

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 Génie mécanique

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme
de master académique en génie mécanique

Option : Energétique

Intitulé du sujet :

**Simulation numérique d'une
machine frigorifique fonctionnant
au CO₂ en mode subcritique et en
régime permanent**

Proposé et dirigé par :

M. Rezki NEBBALI

Réalisé par :

M. Lyes IDIR

2014/2015

Remerciements

Louange à ALLAH qui m'a comblé de faveurs, et apporté son aide afin de réaliser le travail exposé tout le long de ce mémoire.

Merci à mes chers parents pour tout.

Je tiens à remercier vivement mon promoteur monsieur Rezki NEBBALI, enseignant à l'université de Tizi-Ozou UMMTO, je lui exprime aussi toute ma reconnaissance pour sa compréhension, aide et conseils, ainsi son dynamisme et sa collaboration tout au long de ce mémoire. Que cet espace le prenne à témoin tout en lui révélant l'expression de ma profonde gratitude.

Mes vifs remerciements vont aussi aux enseignants du département génie mécanique qui nous ont formé, ainsi aux membres de jury qui ont accepté aimablement d'examiner et de juger mon travail, je leur fais honneur et respect.

Je tiens également à remercier, ma famille, mes amis et tous ce qui ont participé de loin ou de près pour la réalisation de ce travail.



DEDICACES

Je dédie ce travail à ... ✍

Je dédie ce modeste travail comme fruit de toutes mes études :

-A ma très chère mère et mon très cher père, qui ont passé des nuits longues pour mon bonheur et qui se sont fatigués pour mon repos, qui m'ont encouragé à aller au bout de mes objectifs et qui m'ont accompagnés durant toutes mes années d'études, et dans les moments difficiles, qui ont prié pour mon succès et mon bonheur. Jamais je ne pourrai vous remercies suffisamment pour tout ce que vous avez fait pour moi.....Que ALLAH LE TOUT PUISSANT vous préserve, vous donne la santé, le bonheur et une longue vie.

-A mes frères et Sœur,

-A mes confrères et consœurs,

-A tous mes amis, avec lesquels j'ai passé d'agréables moments tout au long de mon cursus.

Lyes IDIR

Sommaire

Introduction Générale	1
Chapitre I : Généralités sur les machines frigorifiques	
1. Introduction	2
2. Définition	2
3. Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique	3
4. Performance d'une machine frigorifique	4
5. Fluides frigorigènes	5
5.1. Critères de choix d'un fluide frigorigène.....	5
5.1.1. Critères thermodynamiques	6
5.1.2. Critère de sécurité et d'environnement.....	7
5.1.3. Critère physico-chimique.....	7
5.1.4. Critère économique.....	7
5.2. Classification	8
5.2.1. Composés inorganique.....	8
5.2.2. Composés organiques.....	8
5.2.2.1. Corps purs.....	8
5.2.2.2. Les mélanges.....	9
5.2.2.3. Hydrocarbures.....	10
5.3. Désignation des fluides frigorigènes.....	10
5.4. Impacts environnementaux	11
5.4.1. La couche d'ozone.....	11
5.4.1.1. Définitions	11
5.4.1.2. Potentiel de destruction de la couche d'ozone d'un fluide frigorigène (ODP)	12
5.4.1.3. Conséquences.....	13
5.4.2. L'effet de serre.....	13
5.4.2.1. Définition.....	13
5.4.2.2. Pouvoir de réchauffement du globe d'un fluide frigorigène (GWP).....	14
5.4.2.3. Conséquences	14

5.5. Protection de l'environnement.....	15
5.6. Caractéristiques et évolution des fluides frigorigènes.....	15
6. Le CO_2 comme fluide frigorigène	17
6.1. Définition.....	17
6.2. Le cycle transcritique du CO_2	18
6.3. Les avantages et les inconvénients du dioxyde de carbone.....	18
7. Conclusion.....	19

Chapitre II : Méthodes et organigrammes de calculs

1. Introduction	20
1.1. Définition.....	20
2. Variables d'entrées du modèle de la machine frigorifique.....	20
3. Etapes et méthodes de calcul.....	22
3.1. Pour le compresseur.....	22
3.2. Pour le condenseur.....	23
3.3. Pour l'échangeur intermédiaire.....	23
3.4. Pour le détendeur.....	23
3.5. Pour l'évaporateur	23
4. Sous programmes des modèles élémentaires.....	25
4.1. Modèle du compresseur.....	25
4.1.1. Etapes et méthodes de calcul.....	25
4.2. Modèle du condenseur.....	28
4.3. Modèle de l'échangeur intermédiaire.....	35
4.3.1. A la haute pression.....	35
4.3.2. A la basse pression.....	35
4.4. Modèle de l'évaporateur.....	38
5. Conclusion.....	43

Chapitre III : Résultats et discussion

1. Introduction.....	44
2. Influence du débit et de la température d'eau \dot{m}_{ee}	44
3. Influence de la température d'air.....	48
4. Conclusion	53
Conclusion générale	54
Références bibliographiques	55

Liste des figures

Chapitre I : Généralités sur les machines frigorifiques

Figure I.1: Schéma descriptif d'une machine frigorifique et cycle frigorifique.....	2
Figure I.2: Le cycle frigorifique dans le diagramme (log p, h)	4
Figure I.3: Couche d'ozone.....	11
Figure I.4: Phénomène de l'effet de serre.....	13
Figure I.5: Cycle transcritique du CO_2 sur le diagramme de Mollier	18

Chapitre II : Méthodes et organigrammes de calculs

Figure II.1 Schéma descriptif d'une machine frigorifique.....	20
Figure II.2 : Variables d'entrée et de sortie du modèle global.....	21
Figure II.3 Organigramme de fonctionnement de la machine frigorifique.....	24
Figure II.4 Organigramme du compresseur	27
Figure II.5: Le modèle du condenseur	28
Figure II.6: Zones de transfert thermique dans le condenseur.....	28
Figure II.7 Organigramme du condenseur	34
Figure II.8 Organigramme de l'échangeur intermédiaire	37
Figure II.9 Modèle de l'évaporateur (tube et ailette)	38
Figure II.10 Organigramme de l'évaporateur	43

