.1.4.1.2 Potentiel de destruction de la couche d'ozone d'un fluide frigorigène (O D P) :

Afin d'évaluer l'effet des différents fluides sur la couche d'ozone, les scientifiques ont introduit la notion relative de potentiel d'action sur l'ozone (P.A.O) (où ODP : ozone depletion potentiel), c'est pour caractériser la capacité de destruction de la couche d'ozone par les fluides frigorigènes, dont la valeur est égale à 1 pour le R₁₁, pris comme valeur de référence. Ce fluide étant considéré comme celui ayant l'effet le plus destructeur sur la couche d'ozone.

Le tableau (II.2) donne le PAO de quelques fluides frigorigènes :

Fluide frigorigène	R11	R22	R134a	R744	R717	R507	R404A	R600
Famille	CFC	HCFC	HFC	Inorganique		azéotropique	zéotropique	hydrocarbure
Le PAO	1	0.05	0	0	0	0	0	0

Tableau (II.2) : Valeur de PAO de quelques fluides frigorigènes.

II.1.4.1.3 Conséquences :

La destruction de la couche d'ozone va probablement aggraver les effets de l'exposition aux UV sur la santé, car l'ozone stratosphérique absorbe de manière particulièrement efficace le rayonnement UV. Au fur et à mesure que cette couche d'ozone s'amincit, le filtre protecteur constitué l'atmosphère perd progressivement de son efficacité.

II.1.4.2 L'effet de serre :

II.1.4.2.1 Définition :

L'effet de serre est un phénomène naturel essentiel à la survie de notre planète. Certains gaz contenus dans l'atmosphère terrestre piègent une fraction du rayonnement solaire et maintiennent ainsi une température moyenne à la surface de la terre de l'ordre 15 C°. Alors qu'elle s'établirait à -18 C° en l'absence de l'effet de serre [7].

II.1.4.2.2 le phénomène de l'effet de serre :

L'effet de serre résulte du piégeage par certains gaz de l'atmosphère du rayonnement infrarouge émis par le sol. Ce phénomène permet de maintenir à la surface de la terre une température moyenne autorisant la vie. Si l'effet de serre n'existait pas, la température moyenne à la surface de la terre serait inférieure d'environ 20K à ce qu'elle est actuellement ; autant dire que notre planète serait invivable.

Le piégeage du rayonnement infrarouge s'effectue naturellement grâce à la vapeur d'eau contenue dans l'air et grâce aux nuages. Autres gaz que l'activité humaine produit participe à ce piégeage, en particulier l'anhydride de carbone et les fluides frigorigènes du type CFC. Le rayonnement terrestre IR étant surpiégé par le CO₂ et les CFC (entre autres), la température moyenne à la surface de la terre va donc s'élever anormalement produisant un effet de serre artificiel se surajoutant à l'effet de serre naturel (figure(II.2)).

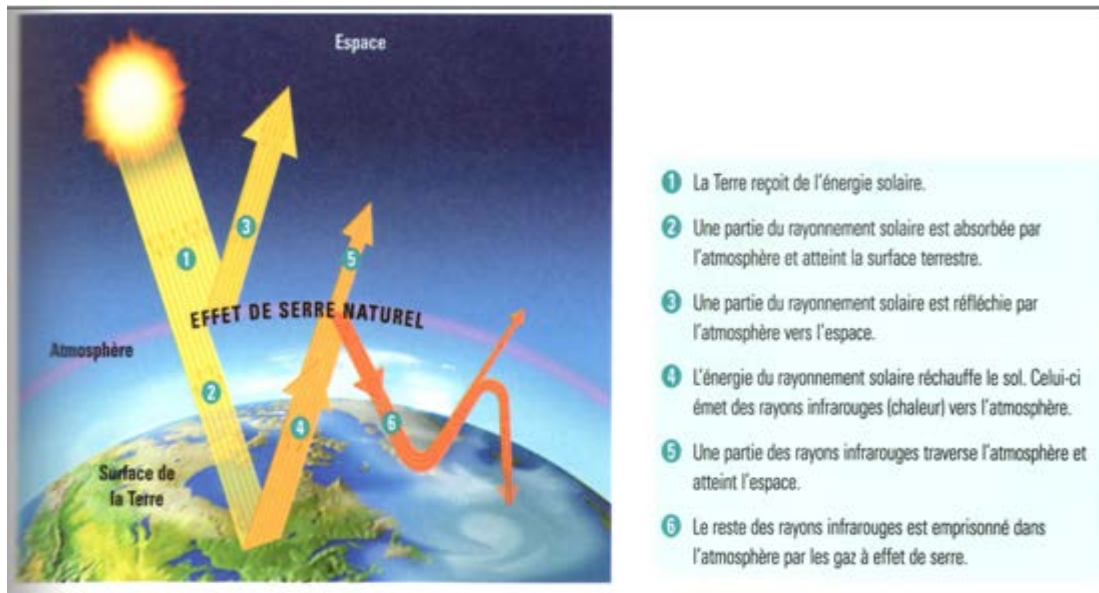


Figure (II.2) : Effet de serre.

II.1.4.2.3 les gaz à effet de serre :

L'effet de serre est provoqué par la présence dans l'atmosphère des gaz, dits à effet de serre, qui bloquent une partie du rayonnement infrarouge émis par la terre. Ces gaz peuvent avoir une origine naturelle ou anthropique (leur présence dans l'atmosphère est lié à l'activité humaine). Il existe plus d'une quarantaine, les principaux sont : la vapeur d'eau (H_2O), le dioxyde de carbone (CO_2), le méthane (CH_4), le protoxyde d'azote (N_2O), l'ozone, les composés halogènes du carbone : hydrofluorocarbures (HFC), perfluorocarbures (PFC) [7].

II.1.4.2.4 Pouvoir de réchauffement du globe d'un fluide frigorigène (GWP)[11]:

Pour caractériser l'effet des fluides frigorigènes sur le réchauffement de la planète, il a été défini le PAES, potentiel d'action sur l'effet de serre (ou G.W.P global warning potential) comme indice pour évaluer des différents gaz sur l'effet de serre.

En prenant comme référence le PAES, du CO_2 égal à 1, chaque contributeur à l'effet de serre dispose donc d'une valeur de PAES exprimée en Kg de CO_2 . Cette valeur dépend de l'intervalle d'intégration en années (10, 20, 50, 100, 200, 500) mais en pratique il est adopté le GWP pour une durée de 100 ans (GWP).

Le tableau suivant reprend les valeurs de plusieurs fluides frigorigènes :

Fluide frigorigène	R11	R22	R134a	R744	R717	R507	R404a	R600
Famille	CFC	HCFC	HFC	inorganique		azéotropique	zéotropique	hydrocarbure
Le G W P100	3500	1500	1200	1	< 1	3330	3260	3

Tableau(II.3) : Valeur de GWP100 de quelques fluides frigorigène.

II.1.4.2.5. conséquences :

L'effet de serre est une condition indispensable à la vie sur terre, Cependant une trop forte concentration des gaz responsables de ce phénomène provoque des déséquilibres inquiétants : l'élévation du niveau de la mer, une plus grande différenciation des saisons, l'accélération de l'avancée des déserts, le recul des glaciers et les bouleversements écologiques en sont aujourd'hui le symptôme les plus marquants [7].

II.1.5. protection de l'environnement :

Les inquiétudes des scientifiques relatives aux effets des CFC sur l'environnement et à un degré moindre les HCFC ont conduit les pouvoirs publics de nombreux pays à prendre des mesures restrictives concernant l'utilisation et la production des fluides frigorigènes polluants.

L'utilisation des CFC est interdite et celle des HCFC est soumise à une réglementation de plus en plus serrée du fait de leur contribution de la couche d'ozone. Les fluides de type HFC sont eux aussi incriminés du fait de leur contribution à l'effet de serre, C'est dans ce contexte général que se développent des recherches de solutions alternatives (les fluides de remplacement). Une alternative à ces frigorigènes condamnés et l'utilisation des fluides tel que le butane, le propane ou encore l'ammoniac.

Malgré une efficacité énergétique intéressante reconnue. Ces fluides ont des limites en terme de sécurité de manipulation D'autres recherches s'orientent vers le développement de nouveaux fluides possédant une efficacité énergétique intéressante tout en restant neutre vis-à-vis de l'environnement tel que le dioxyde de carbone (CO₂).

Le tableau suivant indique les caractéristiques de quelques fluides frigorigènes :

Réfrigérants les plus utilisés	R12	R22	R134a	R717 (NH ₃)	R744(CO ₂)
Famille	CFC	HCFC	HFC	Fluide inorganique	Fluide inorganique
Substance naturelle	NON	NON	NON	OUI	OUI
Masse molaire (g/mol)	120,92	86,84	102,03	17,03	44,01
Capacité volumique de réfrigération à °C (KJ/m ³)	2740	4344	2860	4360	22600
ODP	1	0,05	0	0	0
GWP (100 ans)	7100	1500	1200	0	0
Inflammabilité	Non inflammable	Non inflammable	Non inflammable	Faiblement inflammable	Non inflammable

Tableau(II.4) : Caractéristiques de quelques réfrigérants

II.2 Le CO₂ comme fluide frigorigène :

II.2.1 Généralités [8] :

Le CO₂ (R.744) est actuellement redécouvert comme fluide frigorigène .il a déjà été utilisé entre 1881 et 1960 mais a été ensuite détrôné par les CFC, les HCFC et HFC.

La prise de conscience « environnementale » actuel fait que le dioxyde de carbone intéresse à nouveau le monde du génie frigorifique.

❖ Les principaux avantages du CO₂ sont :

La plupart des installations actuelles utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène ont des cycles de fonctionnement en « sub-critique » ; ces machines doivent alors fonctionner en cascade. Le fluide basse pression est le CO₂. Le fluide de l'état haute pression est généralement le R717 ou le R404. Cet étage haute pression peut être à compression monoétagée ou biétagée. les petites machines monoétagées au CO₂ fonctionnent en supercritique. Parmi ses avantages on retient que ce gaz est :

- Ininflammable et non explosif.
- Non corrosif : il est donc compatible avec les matériaux actuellement utilisés.
- Non toxique : il n'a pas d'effet sur l'environnement : (ODP nul et GWP (global Warming Potential) égale à 1CO₂ pris comme référence).
- Le TEWI (total equivalent warning impact) est plus faible de 10 à 15% par rapport aux fluides fluorocarbones.
- Les taux de compression sont faibles (ce qui augmente le rendement volumétrique du compresseur).
- Faible coût.
- Aucun recyclage n'est à effectuer.
- Ses propriétés thermo-chimiques sont favorables à de bons échanges thermiques : Certaines de ses caractéristiques (masse volumique à l'état vapeur, capacité calorifique massique du liquide, conductivité thermique élevée et viscosité réduite) sont plus avantageuses que celle des fluides frigorigènes fluorocarbones [6].
- Capacité élevée des installations frigorifiques au CO₂ : les pressions élevées dues au fait que le cycle se situe en partie dans le domaine supercritique permettent de diminuer de façon significative l'encombrement des installations puisque le compresseur et les tuyauteries sont moins volumineux.

- Faible débit massique c'est-à-dire une faible quantité de fluide frigorigène.

Par contre le CO₂ présente quelques inconvénients dans son utilisation en tant que fluide frigorigène :

Coordonnées critiques : $T = 31,06 \text{ C}^\circ$ (elle est bien basse)

$$P = 73,83 \text{ bar}$$

$$V = 0,00216 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

La basse température du point critique est un inconvénient particulièrement sévère. En effet, compte tenu de la température des moyens naturels de refroidissement (air et eau) dont on dispose, il n'est pratiquement jamais possible de condenser le CO₂ comme on le fait couramment avec les fluides dont les points critiques sont beaucoup plus élevés. En utilisant ces moyens de refroidissement, on est dans l'obligation de faire usage de cycles frigorigènes particuliers, que l'on appelle « transcritiques ». Ces cycles sont une particularité thermodynamique de l'usage de ce fluide.

On note encore pour le CO₂ des pressions de vapeur particulièrement fortes, des taux de compression faibles, des écarts de pression entre haute et basse pression élevés et des volumes massiques de vapeur particulièrement réduits.

II.2.2 Le cycle transcritique du CO₂ :

L'intérêt des cycles transcritiques se retrouve pour la production d'eau chaude sanitaire. Le CO₂ s'évapore dans la région sous-critique et rejette la chaleur dans la région supercritique, au dessus du point critique. Dans ce type de cycle, les pressions de fonctionnement sont très élevées. Lors du transfert de la chaleur dans le domaine supercritique, la pression se trouve au dessus de sa valeur critique, il n'y a donc pas de changement de phase. Le transfert de chaleur n'est plus une condensation mais un refroidissement de gaz. Le « condenseur » d'une machine frigorifique au CO₂ transcritique est alors appelé « refroidisseur de gaz ». Le cycle transcritique du CO₂ se fait sur le circuit en boucle fermée dans lequel le réfrigérant traverse les principaux composants suivants : un évaporateur, un compresseur et un détendeur en plus du refroidisseur de gaz (figure II .3).