Chapitre III : Résultats et discussion

Figure III.1: Evolution de l'écart de température de l'air en fonction de débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5^\circ C$ et $T_{ee} = 15^\circ C$	44
Figure III.2: Evolution de la température de condensation (T_{cond}) en fonction du débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5^\circ C$ et $T_{ee} = 15^\circ C$	44

Figure III.3: Evolution de la température d'évaporation (T_{ev}) en fonction du débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{ee} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$	45
Figure III.4: Evolution du débit de (\dot{m}_{CO_2}) en fonction du débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{ee} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$	45
Figure III.5: Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction du débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{ee} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$	46
Figure III.6: Evolution de la température d'évaporation (T_{ev}) en fonction de la température d'entrée d'eau pour les débits de $\dot{m}_{ee} = 0.1\text{ Kg/s}$ et $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	46
Figure III.7: Evolution du débit de CO_2 (\dot{m}_{CO_2}) en fonction de la température d'entrée d'eau pour les débits de $\dot{m}_{ee} = 0.1\text{ Kg/s}$ et $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	47
Figure III.8: Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la température d'entrée d'eau pour les débits de $\dot{m}_{ee} = 0.1\text{ Kg/s}$ et $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	47
Figure III.9: cycle décrit par le CO_2 dans la machine frigorifique pour $T_{ea} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{ee} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$	48
Figure III.10: Variation de la différence de température de l'air aux bornes de l'évaporateur en fonction de la température d'entrée d'air (T_{cond}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$..	48
Figure III.11: Variation de la température de condensation (T_{cond}) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	49
Figure III.12: Variation de la température d'évaporation (T_{ev}) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	49
Figure III.13: Variation de la puissance frigorifique (Q_{ev}) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	50
Figure III.14: Variation du débit de CO_2 en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	50
Figure III.15: Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	51
Figure III.16: Variation de la température de CO_2 à la sortie du condenseur en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	51
Figure III.17: Variation du titre à l'entrée d'évaporateur (x_4) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	52
Figure III.18 : Variation de la pression d'évaporation (p_{ev}) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$	52

Liste des tableaux

Tableau (I.1): Exemple de désignation des cors purs R1-R22-R134a	9
Tableau (I.2): Valeurs du PAO de quelques fluides frigorigènes	12
Tableau (I.3): Valeurs de GWP100 de quelques fluides frigorigènes	14
Tableau (I.4): Caractéristiques de quelques réfrigérants	16
Tableau (I.5): Caractéristiques physique du CO_2	17
Tableau (II.1) : caractéristiques géométriques et thermiques de l'évaporateur	38

Notations Principales

Notations principales

<u>Symbole</u>	<u>Désignation</u>	<u>Unité</u>
C_p	Chaleur massique à pression constante	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
C	Débit capacitif	$[J \cdot K^{-1} \cdot s^{-1}]$
D, d	Diamètre.	[m]
E	Efficacité.	[-]
G	Vitesse massique.	$[kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$
H	Enthalpie massique.	$[J \cdot kg^{-1}]$
L	Longueur.	[m]
L_f	Chaleur latente.	$[J \cdot kg^{-1}]$
\dot{m}	Débit massique.	$[kg \cdot s^{-1}]$
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 Reynolds.	[-]
R_{th}	Résistance thermique par conduction à travers l'épaisseur d'un tube.	$[K \cdot W^{-1}]$
S	Surface de passage.	[m ²]
T	Température.	[K]
x	Titre en vapeur.	[-]
z	Nombre des tubes.	[-]
α	Coefficient de transfert thermique par convection.	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
λ	Conductivité thermique.	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
μ	Viscosité dynamique.	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$

Notations Principales

ρ	Masse volumique.	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
ν	Viscosité cinématique	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
GWP	Globale warming potentielle	[-]
ODP	Ozone déplétion potential.	[-]
k	Coefficient polytropique	[-]
η_v	Rendement volumétrique .	[-]
δ	Taux de compression	[-]

<u>Indices</u>	<u>Signification</u>
<i>amb</i>	ambiance
<i>C</i>	Relatif à la zone de condensation, chaud.
<i>D</i>	Relatif à la zone désurchauffe.
<i>e</i>	Relatif à l'entrée, eau, extérieur.
<i>f</i>	Relatif au fluide frigorigène, froid.
<i>s</i>	Relatif à la sortie, zone de sous-refroidissement.
<i>i</i>	Relatif à intérieur.
<i>l</i>	Relatif à la phase liquide.
<i>v</i>	Relatif à la phase vapeur.
<i>min</i>	Relatif au minimal.
<i>max</i>	Relatif au maximal.
<i>tub</i>	Relatif à tube.
<i>is</i>	Relatif à isentropique.
<i>det</i>	Relatif au détenteur.
<i>P</i>	Relatif à la paroi.

Notations Principales

<i>cal</i>	Relatif à la calandre.
<i>CO₂</i>	Relatif au fluide frigorigène.
<i>1</i>	Relatif entrée de compresseur.
<i>2</i>	Relatif au refoulement du compresseur.

Introduction
générale

Introduction générale

La recherche de nouvelles substances chimiques et de nouveaux fluides frigorigènes pour remplacer les fluides chlorés, principaux responsables de la destruction de la couche d'ozone, va conduire à une révolution au sein des industries du froid.

Depuis la découverte des fluides frigorigènes, dits naturels, et l'utilisation de CO_2 par TWINING. A en 1950, une intense activité de recherche s'est développée autour de ses propriétés thermodynamiques remarquables. Il constitue ainsi un élément moteur dans les installations frigorifiques.

En raison de ses excellentes propriétés environnementales, effet de serre négligeable ($GWP=1$) et inactif sur la couche d'ozone (ODP nul), surtout quand il est utilisé dans des circuits fermés, le CO_2 , non inflammable et non toxique, apparaît comme meilleure alternative proposée par le professeur LORENTZEN pour remplacer les chlorofluorocarbures contenu dans les circuits frigorifiques actuels.

Cependant, l'un des inconvénients majeurs présenté par ce fluide réside dans sa faible température critique ($T_c = 31.1\text{ }^\circ\text{C}$) qui conduit à des cycles dits transcritiques qui nécessite une forte pression de refoulement ($P_r = 73.8\text{ bar}$).

Le présent travail porte sur des simulations numériques d'une machine frigorifique air/eau fonctionnant au CO_2 en mode subcritique et en régime permanent. Le premier chapitre est un aperçu sur les machines frigorifiques et les fluides frigorigènes. Les différents éléments d'une machine frigorifique ayant déjà fait l'objet de travaux antérieurs [1,2], on propose un modèle qui couple l'ensemble de ces composants et qui permet de simuler le fonctionnement de cette machine en régime permanent. Les développements entrepris ont fait l'objet du deuxième chapitre. L'étude de l'influence de différents paramètres a fait l'objet du troisième chapitre. Nous terminerons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités sur les machines frigorifiques

1. Introduction

Fournir du froid à un corps ou à un milieu, c'est lui extraire de la chaleur, ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi, bien souvent, par des changements d'états : condensation, solidification, etc. Pour cela, des machines thermodynamiques comme, les climatiseurs, sont utilisées. Ces machines peuvent aussi être utilisées comme systèmes de chauffage. Il s'agit alors de ce que l'on dénomme communément une pompe à chaleur dont les principes de fonctionnement, et souvent la technologie, sont semblables à ceux des machines frigorifiques [3].

2. Définition

Les machines frigorifiques sont des systèmes thermodynamiques qui permettent d'extraire de la chaleur, aux milieux à refroidir, moyennant un apport énergétique. Elles sont constituées de quatre composants essentiels à savoir, un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur.

Pour assurer un bon fonctionnement de ces machines, d'autres organes sont ajoutés, on cite à titre d'exemple [4,5]:

Bouteille de liquide : C'est une bouteille accumulatrice, placée à la sortie du condenseur, pour alimenter le détendeur en liquide frigorigène et l'accumulé lors des variations de charge ou pendant l'arrêt de l'installation.

Echangeur intermédiaire : C'est un échangeur à tubes coaxiaux, il assure simultanément la surchauffe de CO_2 vapeur en amont du compresseur par la chaleur cédée du CO_2 sortant du condenseur, et par conséquent le sous refroidissement du CO_2 liquide en amont du détendeur.

Bouteille anti-coups de liquide : Le principe de fonctionnement est basé sur la séparation des phases liquide et vapeur, pour protéger le compresseur contre les coups de liquide à l'aspiration, elle permet aussi d'absorber les variations de la charge entre la basse et la haute pression et, la vaporisation du liquide piégé qui sert à compenser les micro-fuites qui peuvent exister dans le circuit.

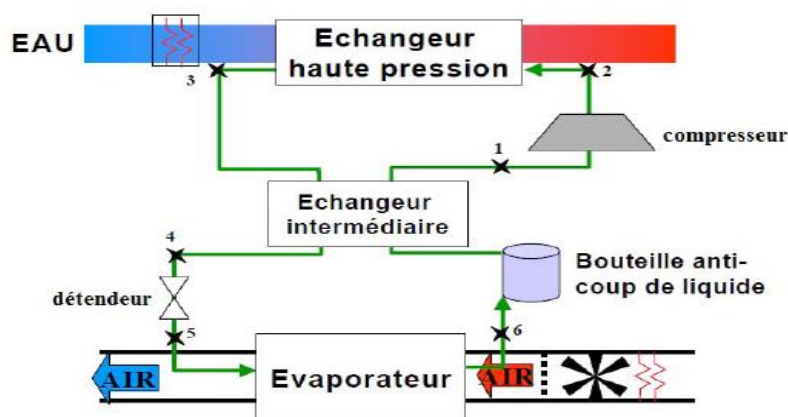


Figure I.1 : Schéma descriptif d'une machine frigorifique [2]

3. Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique

Le fluide frigorigène parcourant le circuit fermé effectue un cycle en quatre étapes. Lors de celles-ci, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide – vapeur), de pression et de température. Ses étapes sont décrites comme suit [6] :

1^{ère} étape : En parcourant l'évaporateur, le fluide frigorigène, à l'état liquide et à basse température, capte l'énergie thermique de la source froide (l'air, l'eau ou le sol). De ce fait, la température du fluide frigorigène augmente et il s'évapore. Ainsi, le fluide frigorigène sort de l'évaporateur à l'état vapeur, à basse pression et à basse température.

2^{ème} étape : Venant de l'évaporateur, le fluide frigorigène est comprimé dans le compresseur. La hausse de pression entraîne une hausse de température du fluide frigorigène.

3^{ème} étape : En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène à l'état vapeur et à haute température cède son énergie thermique à la source chaude (chauffage du bâtiment ou de l'eau sanitaire). De ce fait, la température du fluide frigorigène diminue et il se condense. Le fluide frigorigène sort donc du condenseur à l'état liquide.

4^{ème} étape : Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, qui permet de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit, sa pression diminue. Cette chute de pression est accompagnée d'une baisse importante de sa température. Le fluide frigorigène est à nouveau à l'état liquide et à basse température, et le cycle peut recommencer (étape 1). Le détendeur.

En général, le cycle frigorifique réel se compose des changements d'état suivants:

1 – 2 : compression polytropique sur la pression de condensation (pour comparaison : 1 – 2' compression isentropique).

2 – 2'' : refroidissement isobarique, le refroidissement de la vapeur surchauffée.

2'' – 3' : condensation isobarique.

3' – 3 : refroidissement isobarique, sur-refroidissement du liquide.

3 – 4 : expansion isenthalpique sur la pression de l'évaporation.

4 – 1' : évaporation isobarique.

1' – 1 : réchauffement isobarique, surchauffe de la vapeur.

Le cycle thermodynamique simplifié est montré à la Figure 2

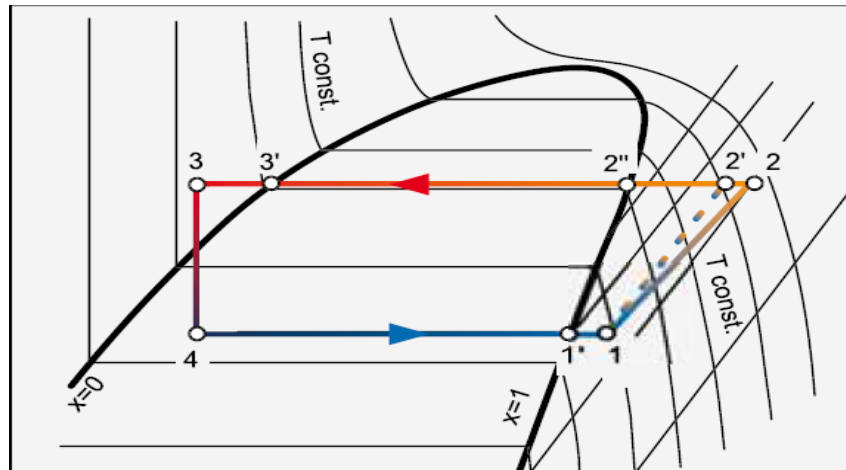


Figure I.2 Le cycle frigorifique dans le diagramme (log p, h)

4. Performance d'une machine frigorifique

La performance d'un système est définie par le rapport de la puissance utile produite par la machine sous forme de chaleur prise ou rejetée par le réfrigérant sur la puissance absorbée par la compression sous forme de travail mécanique ou énergie électrique.