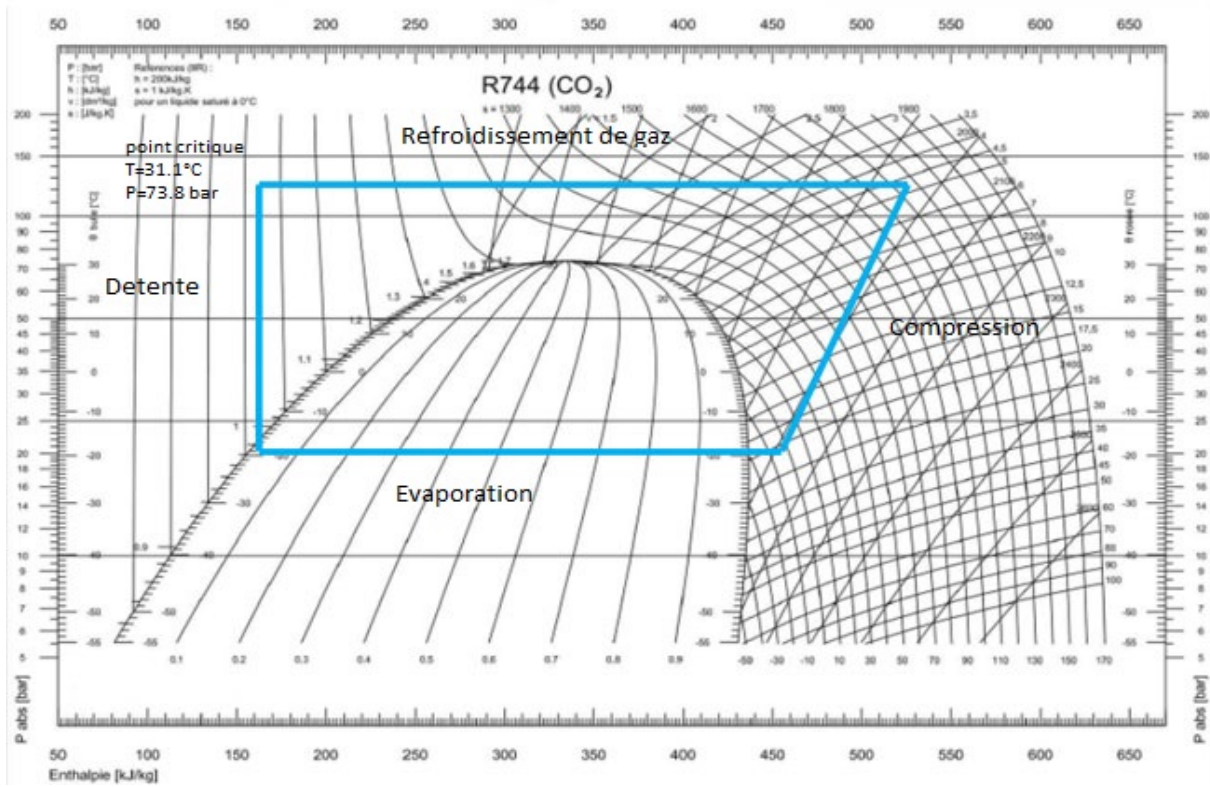


Figure (II, 3): cycle transcritique du CO2 sur le diagramme de Mollier.

Dans un cycle transcritique et pour des pressions voisines de la pression critique, l'enthalpie massique à la sortie du refroidisseur de gaz se trouve fortement influencée par la température et la pression et ce suite à la forme en « S » des isothermes dans le domaine supercritrique figure(II.4) [10]

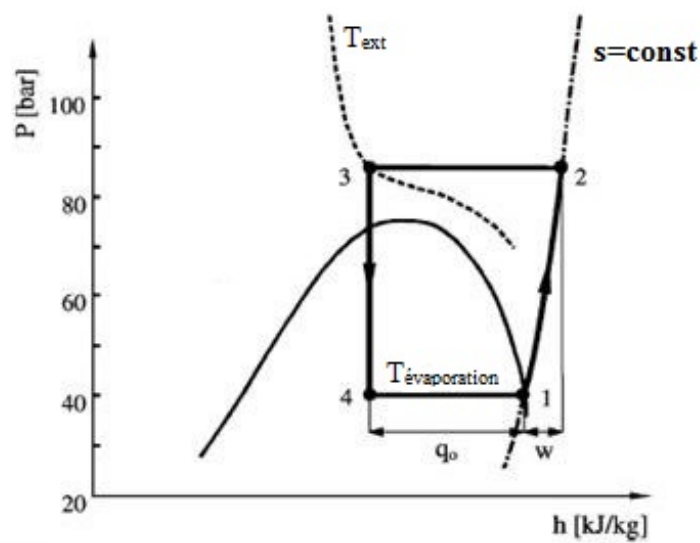


Figure (II.4) : cycle transcritique de CO2 en coordonnées P-h

L'énergie thermique cédée à la source chaude augmente avec la pression de refroidissement du gaz. Dans un cycle de transcritique, il existe une pression optimale pour laquelle le COP est maximale figure (II .5).

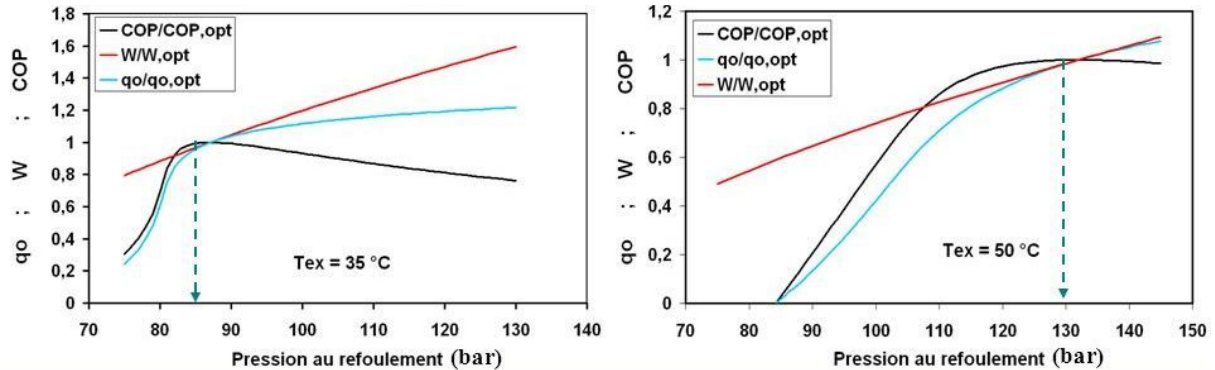


Figure (II.5) : illustration de l’existence d’une pression optimale donnant un COP maximal en fonction de la température du puits de chaleur, $T_{ext}=35^{\circ}\text{C}$ (à gauche) et 50°C (à droite). La compression est isentropique et la température d’évaporation vaut 5°C . Q' , W et COP correspondent respectivement au rapport de la puissance frigorifique, du travail et du COP sur leur optimum respectif.

La figure (II.5) montre que le COP de la machine est maximal à une pression d’environ de 87 bar quand l’extérieure est à 35°C et quand la température extérieure atteint 50°C , le COP théorique maximal est atteint pour une pression de refoulement d’environ 130 bar. Une régulation de cette pression est recommandée pour le maintien du COP à son maximum. De plus il a été prouvé que utilisation d’échangeur interne abaisse le niveau de la pression optimale.

Liao et al cité par Guitari [4] à partir d’une étude paramétrique proposent la relation semi-empirique suivante pour l’expression de la pression optimale :

$$P_{opt} = \frac{a + bT_D - c \frac{K}{c} T_c}{1 + \alpha T_D + \beta \frac{K}{c}} - \frac{\alpha + eT_D - f \frac{K}{c}}{1 + \gamma T_D + \delta \frac{K}{c}} \quad (II.1)$$

P_{opt} en bar, T_c est la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz et T_D celle de vaporisation en $^{\circ}\text{C}$, $d=8,7946$, $f = 105,45$ en bar, $a=2,7572$, $c=3,072$, $e=0,002605$ en bar.k^{-1} , $b=0,1304$ en bar.k^{-2} , $\alpha=0,0538$, $\gamma=0,5163$ en k^{-1} , $\beta=0,160t6$ et $\delta=0,2212$.

L'étude a été effectuée pour une température d'évaporation variant entre -10°C et 20°C , celle de refoulement entre 30°C et 60°C et une pression de refoulement variant entre 71 et 120 bar.

II.2.3. Propriétés thermodynamiques du CO_2 :

Le dimensionnement des composants des machines de conditionnement d'air, des machines frigorifiques dépend des propriétés thermodynamiques des réfrigérants, leurs études s'avérant indispensables. Quant aux propriétés de transport telles que la conductivité thermique et la viscosité dynamique, elles conditionnent respectivement les échanges thermiques et les régimes d'écoulement dont dépendent justement les coefficients de transfert de chaleur et les pertes de charge.

I.2.3 .1. Détermination des propriétés thermodynamiques du CO_2 :

I.2.3.1.1. Equation d'état de la phase vapeur :

Span et Wagner(1996) ont développé une nouvelle équation d'état. Cette formulation empirique est valide pour un intervalle de température et de pression allant du point triple jusqu'à 1100k pour la température et 800bars pour la pression. Cette équation d'état est définie par l'énergie d'Helmholtz (A) avec deux variables indépendantes : masse volumique (ρ) et la température (T). L'énergie d' Helmholtz adimensionnelle $\Phi=A/(RT)$ peut être décomposées en une partie dépendante du comportement d'un gaz parfait (Φ°) et d'une autre partie qui prend en compte le comportement résiduel du gaz (Φ^r) comme l'équation (II.7) [9] :

$$\Phi(\delta, r) = \Phi^{\circ}(\delta, r) + \Phi^r(\delta, r) \quad (\text{II.2})$$

Où :

δ : masse volumique réduite ($\delta = \rho_c / \rho$)

r : Inverse de la température réduite ($r = T_c / T$)

L'énergie d' Helmholtz d'un gaz idéal (A°) est donnée par l'équation :

$$A^{\circ}(\rho, T) = h^{\circ}(T) - RT - Ts^{\circ}(\rho, T) \quad (\text{II.3})$$

Où :

h° : Enthalpie du gaz idéal (fonction de la température)

s° : Entropie de gaz idéal (fonction de la température et de la masse volumique)

Ces deux propriétés peuvent être exprimées par la chaleur spécifique du gaz idéal (C_p°)

Ainsi l'expression de A° devient :

$$A^\circ = \int_{T_0}^T c_p^\circ dt + h^\circ - RT - T \int_{T_0}^T \frac{c_p^\circ - R}{T} dt - RT [\ln(\rho / \rho_0)] - Ts^\circ \quad (\text{II.4})$$

Pour obtenir A° la corrélation pour $c_p^\circ(T)$ a été établie sur la base des données expérimentales Chao [5] comme le montre l'équation suivante :

$$\frac{c_p^\circ(T)}{R} = 1 + a_3^0 + \sum_{i=4}^8 a_i^0 (\theta_i^0 r)^2 \frac{\exp(\theta_i^0 r)}{[\exp(\theta_i^0 r) - 1]^2} \quad (\text{II.5})$$

L'énergie d'helmholtz du gaz parfait (Φ°) est exprimée par l'équation(II.5) par l'intégration de l'équation (II.5)

$$\Phi^\circ(\delta, r) = \ln(\rho) + a_2^0 + a_1^0 + a_3^0 \ln(r) + \sum a_i^0 \ln[1 - \exp(-\theta_i^0)] \quad (\text{II.6})$$

Dont les différents coefficients sont données dans le tableau suivant :

I	α_i°	θ_i°	i	α_i°	θ_i°
1	8.37304456	-	5	0.62105248	6.1190
2	-3.70454304	-	6	0.41195293	6.77708
3	2.500000000	-	7	1.04028922	11.32384
4	1.99427042	-	8	80.08327678	27.08792

Tableau (II.5):coefficients d'équation (II.4) et (II.5)

Les coefficients a_i° et θ_i° sont ajustés pour les états de référence lesquels ont une enthalpie de gaz parfait nulle a $T_0 = 298.15$ k et $P_0 = 101.325$ Kpa. La partie résiduelle de l'énergie d'Helmholz (Φ^r) est déterminée par une voie empirique par l'optimisation de sa forme fonctionnelle et ajustement de ses coefficients à l'aide des données expérimentales en raison d'un manque d'approches théoriques, l'équation obtenue pour (Φ^r) s'exprime comme suite :

$$\Phi^r = \sum n_i \delta^{di} r^{ti} + \sum n_i \delta^{di} r^{ti} \exp(-\delta^{ci}) + \sum n_i \delta^{di} r^{ti} \exp(A) + \sum n_i D^{bi} \delta \exp(B) \quad (\text{II.7})$$

$$\text{Ou : } A = -\alpha(\delta - \varepsilon_i)^2 - \beta_i(r - r_i)^2$$

$$B = -c(\delta - 1)^2 - D_i(r - 1)^2$$

$$D = \left\{ (1-r) + A_i \left[(\delta - 1)^2 \right]^{1/(2B_i)} \right\}^2 + B_i \left[(\delta - 1)^2 \right]^{a_i} \quad (\text{II.8})$$

Les coefficients : $n_i, d_i, t_i, c_i, \varepsilon_i, \alpha_i, \beta_i, r_i, A_i, B_i, C_i, D_i$ sont des constants empiriques. L'article de Span et Wagner [7] donne les valeurs des différents coefficients, cette formulation a permis l'établissement des variations des propriétés thermodynamique du CO₂, notamment dans la région critique, les figures (II.6) et (II.7) représentent respectivement le diagramme du CO₂ en (P.h) et (T.S)

Les propriétés thermodynamiques uniques du cycle transcritique produisent des isothermes presque plates au-dessus du point critique, comme le montre le diagramme (P.h) dans la figure (II.6). La figure(II.8), elle montre la variation d'entropie et de l'enthalpie du CO₂ à pression constante dans le refroidisseur de gaz.

L'influence de la pression sur ces deux fonctions dans la région supercritique n'est donc pas négligeable.