Dans le cas des machines frigorifiques, la performance est évaluée par le COP «coefficient de performance», ce coefficient est défini comme étant le rapport entre la quantité de chaleur Q_f absorbée par l'évaporateur sur l'énergie électrique absorbée par le compresseur.

$$COP = \frac{\text{chaleur prélevé à la source froide}}{\text{travail fourni}} = \frac{Q_f}{W} \quad (\text{I-1})$$

• Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire pour une machine frigorifique fonctionnant selon un cycle réversible et dont les températures des deux sources sont constantes :

$$\Delta U = Q_f - Q_c + w = 0 \quad (\text{I-2})$$

D'où:

$$W = Q_c - Q_f \quad (\text{I-3})$$

Ce qui conduit à :

$$COP = \frac{Q_f}{Q_c - Q_f} \quad (\text{I-4})$$

• Le second principe de la thermodynamique permet d'écrire pour ce même système :

$$-\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} = 0 \quad (\text{I-5})$$

Avec :

T_c : La température de la source chaude.

T_f : La température de la source froide.

A partir des relations (I-4) et (I-5) l'expression de COP devient :

$$COP = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (I-6)$$

En raison des écarts de température nécessaires aux transferts de chaleur dans les échangeurs, des pertes de charges dans tous le circuit, de la compression qui n'est pas isentropique ainsi que la détente isenthalpique, le coefficient de performance réel reste inférieur à la valeur théorique.

5. Fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène est une substance, ou un mélange de substances, qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique et qui, grâce au phénomène endothermique, consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état vapeur dans l'évaporateur, permet de produire du froid retrait de chaleur. Celle-ci étant évacuée hors la machine par un phénomène exothermique consistant en un changement d'état inverse du précédent, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide dans le condenseur [7].

5.1. Critères de choix d'un fluide frigorigène :

Parmi le grand nombre de fluide frigorigène existant aujourd'hui, il est évident de concevoir qu'un 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.

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

Le critère thermodynamique (obtention de rendement optimal, température d'évaporation et de condensation comprises entre le point triple et le point triple.)

Le critère de sécurité (toxicité, inflammabilité) et d'environnement.

Le critère physico-chimique (action sur le milieu à refroidir, les matériaux constitutifs de la machine et les huiles de graissage).

Les critères économiques.

D'une manière générale les fluides frigorigènes utilisés doivent satisfaire aux critères suivants :

5.1.1. Critères 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 préjudiciables à la fiabilité des circuits frigorifiques [8].

➤ **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 dans l'installation et de l'obtention d'un coefficient d'un transfert thermique élevé [9].

➤ **Température critique**

La température critique doit être largement supérieure à celle de condensation. A mesure qu'elle s'approche du point critique, la chaleur latente diminue [10].

➤ **Taux de compression**

Le taux de compression, rapport entre les pressions de refoulement et d'aspiration doit être aussi réduit 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 leur prix.

➤ **Efficacité frigorifique**

Il est avantageux d'avoir une efficacité frigorifique aussi élevée que possible, ce qui permet de maximiser le rendement énergétique. Ce dernier ne dépend que du fluide et des températures des sources.

➤ **Capacité thermique volumique élevée**

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

5.1.2. Critère de sécurité et d'environnement

Le critère de sécurité englobe la sécurité du personnel ou de l'utilisateur. Ce critère est choisi en fonction du danger posé par les caractéristiques physico-chimiques du fluide frigorigène. Cela concerne :

L'inflammabilité, l'explosibilité, la toxicité, la neutralité et la compatibilité vis-à-vis de tout ce qui entre en contact avec le frigorigène et la pollution de l'environnement.

En cas de fausse manœuvre ou d'incident fonctionnel tel qu'une fuite accidentelle, le fluide frigorigène devrait être : ininflammable, non explosif en mélange avec l'air ambiant, quel que soit sa concentration, neutre et compatible vis-à-vis de l'environnement, en particulier la machine frigorifique.

5-1-3. Critère physico-chimique

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 (refoulement du compresseur), compatibilité avec différents matériaux (métaux, plastique...etc.).
- La compatibilité avec l'huile de lubrification au niveau de la miscibilité et 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 peuvent exister sous forme de glace (solide) à basse température dans le circuit basse pression. Ces hydrates peuvent boucher la section de passage d'un organe de détente et provoquer ainsi des pannes et des dysfonctionnements.
- La facilité de détection et la susceptibilité à la fuite du frigorigène : au 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 fuites accidentelles.

5.1.4. Critère économique

Avant tout, c'est le critère économique qui pèse plus lourd sur l'ensemble des critères de choix d'un frigorigène.

Suivant le critère économique, les aspects considérés sont :

- Le coût, bien entendu un prix de revient faible et compétitif.
- La disponibilité et l'approvisionnement facile.
- Le transport aisé et un système de stockage simple.

5.2. Classification

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet désignation précise de chaque fluide. Cette classification est effectuée sur la base de critère différent suivant la famille ou la sous famille de fluides considérés [11].

Les fluides frigorigènes sont divisés en deux grandes familles que sont :

- ✚ Les composés inorganiques
- ✚ Les composés organiques

5.2.1. Composés inorganique

Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700, comme par exemple :

- L'ammoniac (NH_3) :R717
- L'eau (H_2O) : R718
- L'anhydride de carbone (CO_2) :R744

Où :

- R est le sigle du terme réfrigérant
- Le 7 des centaines désigne la série 700
- Les deux derniers chiffres désignent la masse molaire (M) du corps considéré, ce qui donne ainsi pour le dioxyde de carbone ($M_{CO_2} = 44 \text{ g/mol}$) R744

5.2.2. Composés organiques

Les composés organiques sont des dérivés halogénés du méthane (CH_4) et de l'éthane (C_2H_6). Ils se divisent en trois sous familles : les corps purs, les mélanges de corps purs et les hydrocarbures.

5.2.2.1. Corps purs

Les corps purs se regroupent en trois sous-groupes suivant leur composition chimiques : Les CFC (chlorofluorocarbone) dont les molécules des CFC sont complètement halogénées comme par exemple le R12, les HCFC (hydrochlorofluorocarbone) dans les molécules contiennent du chlore non complètement halogéné : autrement dit certains atomes de chlore ont été remplacés par des atomes d'hydrogène comme par exemple le R22 et les HFC (hydrofluorocarbone) dont les molécules ne contiennent aucun atome de chlore, le R134a par exemple.

Ces corps sont désignés par la lettre R suivie de trois chiffres, principe **Redu**, dans laquelle le chiffre des centaines « c » représente le nombre d'atomes de carbone moins 1, le chiffre des dizaines « d » représente le nombre d'atomes d'hydrogène plus 1 et le chiffre des unités « u » représente le nombre d'atomes de fluor.

La valence de carbone étant de 4, la molécule sera complétée par des atomes de chlore si nécessaire.

Les lettres minuscules en fin de numérotation désignent l'asymétrie plus (b) ou moins (a) de la molécule.

Le tableau (I.1) est une illustration de la désignation des corps purs.

Désignation	Chiffre des unités	Chiffre des dizaines	Chiffre des centaines	Nombre d'atomes de chlore	Formule chimique
R12	2 2 fluors	1 0 hydrogène	0 1 carbone	2 Chlores	CCl ₂ F ₂
R22	2 2 fluors	2 1 hydrogène	0 1 carbone	1 Chlore	CHClF ₂
R134a	4 4 fluors	3 2 hydrogènes	1 2 carbones	0 Chlore	CH ₂ FCF ₃

Tableau (I.1) : Exemple de désignation des corps purs R12-R22-R134a.

A partir de la formule chimique des fluides frigorigènes ci-dessus, les dénominations de ces fluides sont les suivantes :

- Le dichlorodifluorométhane (CCl₂F₂) pour le R12.
- Le monochlorodifluorométhane (CHClF₂) pour le R22.
- Le tétrafluoroéthane (CH₂FCF₃) pour le R134a.

La caractéristique des corps purs est qu'ils condensent et s'évaporent à température et pression constante.

5.2.2.2. Mélanges

Les mélanges de corps purs se regroupent en deux groupes : les mélangés azéotropiques et les mélangés zéotropiques.

a) Mélanges azéotropiques

Les mélanges azéotropiques sont les fluides frigorigènes de la série 500. Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition sur le marché du fluide considéré. Ces mélanges se comportent comme des corps purs.

Exemple :

R502 (mélange de 48.8% de R22 et de 51.2% de R115)

b) Mélanges zéotropiques

Les mélangés zéotropiques sont les fluides frigorigènes de la série 400. Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition du fluide considéré.

Dans le cas de mélange de corps purs indiqués mais dans des propositions différentes (isotropes), on associe une lettre majuscule (A, B, C) en fin de la numérotation dans l'ordre chronologique d'apparition.

Ces mélanges se vaporisent et se condensent, non pas à une température constante, mais sur une plage de températures (glissements dans les zones de changement d'état).

Exemples : R407A, R407B, R407C

R407A (mélange de 20% de R32, de 40% de R125 et de 40% de R134a)

R407B (mélange de 10% de R32, de 25% de R125 et de 65% de R134a)

R407C (mélange de 23% de R32, de 25% de R125 et de 52% de R134a)

Remarque

Parmi ces mélanges, certains ont un intervalle de distillation faible ($<3^{\circ}\text{C}$), ils se comportent donc presque comme les mélanges azéotropiques, ils sont appelés pseudo-azéotropiques.

5.2.2.3. Hydrocarbures

Les fluides frigorigènes de type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également des dégazolinages (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel. Ce sont essentiellement le R600 (butane), (isobutane) et le R290 (propane) qui sont utilisés certainement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables.

Remarque

Dans certaine classification, les fluides frigorigènes du type HC (hydrocarbures) sont regroupés avec ceux de la série 700 comme l'ammoniac (R717) ou le dioxyde de carbone (R744) sous la famille des fluides dits « de synthèse ».

5.3. Désignation des fluides frigorigènes

La désignation des fluides frigorigènes est régie par des règles précises permet ainsi, dans la plupart des cas, de déduire la nature et même la formule chimique du fluide. Ils sont désignés par la lettre R suivie de trois chiffres [12], noté R_{xyz} où :

x : Représente le nombre d'atomes de carbone moins 1

y : Représente le nombre d'atomes de d'hydrogène plus 1

z : Représente le nombre d'atomes de fluor

Le nombre d'atomes de chlore peut être obtenu en soustrayant le nombre d'atomes pouvant être connectés à l'atome de carbone :

-4 pour les dérivés du méthane (CH_4)

-6 pour les dérivés du l'éthane(C_2H_4)

Lorsqu'il y a la présence du brome, on fait suivre le numéro du fluide de la lettre B, et s'il y a une symétrie d'importante croissance, il est repéré par l'adjonction des lettres à, puis b, puis c au numéro, c'est le cas par exemple du R134a.

5.4. Impacts environnementaux

Lors qu'ils apparurent vers les années 1930, les fluides frigorigènes de la catégorie des CFC furent considérés comme des substances ne présentant que des avantages. Mais vers les années 1980, des savants commencèrent à se préoccuper de leurs effets sur l'environnement puis à faire part de leur inquiétude à propos de deux points bien précis : **l'augmentation de l'effet de serre et la dégradation possible de la couche d'ozone.**

5.4.1. Couche d'ozone

5.4.1.1. Définitions

L'ozone est une molécule triatomique (O_3), aux propriétés fortement oxydantes formé par la réaction de la recombinaison d'un atome d'oxygène et d'une molécule d'oxygène.