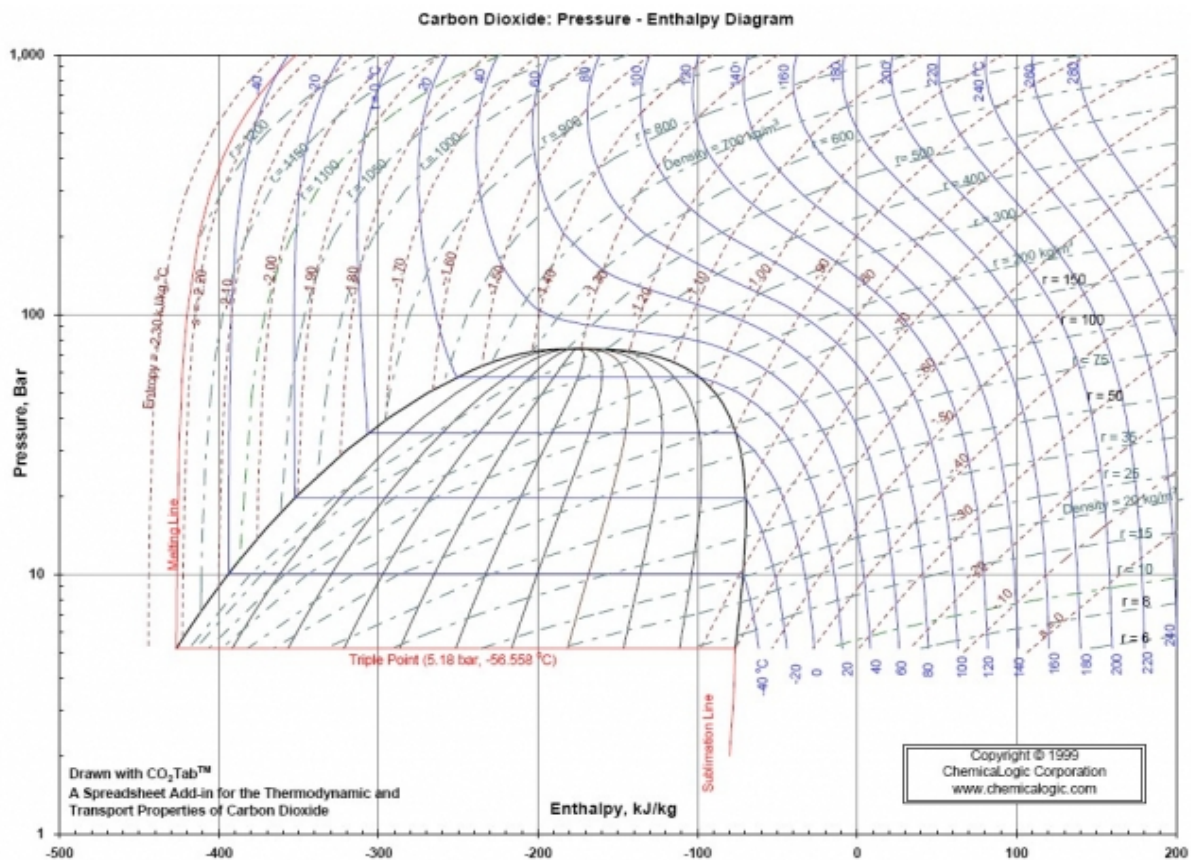


Figure (II, 6) : diagramme Pression-Enthalpie de CO₂

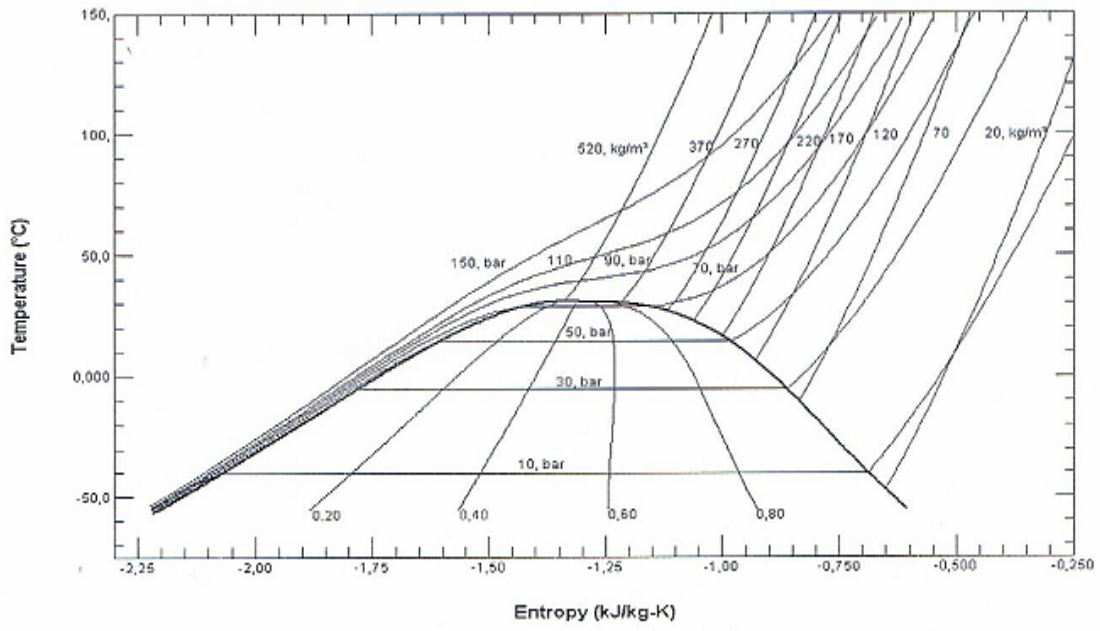


Figure (II,7) : Diagramme température-entropie du CO₂

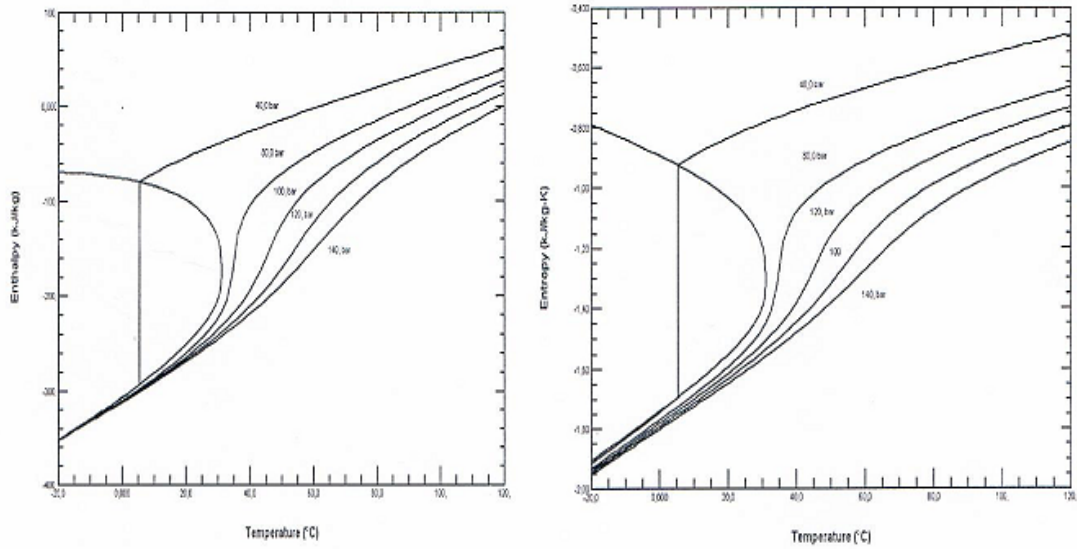


Figure (II, 8) : Variation d'enthalpie et d'entropie selon différentes isobares

II.2.3.1.2 Pression de la vapeur saturante :

Span et Wagner proposent la corrélation suivante pour la détermination de la pression de vapeur saturante :

$$\ln\left(\frac{P_s}{P_c}\right) = \frac{T_c}{T} \left[\sum_{i=1} a_i \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^i \right] \quad (\text{II.9})$$

Où :

P_s est la pression de vapeur

$T_c = 304.1282K$, $P_c = 7.377MPa$

$a_1 = -7.0602086$, $a_2 = 1.9391218$, $a_3 = -1.6463597$, $a_4 = -3.2995634$

Les figures(II.9) et (II.10) [8] représente la variation de la pression de vapeur et de la pente de cette courbe de saturation du dioxyde de carbone ainsi que celles des autres réfrigérants tels que le R134a. Il apparait que les pressions de vapeur du CO₂ sont beaucoup plus élevées que celles des autres réfrigérants. Sa forte pente au voisinage du point critique engendre une faible variation de la pression donnée. Ce qui engendre une réduction de la perte de charge dans l'évaporateur.

Sur le plan technique, la pente élevée de la courbe de pression de vapeur pour le CO₂ permet un fonctionnement des évaporateurs et des échangeurs internes avec un débit massique important en vue de réaliser un transfert de chaleur élevé avec seulement une faible augmentation de la puissance du compresseur.

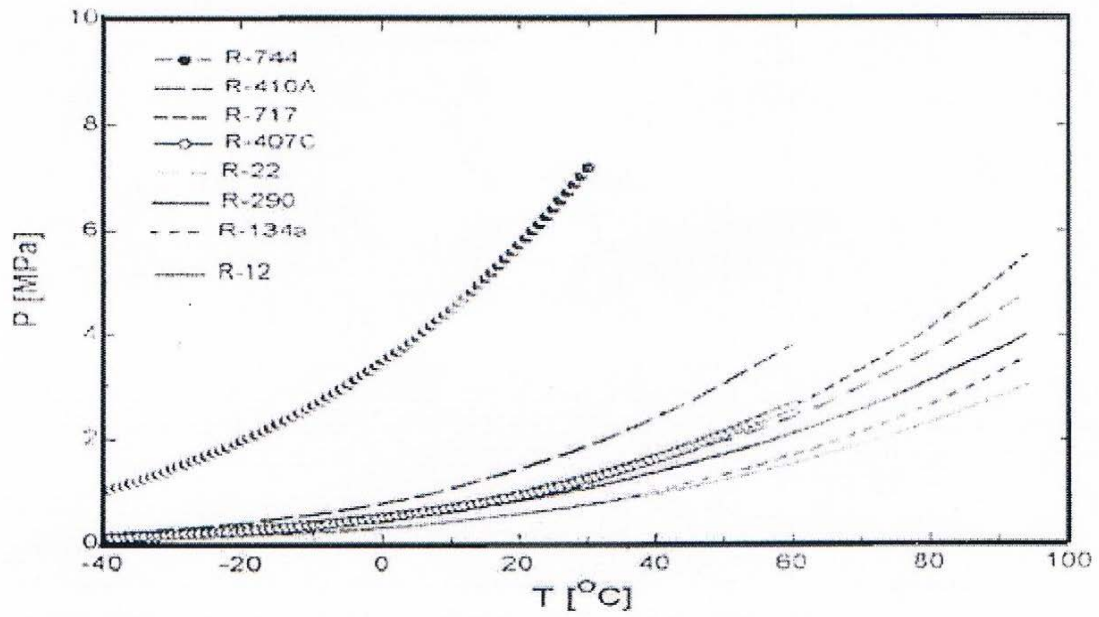


Figure (II ,9) : Pression de vapeur de différents frigorigènes.

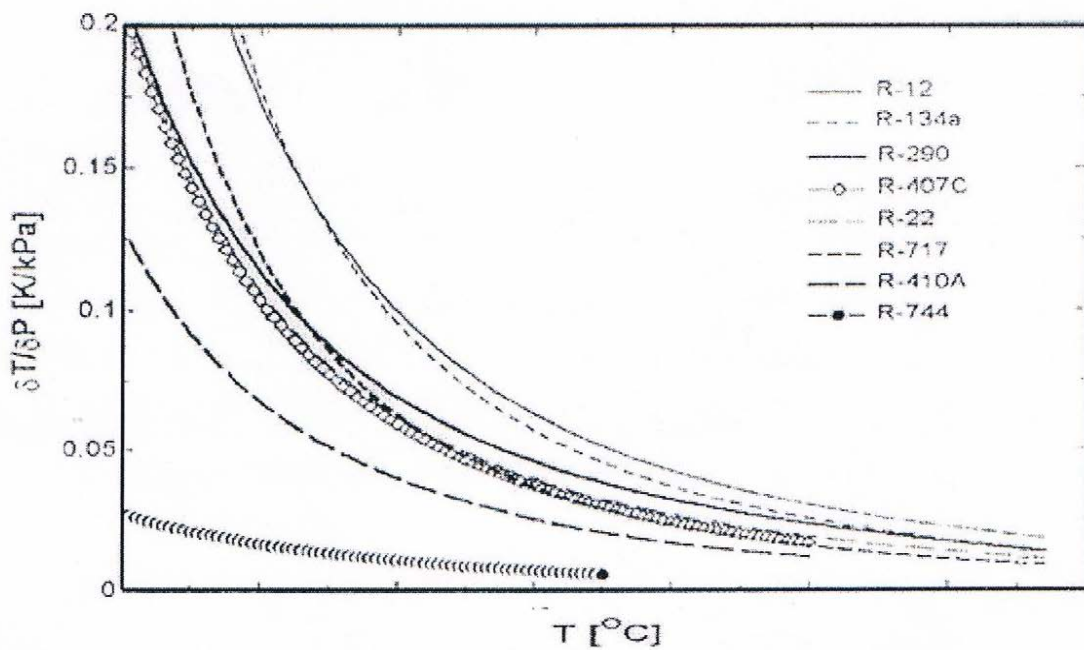


Figure (II ,10) : Gradient de la température de saturation de différent réfrigérants

II.2.3.1.3. Masse volumique :

Les expressions de la masse volumique établie par Span et Wagner [9] respectivement pour le liquide saturé et pour la vapeur saturée sont donnée par les relations suivantes :

- Liquide saturé

$$\log\left(\frac{\rho'}{\rho}\right) = \sum_{i=1}^4 a_i \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{t_i} \quad (\text{II.10})$$

Avec :

$$T_c = 304.1225K, \rho_c = 467.6Kg/m^3, a_1 = 1.9245108, a_2 = 1.6238555$$

$$a_3 = 0.327731127, a_4 = 0.39245142, t_1 = 0.34, t_2 = 112, t_3 = 1, t_4 = 11/6.$$

- Vapeur saturée :

$$\log\left(\frac{\rho''}{\rho_c}\right) = \sum_{i=1}^4 a_i \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{t_i} \quad (\text{II.11})$$

Avec :

$$a_4 = -10.1111578, a_5 = -29.742252, t_1 = 0.340, t_2 = 1/2, t_3 = 1, t_4 = 7/3, t_5 = 14/3.$$

L'évolution de la masse volumique du CO_2 , à différentes températures et de la masse volumique de la phase liquide à celle de la phase vapeur et ce pour divers réfrigérants sont données respectivement par les figures (II.11) et (II.12). On constate qu'à l'approche du point critique la masse volumique du CO_2 varie rapidement avec la température. Par contre le rapport de la masse volumique est beaucoup plus faible par rapport à celui des autres réfrigérants.

Il faut noter qu'un faible rapport de masse volumique permet une bonne homogénéisation de l'écoulement diphasique, Ce critère est plutôt favorable au CO_2 . De plus une masse volumique élevée de la vapeur comme celle du CO_2 entraîne une augmentation de la capacité volumique de réfrigération, définie comme étant le produit de la masse volumique de la vapeur par la chaleur latente de vaporisation, dont la variation avec la température est donnée par la figure(II.13).