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

La couche atmosphérique la plus éloignée de la terre est la stratosphère située entre 15 et 50 Km d'altitude. Cette stratosphère contient de l'ozone qui forme un bouclier d'une extrême minceur (figure I.3) mais d'une remarquable efficacité, car il parvient à filtrer la quasi-totalité de tous les rayons ultra-violet nuisibles du soleil, réalisant ainsi un écran protecteur efficace à la vie sur terre.

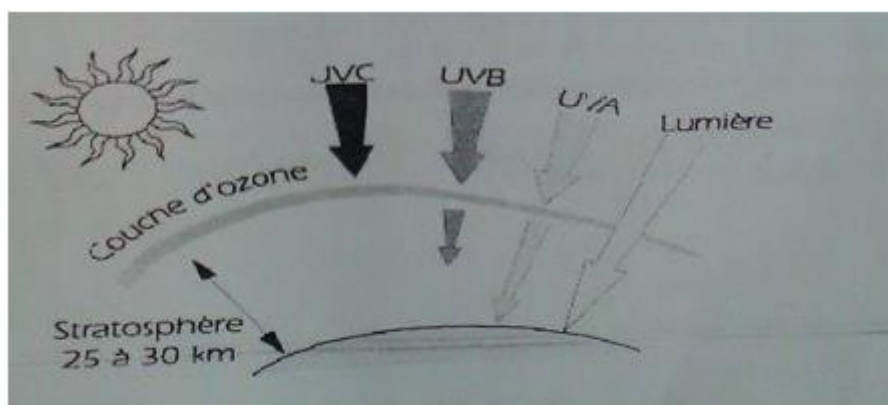


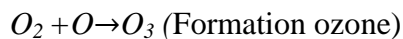
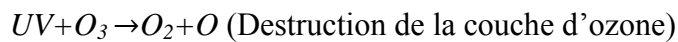
Figure I.3 : Couche d'ozone.

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

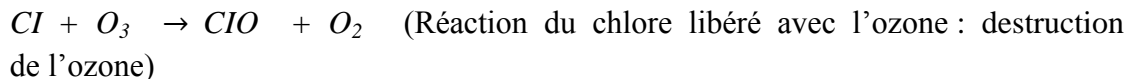


Où *UV* désigne les rayons ultraviolets.

Cependant cet équilibre est rompu par l'effet néfaste de certains frigorigènes qui, rejetés dans l'atmosphère (molécules contenant du chlore) vont détruire les molécules d'ozone et par conséquent endommager la couche d'ozone avec comme conséquence une augmentation des rayons de UVB arrivant sur terre.

En effet, les molécules de certains fluides (principalement les CFC et dans une moindre mesure les HCFC) subissent une dissociation photolytique sous l'action du rayonnement ultraviolet et libèrent les atomes de chlore qui vont réagir avec l'ozone pour former de l'oxyde de chlore *CIO* et de l'oxygène moléculaire O_2 et détruisent de cette manière la couche d'ozone suivant une réaction en chaîne.

Exemples : Cas du CFC R12 (CF_2Cl_2)



5.4.1.2. Potentiel de destruction de la couche d'ozone d'un fluide frigorigène (ODP) :

C'est pour caractériser la capacité de destruction de la couche d'ozone par les fluides frigorigènes qu'a été défini le potentiel d'Action sur la couche d'Ozone (PAO), en anglais connu sous le nom d'Ozone Déplétion potentiel (ODP) dont la valeur est égale à 1 pour le R11, pris comme valeur de référence. Ce fluide (R11) étant considéré comme celui ayant l'effet le plus destructeur sur la couche d'ozone.

Le tableau (I.2) donne le PAO de quelques fluides frigorigènes [8].

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 (I.2) : Valeurs du PAO de quelques fluides frigorigènes.

5.4.1.3. Conséquences

La destruction progressive 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 que constitue l'atmosphère perd progressivement de son efficacité.

En conséquence, l'homme et l'environnement seront donc exposés à une plus forte intensité de rayonnements UV, et surtout les UVB qui ont les répercussions les plus importantes sur la santé de l'homme, sur les animaux les organismes marins et les végétaux [8].

5.4.2. Effet de serre

5.4.2.1. Définition

L'effet de serre résulte du piégeage par certains gaz de l'atmosphère de 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 20 K 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 Or, 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 sur piégé par le CO_2 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 I.4).



Figure I.4 : Phénomène de l'effet de serre

5.4.2.2. Pourvoir de réchauffement du globe d'un fluide frigorigène (GWP)

Pour caractériser l'effet des fluides frigorigènes sur le réchauffement de la planète, il a été défini le potentiel d'action sur l'effet de serre (PAES), communément désigné par le sigle GWP (*Globale warming potential*) qui est un index qui compare l'effet de réchauffement des différents gaz au fil du temps par rapport à des émissions équivalentes de CO_2 (exprimé en masse).

Etant donné la durée de vie du CO_2 qui est de l'ordre de 500 ans, il est défini plusieurs GWP en fonction de la durée 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_{100}), par conséquent le GWP_{100} du CO_2 est de 1.

Le tableau (I.3) donne le GWP_{100} de quelques fluides frigorigènes [8].

Fluide frigorigène	R 11	R 22	R134a	R744	R717	R507	R404A	R600
Famille	CFC	HCFC	HFC	Informatique		Azéotropique	Zéotropique	Hydrocarbure
Le GWP_{100}	3500	1500	1200	1	< 1	3330	3260	3

Tableau (I.3) : Valeurs de GWP_{100} de quelques fluides frigorigènes.

5.4.2.3. Conséquences

Dans son rapport de décembre 1995. Le GIFC (Groupe Intergouvernemental d'experts sur l'Evolution du climat) présente plusieurs scénarios déterminant les émissions de gaz à effet de serre et les changements climatiques consécutifs en se fondant sur différentes hypothèses : croissance démographique, croissance économiques, utilisations des terres, changements technologiques, disponibilité en énergie.

Les scénarios envisagés prévoient pour la fin du 21^{ème} siècle [10] :

- une augmentation de la température moyenne entre 2,5 et 3,5 °C
- une montée du niveau de la mer entre 50 et 95 cm
- une concentration en CO_2 dans l'atmosphère correspond à une croissance des émissions de CO_2 qui passerait de 7 milliards de tonnes en 1990 à 18 milliards de tonnes en 2100.