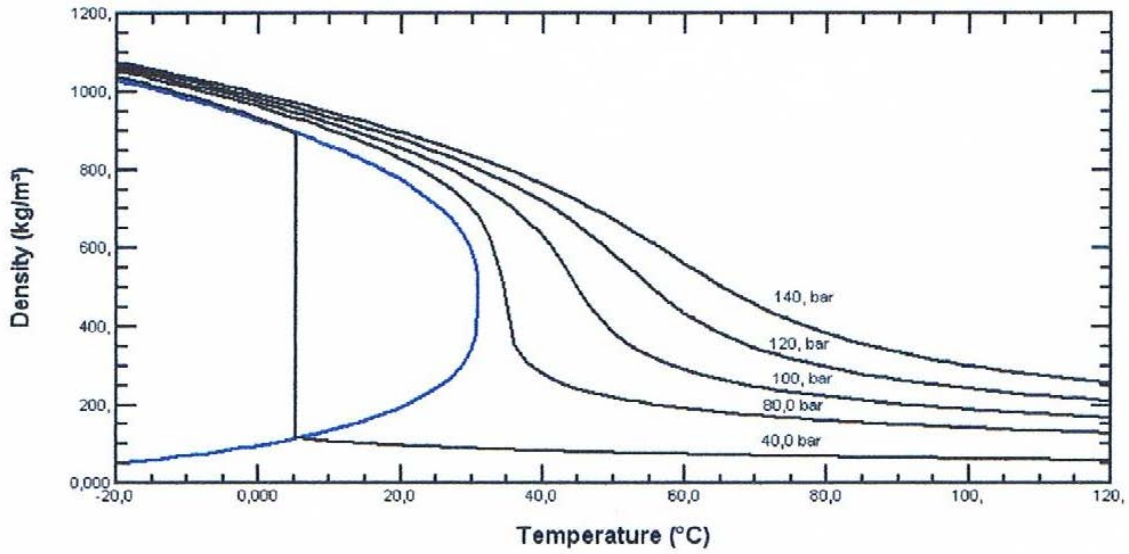


Figure (II ,11) : Evaluation de la densité du CO₂ avec la température.

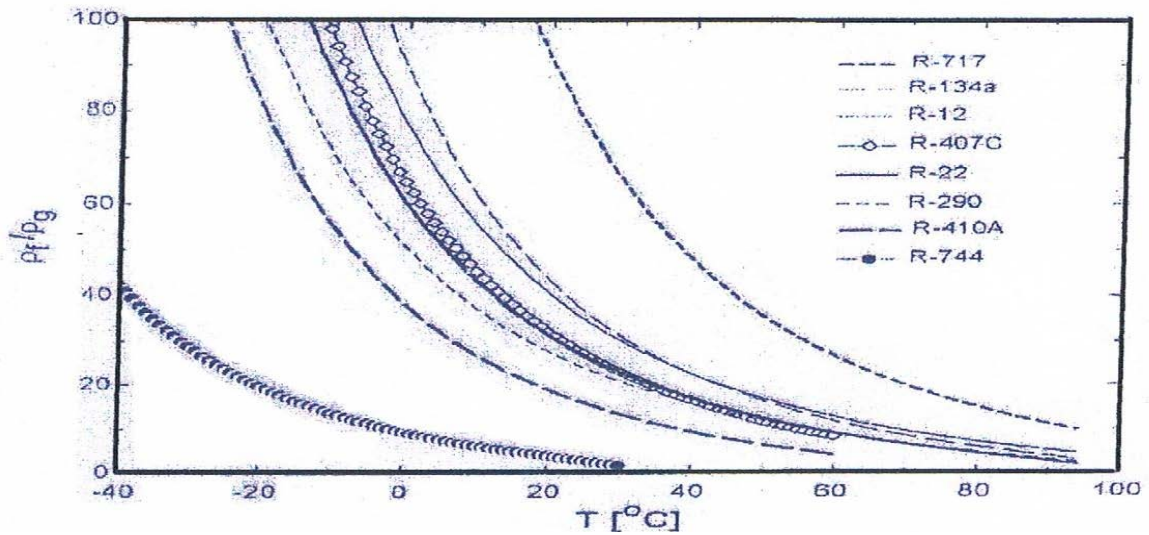


Figure (II, 12) : Rapport entre la densité de liquide et de la vapeur saturé

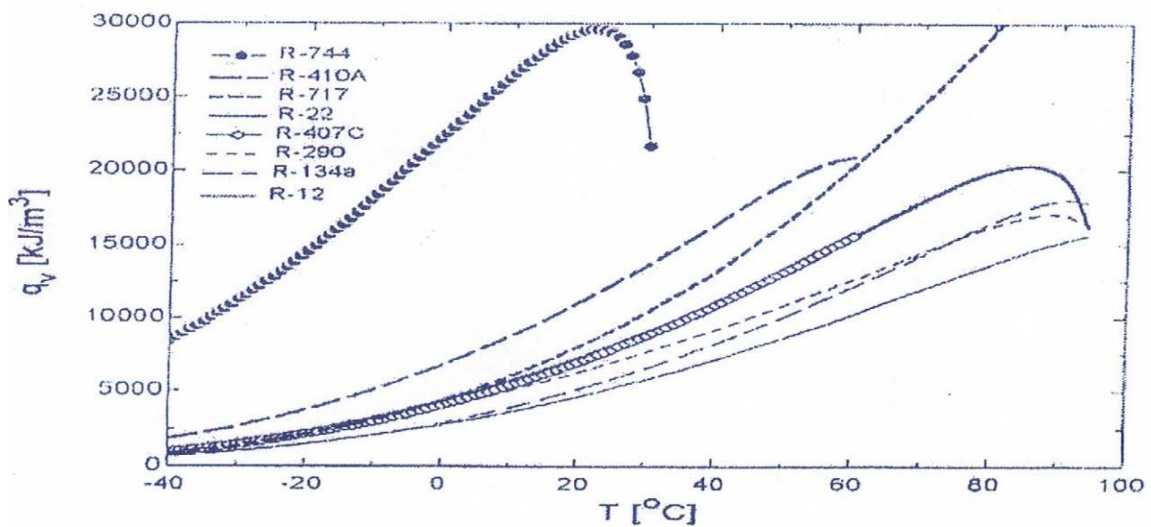


Figure (II ,13) : Chaleur latente de vaporisation de différents réfrigérants.

I-2.3.1.4 Tension superficielle [9] :

L'observation de l'ébullition en vase de l'eau fait ressortir la forme sphérique des bulles de vapeur isolées de la masse du liquide par une membrane élastique à l'interface liquide vapeur. Cette tension dite superficielle, notée généralement σ , est équivalente à une énergie par unité de surface, présente dans la région d'interface. Il en ressort ainsi que plus la tension superficielle est importante et plus faible est la mouillabilité du liquide (caractéristique de l'adhérence d'un liquide à une paroi). Une faible tension superficielle réduit la valeur de la surchauffe nécessaire pour la nucléation et la formation de bulles de la vapeur est favorisée donc le transfert de la chaleur la figure(II.14) montre l'évolution de la tension superficielle du CO_2 saturé et celle d'autres réfrigérants en fonction de la température.

On constate que la tension superficielle des réfrigérants décroît avec la température pour s'annuler au point critique, sa valeur est plus faible pour CO_2 que pour les autres réfrigérants.

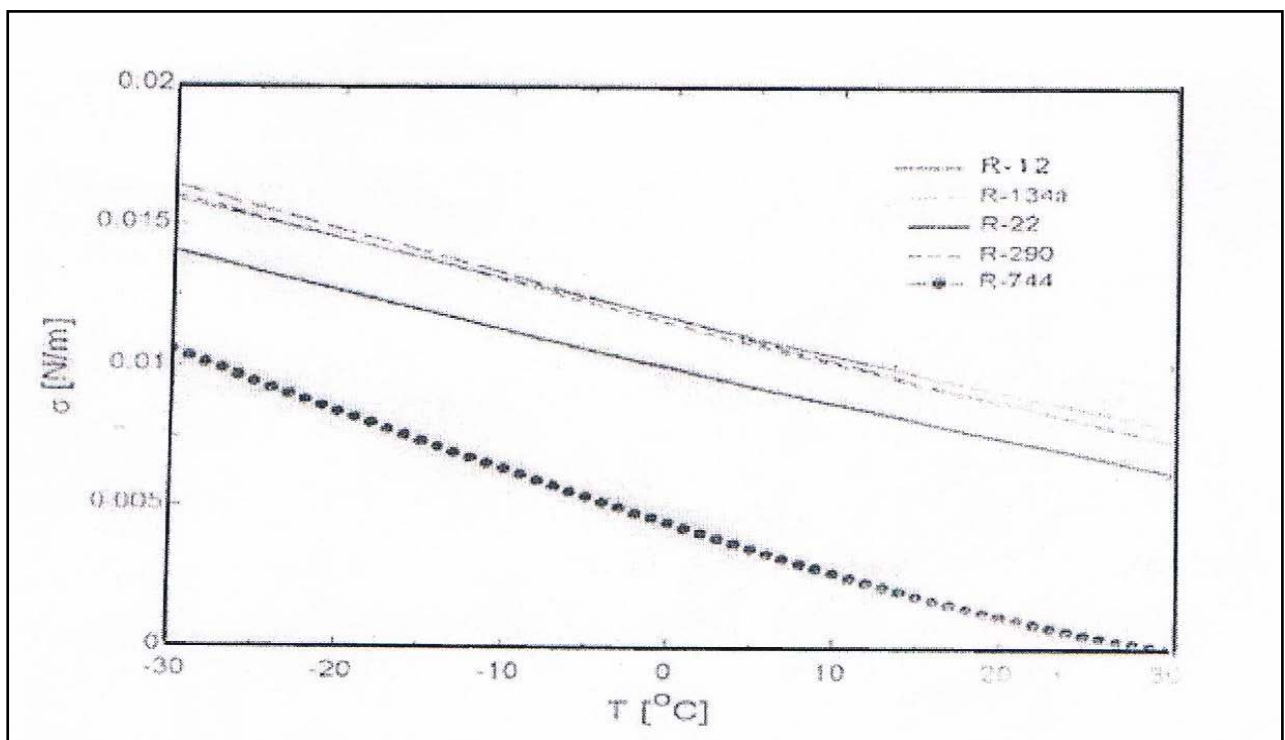


Figure (II, 14) : Tension superficielle.

Une des caractéristiques importantes des fluides supercritiques et qu'au voisinage du point critique, leurs propriétés varient très rapidement avec la température dans un processus isobare, près des points pseudo-critiques (température à laquelle la chaleur spécifique devient maximale pour une pression donnée figure(II.15)).

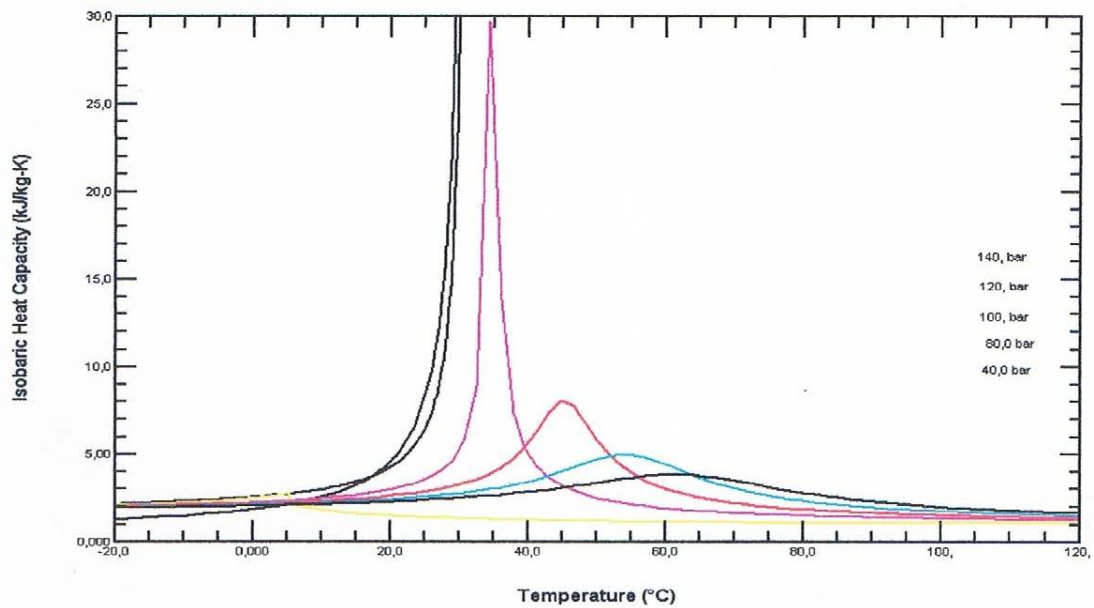


Figure (II ,15) : Evolution isobarique de la chaleur spécifique du CO₂

I-2.4 propriétés de transport :

I-2.4.1 conductivité thermique du CO₂ et sa viscosité dynamique :

Les propriétés de transport de réfrigérants jouent un rôle important dans l'échange de chaleur et les pertes de charge.

Les figures (II.16), (II.17) illustrent les variations en fonction de la température respectivement de la conductivité thermique et la viscosité dynamique à des pressions subcritiques et supercritiques du CO₂

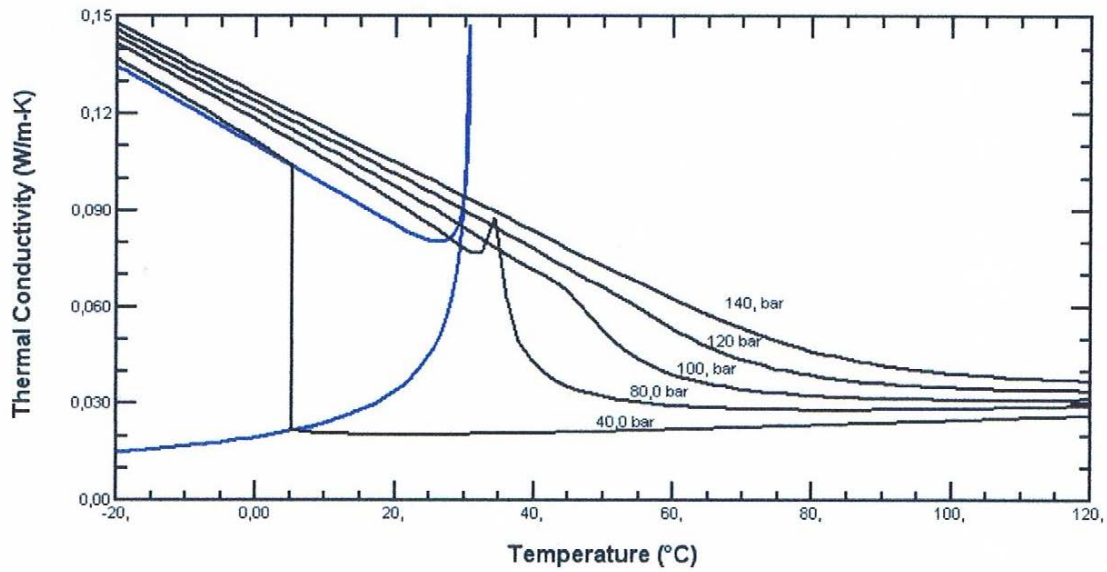


Figure (II ,16) : Evolution de la conductivité thermique du CO₂.