Les conséquences possibles des changements du climat portent sur plusieurs domaines de l'activité humaine tels que : l'agriculture et la production de nourriture, la santé et la disparition de certains territoires.

5.5. Protection de l'environnement

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

L'industrie de froid et aujourd'hui touchée de plein fouet par les directives consécutives au protocole de **Montréal (1987)** et aux accords de **Kyoto (1997)** sur l'utilisation des fluides frigorigènes.

En effet, l'utilisation des CFC est interdite et celle des HCFC est soumise à une réglementation de plus en plus sévère du fait de leur contribution à la diminution de la couche d'ozone. Les fluides du type HFC sont eux aussi incriminés du fait de leur contribution à l'effet de serre et doivent être utilisés avec parcimonie. C'est dans ce contexte général que se développent des recherches de solutions alternatives (les fluides de remplacement). Une alternative à ces frigorigènes condamnés est l'utilisation des fluides tels que le butane, l'isobutane, le propane ou encore l'ammoniac. Malgré une efficacité énergétique intéressante reconnue, ces fluides ont des limites en termes de sécurité de manipulation. D'autres recherches s'orientent vers le développement de nouveaux fluides possédant une efficacité énergétique intéressante tout en restant neutres vis-à-vis de l'environnement tels que le dioxyde de carbone (CO_2).

5.6. Caractéristiques et évolution des fluides frigorigènes

Le choix du fluide frigorigène est un critère déterminant pour une machine frigorifique ou une pompe à chaleur. Ce choix a une influence sur les performances, les coûts de conception, de fabrication et de maintenance. Chaque famille de fluide est soumise à sa propre réglementation concernant les risques envers les personnes et l'environnement. L'état actuel et la possibilité d'évolution de la réglementation sont des paramètres à prendre en compte dans le choix d'un fluide frigorigène. Il existe aujourd'hui plusieurs familles de réfrigérants : les CFC et les HCFC et HFC que l'on peut regrouper dans la catégorie des gaz fluorés, les hydrocarbures et les fluides naturels.

❖ Gaz fluorés

En Europe, le règlement (CE) N° 2037/2000, les CFC (comme le R12) et les HCFC (comme le R22), gaz chlorés qui ont un impact sur la couche d'ozone, doivent progressivement être éliminés d'ici 2015. Depuis l'annonce de cette élimination, les HFC (comme le R134a) sont devenus les réfrigérants les plus utilisés dans les systèmes neufs de climatisation. Cependant, ces substances sont classées dans la catégorie des gaz à effet de serre dans le protocole de Kyoto (1997). Ces gaz participent au réchauffement climatique et sont soumis à la directive européenne sur les gaz fluorés qui risque à terme d'interdire leur usage. Une partie de la recherche tente de développer des gaz fluorés offrant de faibles GWP (Global Warming Potential) mais la tendance mondiale est à l'étude approfondie des fluides naturels tels que les hydrocarbures, l'ammoniac ou le dioxyde de carbone qui, utilisés en tant que réfrigérant, ont une incidence nulle si non marginale sur le réchauffement climatique.

❖ Hydrocarbures et l'ammoniac

Les hydrocarbures sont des fluides tout à fait intéressants en tant que frigorigènes. Cependant, leurs caractères inflammables impliquent une réglementation stricte. L'ammoniac d'excellentes performances en cycle frigorifique mais à la particularité d'être toxique. Ceci implique également une réglementation stricte quant à son utilisation dans les secteurs résidentiels ou commerciaux.

❖ Dioxyde de carbone

Selon Gustav Lorentzen, auteur en 1994 de « revival of carbone dioxyde as a réfrigérant », le dioxyde de carbone est le réfrigérant le plus apte à remplacer durablement les HFC. Le CO_2 , comme fluide de travail, a un impact négligeable sur l'environnement, non toxique et non inflammable.

En effet d'une part, il possède des propriétés thermodynamiques et thermo-physiques remarquables, d'autres parts la molécule du CO_2 étant l'unité de référence en matière de réchauffement climatique avec un GWP_{100} de 1, contre 1300 comme le R134a et 3260 pour le R404A par exemple, le CO_2 est un fluide frigorigène garantissant la pérennité des installations et son utilisation s'inscrit directement dans une politique de développement durable.

Le tableau (I.4) indique les caractéristiques de quelques fluides frigorigènes [11].

Réfrigérants les plus utilisés	R12	R22	R134a	NH₃ R717	C₃H₈ R290	CO₂ R744
Famille	CFC	HCFC	HFC	Fluide inorganique	HC	Fluide inorganique
Substance naturelle	Non	Non	Non	Oui	Oui	Oui
Masse molaire (g/mol)	120,92	86,48	102,03	17,03	44,10	44,01
Capacité volumique de réfrigération à 0°C (KJ/m ³)	2740	4344	2860	4360	3870	22600
ODP	1	0,05	0	0	0	0
GWP (100 ans)	7100	1500	1200	0	0	1
inflammabilité	Non inflammable	Non inflammable	Non inflammable	Faiblement inflammable	Inflammable	Non inflammable
Toxicité	Faible	Faible	Faible	Haute	Faible	Faible
Estimation du prix relatif	1	1	3-5	0,2	0,1	0,1

Tableau (I.4) : Caractéristiques de quelques réfrigérants.

6. CO₂ comme fluide frigorigène

6.1. Définition

Le dioxyde de carbone (appelé parfois, de façon impropre « gaz carbonique ») est un corps chimique composé d'un atome de carbone et de deux atomes d'oxygène et dont la formule brute est : CO_2 . Dans les conditions normales de température et de pression, le dioxyde de carbone est un gaz incolore, inodore et à la saveur piquante communément appelée gaz carbonique ou encore anhydride carbonique [3].

Caractéristiques physiques :

- Formule chimique : CO_2
- Masse moléculaire : 44.01 g/mole
- Température critique : 31,1°C
- Pression critique : 7,4 MPa
- Point triple : -56,6°C et 416 KPa
- Chaleur latente de vaporisation (0°C): 234,5 kJ/kg
- Chaleur latente de vaporisation (-16.7° C): 276,8 kJ/kg
- Chaleur latente de vaporisation (-28.9°C): 301.7 kJ/kg
- Chaleur latente de fusion (à -56,6°C) : 199 kJ/kg

Le CO_2 (R-744) est actuellement redécouvert comme fluide frigorigène. Il est déjà utilisé entre 1881 et 1960 mais a été ensuite détrôné par les CFC, les HCFC et HFC.