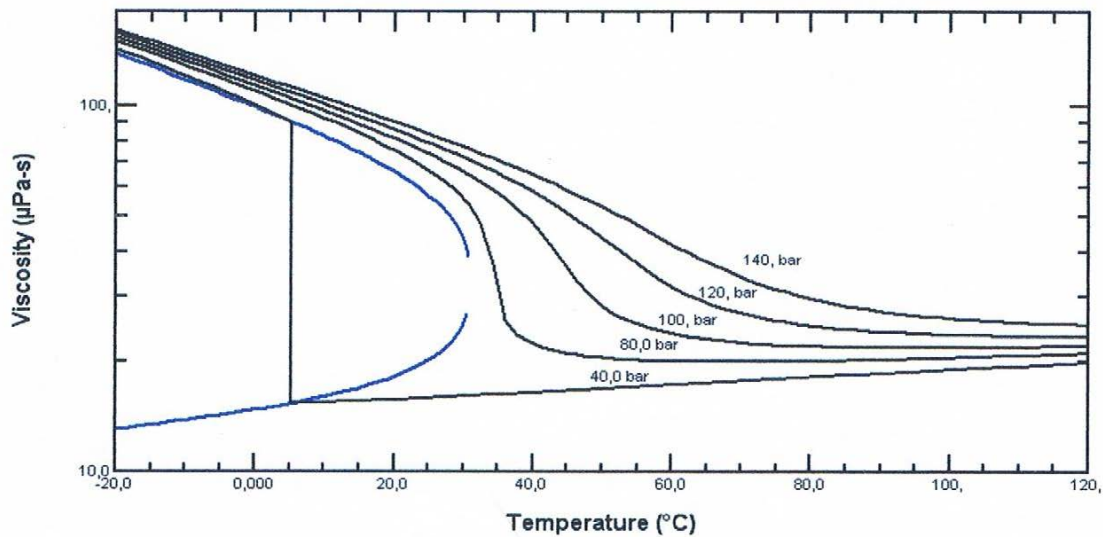


Figure (II, 17) : Evolution de la viscosité dynamique du CO₂.

I-2.4.2 Le nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl est un nombre sans dimension, rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique, important paramètre dans les processeurs de transfert de chaleur.

La figure (II.18) montre l'évolution du nombre de Prandtl en fonction de la température. Il présente un maximum à la température pseudo-critique. Ce maximum diminue avec

L'augmentation de la température, ce qui signifie que l'influence de la pression sur ce nombre adimensionnel n'est pas négligeable. En effet ce nombre augmente avec la pression pour des températures supérieures à environ 60°C, dans la région supercritique et décroît avec celle-ci pour des températures inférieures à environ 20°C. Ainsi le coefficient local d'échange de la chaleur varie fortement avec la température et la pression.

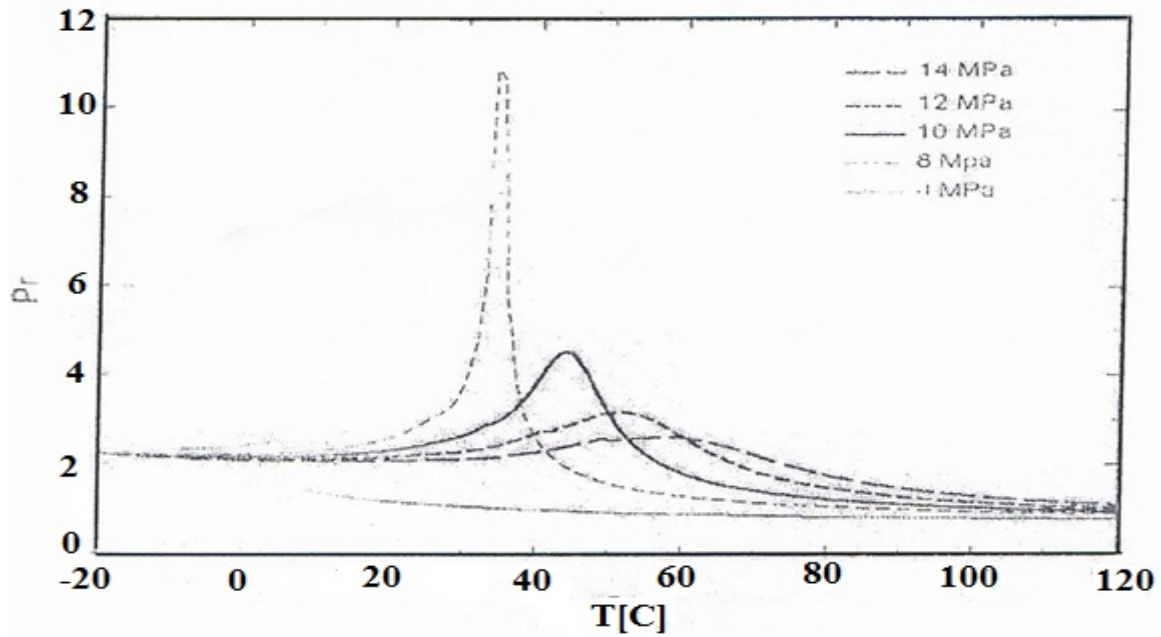


Figure (II, 18) : Evolution de nombre de Prandtl du CO₂

Chapitre 3

Position du problème et méthode de calcul du refroidisseur de gaz

III.1.Introduction :

Ce chapitre est consacré à la simulation des transferts de chaleur qui ont lieu entre l'eau et le dioxyde de carbone à travers un échangeur à tubes et calandre (figure III.3).

Il s'agit d'examiner l'influence de la température d'entrée du CO₂, du débit d'eau ainsi que de sa température d'entrée dans l'échangeur sur les températures de sortie de l'eau pour un débit fixé de CO₂ égale à 45.10^{-3} kg/s

Pour ce faire, l'échangeur de chaleur est en zones de surfaces égales en vue de la prise en compte des variations des propriétés thermodynamique du CO₂ dans le domaine supercritique. Le principe de calcul est basé sur une progression de zone en zone.

III.2.Description du refroidisseur de CO₂ : [13]

Le refroidisseur de gaz est composé de deux «échangeurs à tubes et calandre» montés en série. Chaque échangeur a 1.2m de longueur et constitué de 19 tubes de (4,6) mm de diamètre, disposés en parallèle, formant un faisceau de tubes enveloppé par une calandre. Le pas entre ces tubes est de 10mm. Le CO₂ circule dans le faisceau de tubes et l'eau, à contre-courant dans la calandre. Ce refroidisseur de gaz est conçu en acier inoxydable de type INOX 316L avec une conductivité thermique λ égale à $14.6 [W.m^{-1}.K^{-1}]$.

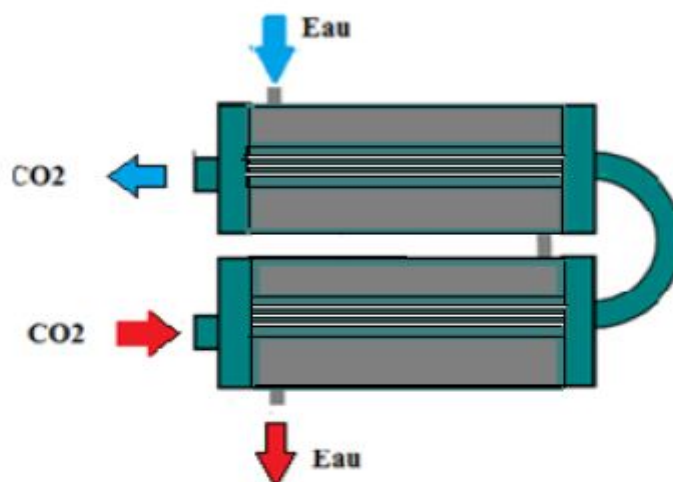


Figure (III.1) : refroidisseur de gaz.

III.3. Calcul du refroidisseur de gaz :

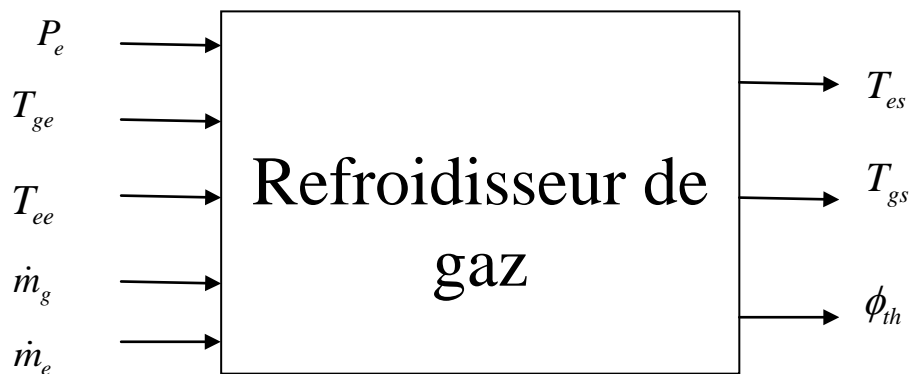
3.1. Variables d'entrée et de sortie du modèle du refroidisseur de gaz:

Variable d'entrée :

- La température d'entrée du CO₂ dans le refroidisseur T_{ge} .
- La température de d'entée d'eau de refroidisseur T_{ee} .
- Le débit massique du CO₂ \dot{m}_g .
- Le débit massique d'eau \dot{m}_e .

Variable de sortie :

- La température de sortie de CO₂ du refroidisseur de gaz T_{gs} .
- La température de sortie d'eau du refroidisseur de gaz T_{es} .
- La puissance thermique échangée ϕ_{th} entre les deux fluides



Figure(III.2) : Variables d'entrée et de sortie du refroidisseur

III.3.2 .Evaluation des propriétés thermo-physiques du fluide frigorigène et de l'eau :

Les propriétés thermo-physiques du CO₂ et de l'eau sont évaluées à l'aide du logiciel REFPROP7®. C'est un logiciel qui utilise des sous-programmes (Subroutines) programmés avec le langage FORTRAN. Le tableau ci-dessous montre l'ensemble des sous programmes fournis par ce logiciel pour l'évaluation de ces propriétés thermo-physiques.

<u>Subroutines</u>	<u>Variables d'entrées</u>	<u>Variable de sorties</u>
TPRHO	Température Pression $K_{ph} = \begin{cases} 1 & \text{pour un liquide} \\ 2 & \text{pour une vapeur} \end{cases}$	-Densité molaire
TPNPRP	Température Densité molaire Fraction molaire	- Viscosité dynamique - Conductivité thermique
CVCP	Température Densité molaire Fraction molaire	- Capacité calorifique - Capacité volumique
THERM	Température Pression Fraction molaire	- pression -Capacité calorifique -Capacité volumique

La capacité calorifique de l'eau est prise égale à 4180 J.Kg.K^{-1} .

3.3. Evaluation du coefficient d'échange convectif :

➤ **Coté eau :**

Le coefficient d'échange convectif coté eau est évalué à partir de la relation suivante

$$Nu_e = 0.023 \times Re_e^{0.8} \times Pr_e^n \quad (\text{III.1})$$

$$Nu_e = \frac{h_e \cdot D_h}{\lambda_e} \quad (\text{III.2})$$

Où : $n=0.3$ dans le cas d'un refroidissement et $n=0.4$ dans le cas d'un échauffement

Ainsi pour l'eau :

$$Nu_e = 0.023 \times Re_e^{0.8} \times Pr_e^{0.4} \quad (\text{III.3})$$

Le nombre de Reynolds cote eau défini par :

$$Re_e = \frac{\rho_e \times V \times D}{\mu_e} \quad (\text{III.4})$$

S'écrit :

$$Re_e = \frac{\dot{m}_e \times D_h}{S_{mcal} \times \mu_e} \quad (\text{III.5})$$

Où D_h le diamètre hydraulique défini comme suit:

$$D_h = \frac{4 \times S}{P}$$

Où S est la section de passage offert au fluide et P le périmètre mouillé.

Et pour un pas carre :

$$D_h = \frac{4 \times \left(Pt^2 - \frac{\pi d_e^2}{4} \right)}{\pi \times d_e} \quad (\text{III.6})$$

d_e étant le diamètre extérieure d'un tube.

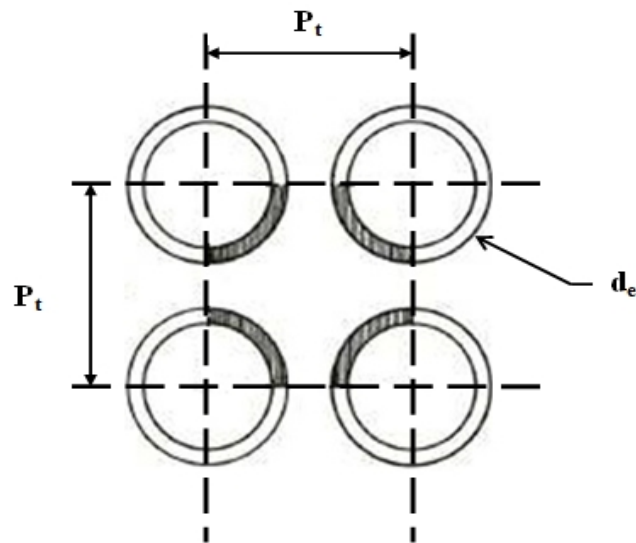


Figure (III. 3) : coupe transversale d'une maille du refroidisseur de gaz.

Où:

-Z: est le nombre de tubes dans le faisceau.

-P : est le pas entre les tubes.

Le nombre de Prandtl est définie par la l'expression suivante :

$$Pr_e = \frac{\mu_e \times h_e}{D_h} \quad (\text{III.7})$$

Le coefficient d'échange convectif est défini par l'expression suivante

$$h_e = \frac{Nu_e \times \lambda_e}{D_h} \quad (\text{III.8})$$

➤ Côté gaz :

Le détermination, du coefficient d'échange cote CO_2 peut se faire à partir de la relation suivante ;

$$Nu_g = 0.023 \times Re_g^{0.8} \times Pr_g^{0.3} \quad (\text{III.9})$$

Toute fois la corrélation la mieux recommandée est entre autres celle de Petukhov

$$Nu_g = \frac{\frac{f}{8} Re Pr}{B + C \sqrt{\frac{f}{8} (Pr^{2/3} - 1)}} \quad (\text{III.10})$$

Où : $f = (a \log_{10} Re - b)^{-2}$,

$$a = 1.82, \quad b = 1.64, \quad B = 1.07, \quad C = 12.7$$

Une comparaison entre les résultats obtenus par ces deux corrélations sera effectuée.

Le nombre de Reynolds s'exprime comme suit:

$$Re_g = \frac{G \times d_h}{\mu_g} \quad (\text{III.11})$$

Où G est la vitesse massique du CO_2 et s'exprimé par :

$$G = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{Z \times S_{\text{tub}}} \quad (\text{III.12})$$

Où : S_{tub} est la section de passage d'un tube

Le nombre de Prandtl étant:

$$Pr_g = \frac{\mu_g \times cp_g}{\lambda_g} \quad (\text{III.13})$$

Le coefficient d'échange convectif se déduit de la relation suivante:

$$h_g = \frac{Nu_g \times \lambda_g}{D_h} \quad (\text{III.14})$$

3.4. Evaluation du coefficient d'échange global :

Le coefficient d'échange thermique globale k rapporté à la surface intérieure d'un tube est évalué à partir de la relation suivante :

$$K = \left[\frac{1}{h_g} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{d_i}{h_e d_e} \right]^{-1} \quad (\text{III.15})$$

Avec d_i et d_e : respectivement le diamètre intérieur et extérieur d'un tube.

3.5. Equation du Bilan thermique du refroidisseur de gaz :

Hypothèses :

- Régime permanent.
- Enveloppe adiabatique de la calandre de refroidisseur.
- Pertes de charge non prise en considération.
- Résistance thermique d'encrassement négligée.

➤ Zone de refroidissement :

La zone de refroidissement est subdivisée en un ensemble de tronçons avec un pas de discrétisation Δx . Les équations du bilan thermique sont :

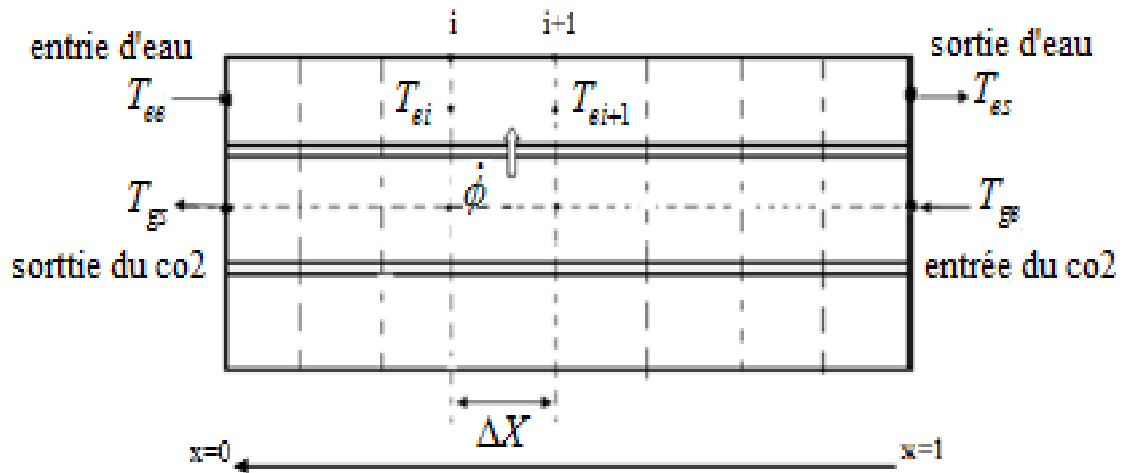


Figure (III.4) : Discrétisation de la zone de refroidissement

Le flux de chaleur reçu par l'eau pour chaque tronçon de la zone de refroidissement est donné par la relation :

$$\phi = \dot{m}_e \times c_{p_e} \times (T_{ei} - T_{ei+1}) \quad (\text{III.16})$$

L'échange convectif entre l'eau et la paroi externe du tube dans chaque tronçon est exprimé par l'équation :

$$\phi = h_{ej} \times S_j \times (T_{pej} - T_{mej}) \quad (\text{III.17})$$

L'échange convectif entre le gaz et la paroi interne dans chaque tronçon est exprimé par l'équation :

$$\phi = h_{gj} \times S_j \times (T_{mgj} - T_{pgj}) \quad (\text{III.18})$$

Le flux de chaleur échangé entre les deux fluides dans chaque tronçon est donnée par:

$$\phi = K_j \times S_j \times (T_{mgj} - T_{mej}) \quad (\text{III.19})$$

Avec :

$$T_{mej} = \frac{T_{ei} + T_{ei+1}}{2} \quad , \quad T_{mgj} = \frac{T_{gi} + T_{gi+1}}{2}$$

Ou :

- « i » et « j » sont des indices relatifs respectivement au pas de discrétisation et au numéro du tronçon considéré.
- $T_{ei}; T_{ei+1}$: sont successivement les températures d'entrée et de sortie d'eau de chaque nœud dans la zone de refroidissement.
- $T_{gi}; T_{gi+1}$: sont successivement les températures d'entrée et de sortie du CO₂ de chaque nœud de la zone de refroidissement.
- $T_{pej}; T_{pgj}$: sont successivement les températures de la paroi coté eau et CO₂ pour un tronçon j de la zone de refroidissement.
- $T_{mej}; T_{mgj}$: sont successivement les températures moyennes de l'eau et du CO₂ pour un tronçon j.
- $h_{gj}; h_{ej}$: sont successivement les coefficients d'échange convectif du CO₂ et de l'eau à la température moyenne au tronçon j.

III.4. Organigramme de calcul :

L'ensemble de la procédure de calcul exposé plus haut est illustré sous forme d'organigramme de calcul en langage FORTRAN 6.1

4.1. Organigramme de calcul de refroidisseur :

III.5. Caractérisation du refroidisseur de gaz (eau/CO₂) :

5.1. 1^{ère} cas avec la corrélation de Dittus –Boelter :

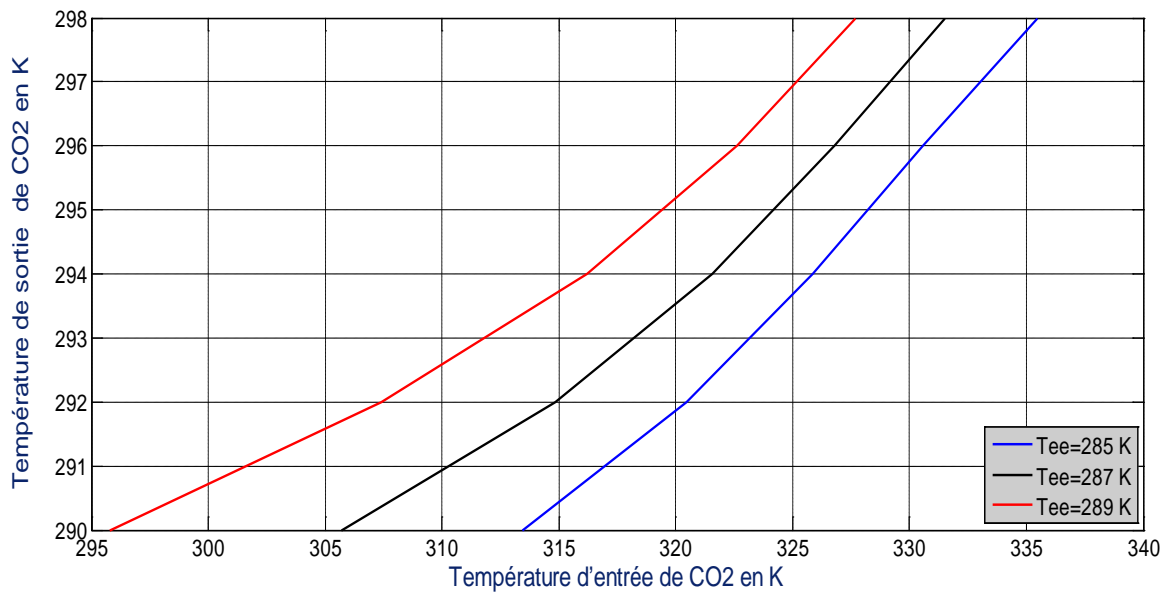


Fig (III.5) : Evolution de la température de sortie du CO₂ en fonction de la température d'entrée de CO₂ pour différentes températures d'entrée d'eau pour un débit $\dot{m}_e=0.1\text{kg/s}$ associé à un débit de CO₂ $\dot{m}_{CO_2}=45\text{g/s}$.

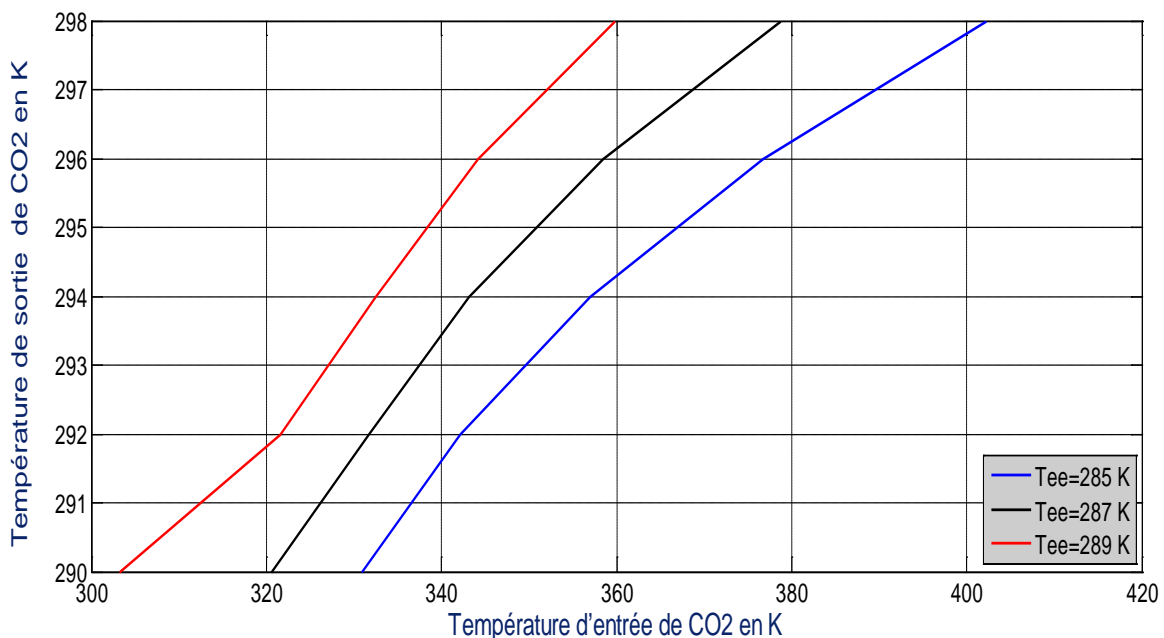


Fig (III.6) : Evolution de la température de sortie du CO₂ en fonction de la température d'entrée de CO₂ pour différentes températures d'entrée d'eau pour un débit $\dot{m}_e=0.2\text{kg/s}$ associé à un débit de CO₂ $\dot{m}_{CO_2}=45\text{g/s}$.

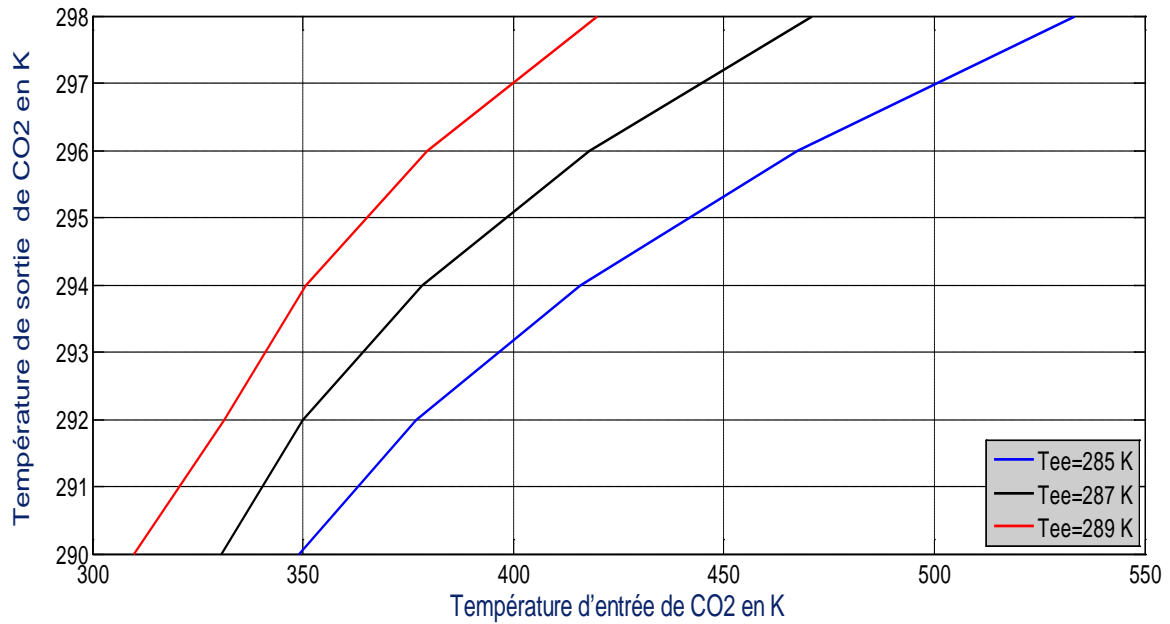


Fig (III.7) : Evolution de la température de sortie du CO_2 en fonction de la température d'entrée de CO_2 pour différentes températures d'entrée d'eau pour un débit $\dot{m}_e=0.3\text{kg/s}$ associé à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2}=45\text{g/s}$.

Les figures (III.5 à 7) montrent que la température de sortie du CO_2 augmente avec l'augmentation des températures d'entrées de CO_2 et d'eau. Par ailleurs, l'augmentation du débit d'eau favorise le refroidissement du CO_2 en sortie du refroidisseur.

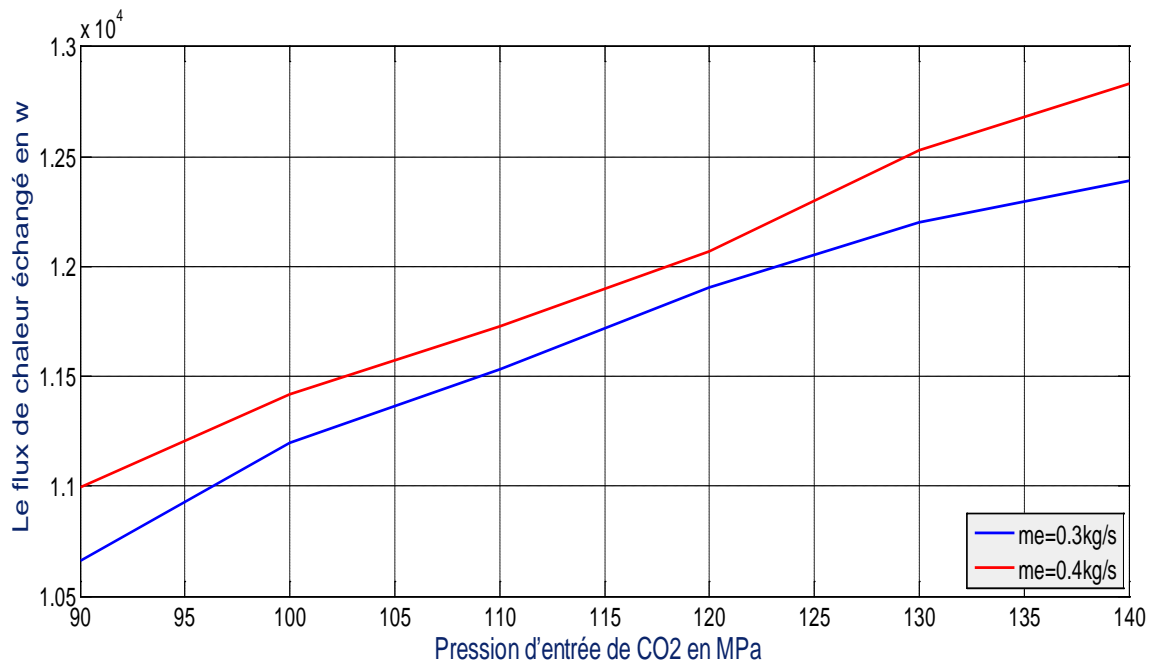


Fig (III.8): Evolution du flux de chaleur échangé en fonction de la pression d'entrée du CO₂ pour une température d'entrée d'eau $T_{ee}=285\text{k}$ pour différents débits d'eau associés à un débit de CO₂ $\dot{m}_{CO_2}=45\text{g/s}$.

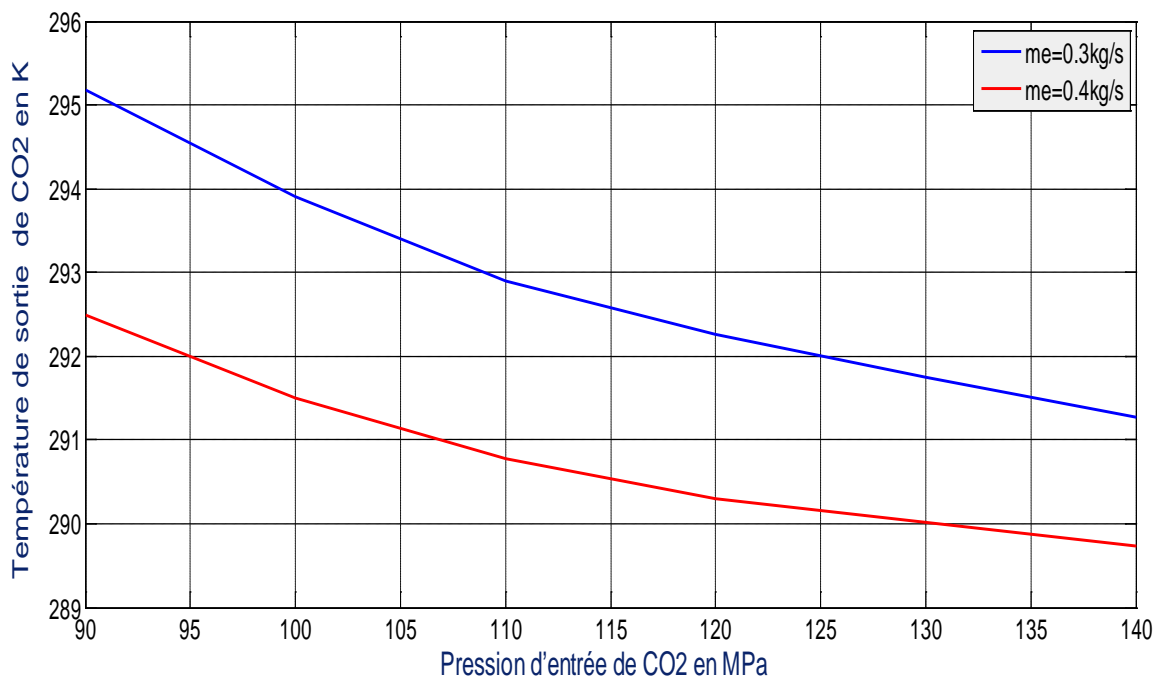


Fig (III.9): Evolution de la température de sortie de CO₂ en fonction de la pression du CO₂ pour une température d'entrée $T_{ee}=285\text{k}$ et pour différents débits d'eau associés à un débit de CO₂ $\dot{m}_{CO_2}=45\text{g/s}$.

Les figures (III.8 et III.9) représentent l'évolution du flux de chaleur échangé entre l'eau et le dioxyde de carbone ainsi que la température de sortie de ce gaz, pour différents débits d'eau associés à un débit constant de CO_2 , occasionnés par l'élévation de la pression et de la température à l'entrée de l'échangeur. En effet, ces deux derniers paramètres sont la conséquence d'une compression, supposée isentropique, à travers le compresseur.

On constate que l'augmentation de la pression accompagnée de l'augmentation de la température à l'entrée du refroidisseur accentue l'échange de chaleur à cause de l'écarte de plus en plus important de température entre le CO_2 et l'eau. Cependant, la température de sortie du fluide frigorigène diminue davantage sous l'effet de l'augmentation de cette pression suite au glissement de température important dans le refroidisseur.

Ce qui entraîne une réduction du pincement à la sortie de l'échangeur de chaleur.

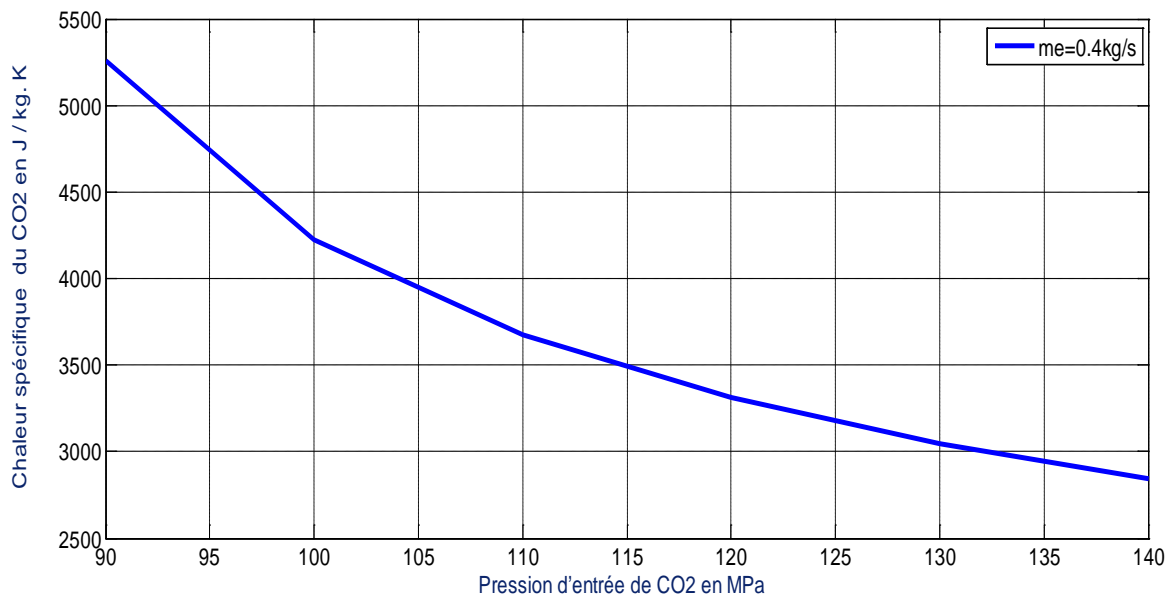


Fig (III.10): Evolution de la capacité calorifique du CO_2 en fonction de sa pression d'entrée pour une température d'entrée $T_{\text{ee}}=285\text{k}$ et pour un débit d'eau $\dot{m}_e=0.4\text{kg/s}$ associé à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2}=45\text{g/s}$

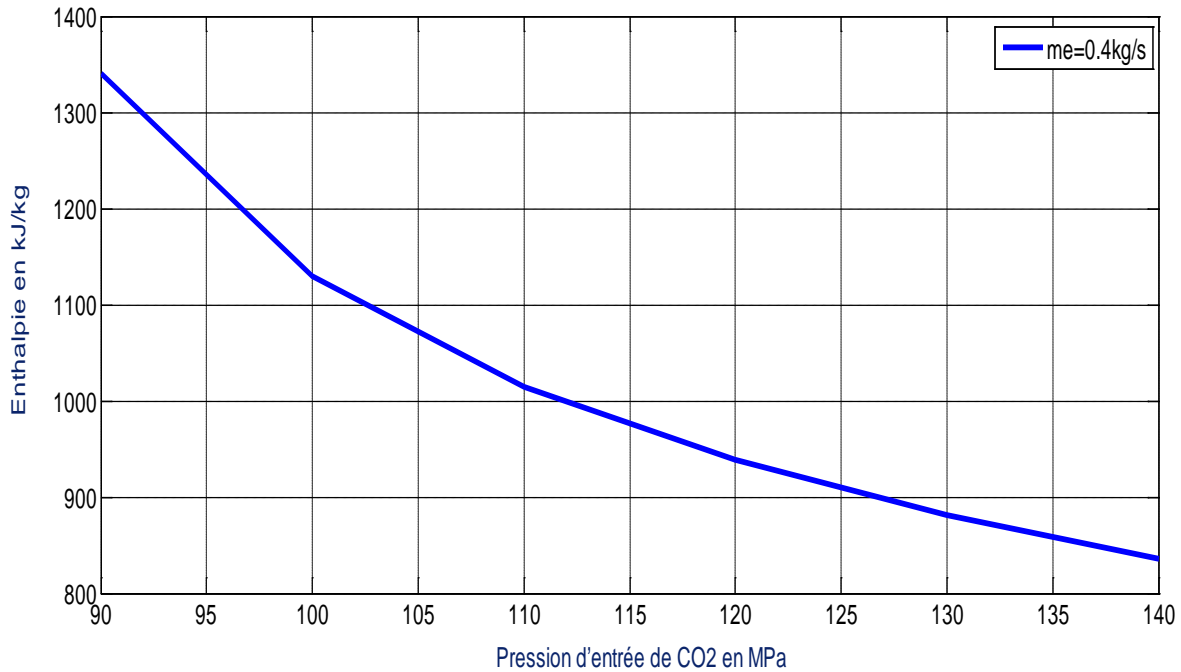


Fig (III.11): Evolution de l'enthalpie du CO_2 en fonction de sa pression pour une température d'entrée d'eau $T_{\text{ee}}=285\text{k}$ et pour un débit d'eau $\dot{m}_e=0.4\text{kg/s}$ associé à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2}=45\text{g/s}$

5.2. 2^{ème} cas avec la corrélation de Petukhov, Kirillov et Popov :

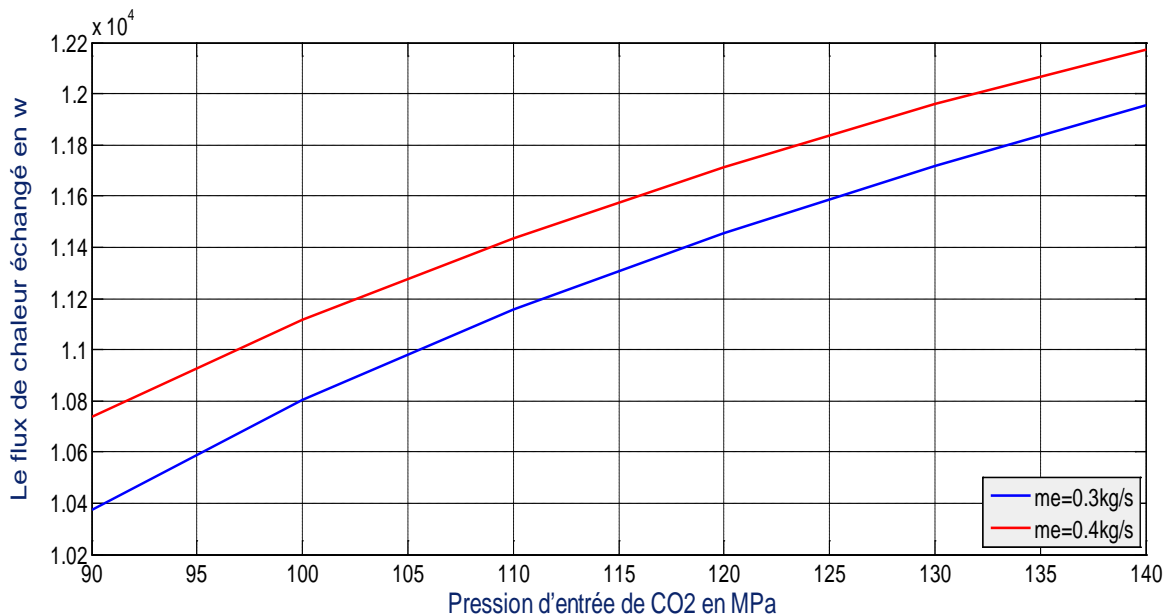


Fig (III.12): Evolution du flux de chaleur échangé en fonction de la pression d'entrée du CO_2 pour une température d'entrée d'eau $T_{\text{ee}}=285\text{k}$ et pour différents débit d'eau associés à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2}=45\text{g/s}$.

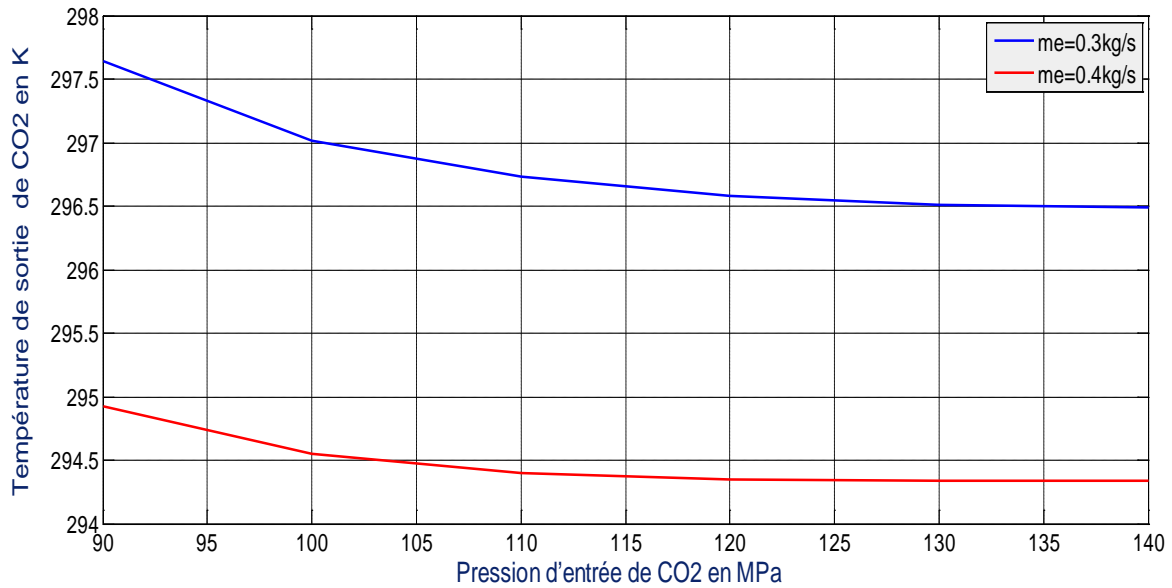


Fig (III.13): Evolution de la température de sortie du CO_2 en fonction de la pression d'entrée du CO_2 pour une température d'entrée $T_{ee}=285\text{K}$ et pour différents débits d'eau associés à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2}=45\text{g/s}$

Les flux de chaleurs échangés entre les deux fluides sont alors considérablement affectés par le choix de la corrélation pour l'évaluation de ce coefficient d'échange convectif (figure III.12)

Illustre l'évolution de ce flux avec l'élévation de la pression dans le refroidisseur comme déjà montré précédemment l'augmentation de cette pression favorise le transfert de chaleur entre les deux fluides.

5.3. Comparaison entre les deux cas :

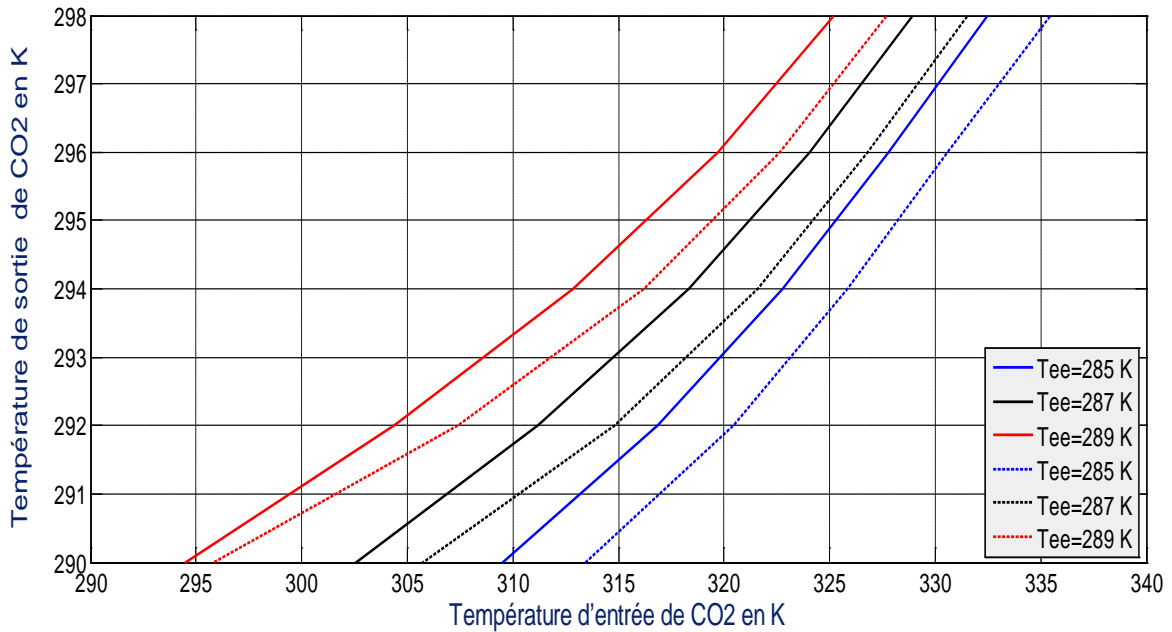


Fig (III.14) : Evolution de la température de sortie du CO₂ en fonction de sa température d'entrée pour différentes températures d'entrée d'eau et un débit $\dot{m}_e = 0.1\text{kg/s}$ associé à un débit de CO₂ $\dot{m}_{CO_2}=45\text{g/s}$. (Méthode I : lignes en pointillés, Méthode II : lignes continues)

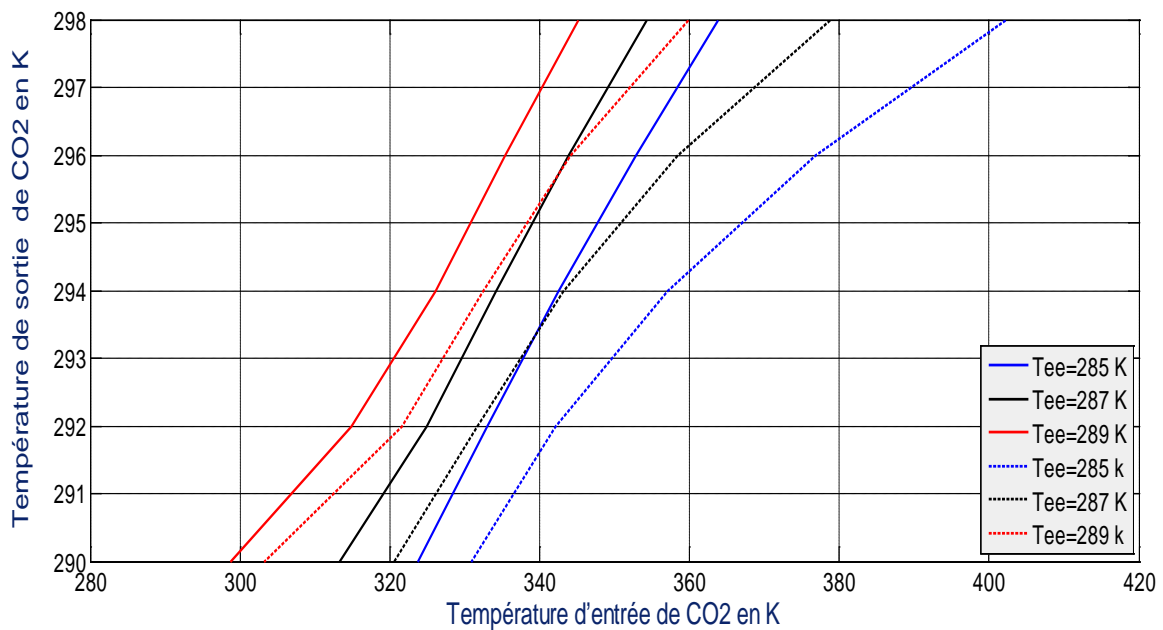


Fig (III.15) : Evolution de la température de sortie du CO₂ en fonction de sa température d'entrée pour des différentes températures d'entrée d'eau et un débit $\dot{m}_e=0.2\text{kg/s}$ associé à un débit de CO₂ $\dot{m}_{CO_2}=45\text{g/s}$. (Méthode I : lignes en pointillés, Méthode II : lignes continues)

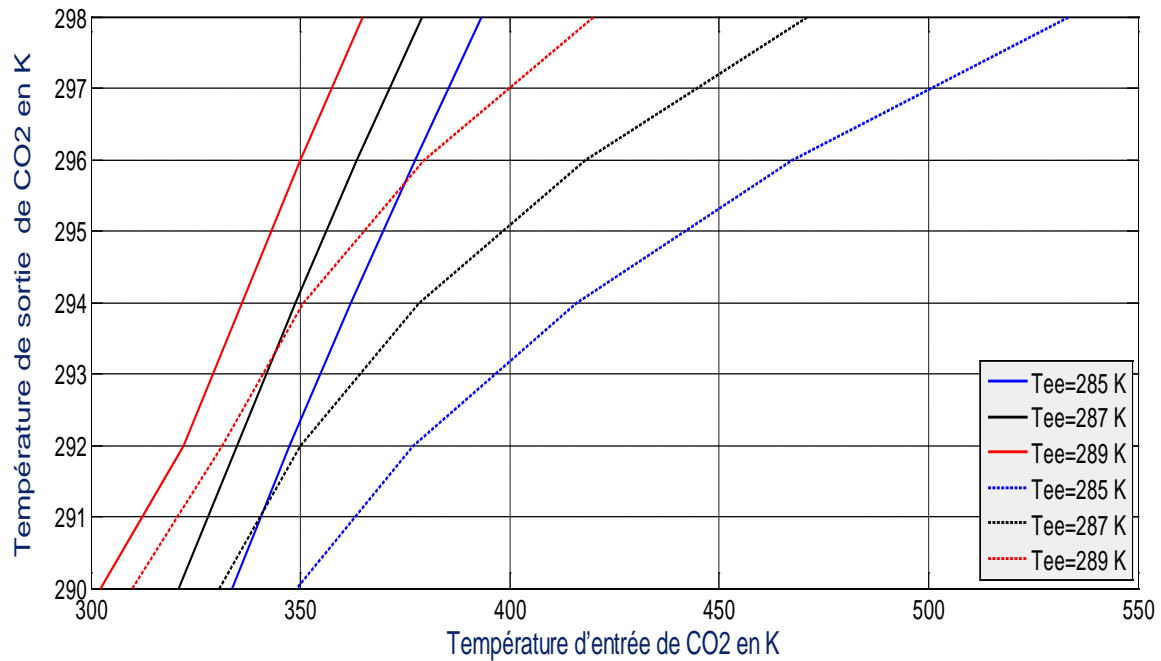


Fig (III.16) : Evolution de la température de sortie du CO_2 en fonction de la température d'entrée de CO_2 pour des différentes températures d'entrée d'eau et un débit $\dot{m}_e = 0.3 \text{ kg/s}$ associé à un débit de CO_2 $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 45 \text{ g/s}$. (Méthode I : lignes en pointillés, Méthode II : lignes continues)

En utilisant la relation de Dittus-Boelter qui surévalue le coefficient d'échange convectif entre le CO_2 et la paroi interne des tubes, les températures de sorties du gaz sont plus importants que celles déterminées en faisant appel à la corrélation de (Petukhov, Kirillov et Popov) (figure III .14 à III.16).

Conclusion générale

CONCLISION GENERALE

Suite aux restrictions sur l'utilisation des fluides de synthèse, le CO_2 apparait aujourd'hui comme une alternative prometteuse tant dans les applications de climatisation que dans celles de chauffage et de production d'eau chaude. En effet, les résultats obtenus mettent en évidence un glissement de température appréciable à travers l'échangeur de chaleur dû à la chute de l'enthalpie du fluide elle-même engendrée par la diminution de la capacité calorifique de ce fluide moteur. Ceci conduit à un pincement de température du CO_2 lors du refroidissement apparait très avantageux pour des applications de type chauffage d'eau ou d'air.

Considérant les valeurs de la pression importantes dans les échangeurs de chaleur au CO_2 , l'influence des pertes de charge sur la performance peut être négligée. Ce qui a conduit à la non prise en considération de ces dernières.

Remarquons que l'évolution de la puissance thermique évacuée par le CO_2 ne fait toutefois pas apparaitre sur l'intervalle des pressions considéré, une valeur maximale pour une pression de refoulement donnée, dès lors que ce flux thermique est le produit du débit massique et de la chaleur massique et que ces paramètres suivent des évolutions opposées avec l'augmentation de la pression (le débit massique diminue et la chaleur massique augmente). Ainsi, dans ces conditions considérées, les variations de la chaleur massique en fonction de la haute pression sont plus importantes que celles du débit massique.

Les résultats obtenus en utilisant la corrélation de Petukhov, Kirilov et Popov obtenus à partir d'une études thermique se situent au-dessus de ceux évalués à partir de celle de Colburn, établie à partir des résultats expérimentaux. Ces résultats sont en accord avec ceux par H.Gaber [12] qui a procédé à la comparaison des nombres de Nusselt calculés respectivement à partir de ces mêmes corrélations.

*Références
bibliographiques*

- [1] A.lallement, M. Lallemand
Cours de thermodynamique
INSA de Lyon, Génie Mécanique, 1984.
- [2] G.F. Saccadura
Initiation aux transferts thermiques.
Techniques et documentations ,4^{ème} tirage ,1993
- [3] P.Dal Zotto, J-M. Larre, A. Merlet, L. Picau
Mémotech génie énergétique.
- [4] Imed Guitari
Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂
Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 2005
- [5] J. BERNIER
LA POMPE A CHALEUR : Déterminer-Installer – Entretien,
PYC livre, Paris 2004
- [6] Michele Mondot, Ahmed bensafi, Christophe Marvillet
L'après R22: Guide des frigorigènes pour la climatisation
PYC livre
- [7] Site internet consulte
<http://www.developpementdurable.gouv.fr>
4ème rapport du GIEC (groupe intergouvernemental sur l'évolution du climat)
- [8] Jean Desmons
Aide-mémoire Froid industriel.
Dunod, Paris, 2006.
- [9] Paul Byrne, Jacques Miriel, Yves L'énat
Email: paul.byrne@univer-rennes1.fr
Etude comparative CO2_R134a

[10] Fadil AYAD

Modélisation et caractérisation expérimentale d'un évaporateur a mini-canaux de climatisation automobile fonctionnant au CO₂ ; Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, Nancy1, 2007

[11] SEMPORE Jean Francis-Group des Ecoles EIER ETSHER (GEE)

Site internet : www.eieretsher.org

[12] Hans Graber

Transfert de chaleur dans des tubes lisses, entre des plaques planes parallèles, le long d'une plaque plane, dans des espaces annulaires et le long de faisceaux tubulaires pour une répartition exponentielle du flux de chaleur en écoulement forcé, laminaire ou turbulent.

Thèse de Docteur Es Sciences, La Faculté des Sciences de Paris, 1968

[13] PACHICO VAZQUEZ GERMAN.

Projet de fin d'étude N°25: Conception et caractérisation d'une installation frigorifique en cycle mono-étagé fonctionnant au CO₂. Institut national des sciences appliquées. Département génie énergétique environnement Lyon, France, juin 2004

[14] Maxime DUMINIL, Jean-Pierre DOMBLIDES

Théorie des machines frigorifiques

Technique de l'ingénieur.