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

Le tableau (I.5) donne quelques caractéristiques physiques du CO_2 :

	Pression	température
Point triple	5.18 bar	-56.6 °C
Point critique	73.8 bar	31°C

Tableau (I.5) : Caractéristiques physique du CO_2

L'allure générale du diagramme enthalpique du CO_2 est analogue à celui des autres fluides. Il convient cependant de noter les faibles volumes massiques, les pressions élevées, les grandes chaleurs latentes du changement d'état physique ainsi qu'une température critique basse (31 °C).

La plupart des installations actuelles fonctionnant avec du CO_2 comme fluide frigorigène ont des cycles de fonctionnement en « sub-critique » ; ces machines doivent alors fonctionner en cascade. Le fluide basse pression est le CO_2 . Le fluide haute pression est généralement le R-717 ou le R-404. Cet étage à compression peut être à compression mono-étagée ou bi-étagée.

Les petites machines mono-étagées au CO_2 fonctionnent en supercritique.

6.2. Cycle transcritique du CO_2

Le CO_2 est un réfrigérant naturel, ininflammable, a un ODP nul et GWP pratiquement négligeable. Ses performances sont intéressantes en cycle transcritique (figure I.5), s'évaporant dans la région sous-critique et rejetant la chaleur dans la région supercritique, au-dessus du point critique ($31^\circ C$, 73.8 bar).

Dans ce type de cycle, les pressions de fonctionnement sont très élevées. Lors du transfert de chaleur dans le domaine supercritique, la pression se trouve au-dessus de sa valeur critique (73.8 bars). 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 CO_2 transcritique est alors appelé « refroidissement de gaz » ou « gas cooler ».

Le cycle transcritique du CO_2 se fait sur un 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.

Dans le domaine supercritique où les conditions de saturations n'existent pas, la pression et la température ne sont pas liées, comme c'est le cas dans la zone bi-phasique où à chaque pression correspond une température de saturation. Ainsi lorsque nous nous situons au-dessus du point critique, la température du fluide va varier au cours du refroidissement et, pour une pression donnée, le glissement de température va pouvoir atteindre plusieurs dizaines de Kelvin.

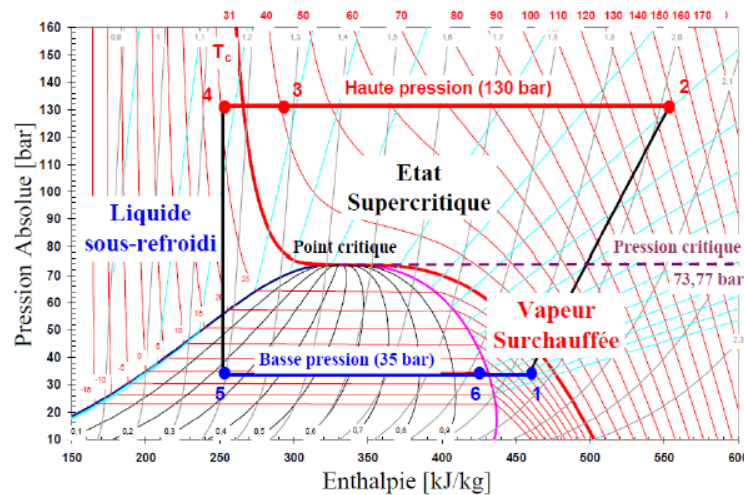


Figure I.5 Cycle transcritique du CO_2 sur le diagramme de Mollier.

6.3. Avantages et inconvénients du dioxyde de carbone

L'utilisation du CO_2 comme gaz frigorifique se justifie du point de vue écologique, car son impact sur la couche d'ozone est nul et son impact sur l'effet de serre est négligeable, en outre il possède des caractéristiques thermodynamiques intéressantes. [13,14] :

- ✓ Taux de compression faible dû à la pression élevée de vapeur conduit à une augmentation de rendement volumétrique du compresseur.
- ✓ Perte de charge limitée à cause de la faible valeur de la viscosité du CO_2 .
- ✓ Ininflammable, non explosif et non toxique en faible concentration.
- ✓ Il est compatible avec les lubrifiants courants.
- ✓ Effet de serre faible (GWP=1) et pas d'action sur l'ozone.

Malgré tous ces avantages cités ci-dessus, le CO_2 a tout de même des inconvénients [13,14]:

- ✗ Le principal inconvénient du CO_2 en tant que fluide frigorigène c'est sa pression de fonctionnement très élevée que celle des autres frigorigènes. Cette caractéristique induit une puissance volumétrique beaucoup plus élevée, nécessitant des composants plus petits et plus résistants, tout particulièrement des compresseurs spéciaux qui sont plus chers.
- ✗ Les cycles frigorigènes mono étagés avec ce fluide sont moins efficaces qu'avec d'autres frigorigènes, en raison de ce bas point critique. En effet, on constate une diminution de la puissance et du COP de la machine avec l'augmentation de la température du puits de chaleur (source chaude).
- ✗ La faible température critique $31^\circ C$, permet difficilement l'obtention des cycles de réfrigération habituel, car au-dessus de cette température, le fluide ne se condense pas, donc il faut le refroidir ce qui engendre un rendement faible.

7. Conclusion

Ce chapitre donne un aperçu sur les machines frigorifique et, aussi, un rappel sur les fluides frigorigènes en portant une attention spéciale au CO_2 .

Chapitre II

Méthodes et organigrammes de calculs

1. Introduction

1.1. Définition

La machine frigorifique est un système thermodynamique qui permet d'extraire de la chaleur au milieu à refroidir en dépensant de l'énergie mécanique. On parle alors d'un transfert d'une source froide vers une source chaude [4].

Il existe plusieurs technologies des machines frigorifiques, les plus courantes sont actuellement les machines frigorifiques à compression.

L'étude thermodynamique des différents éléments a fait l'objet de travaux antérieurs [1,2]. Des modèles de calculs en étaient élaborés en langage FORTRAN. Ils font appel à une base de données REFPROP qui fournit les paramètres d'état et thermo-physiques de multiples fluides frigorigènes. Dans ce travail, il s'agit de coupler tous ces modèles afin de proposer un programme de calcul d'une machine frigorifique.

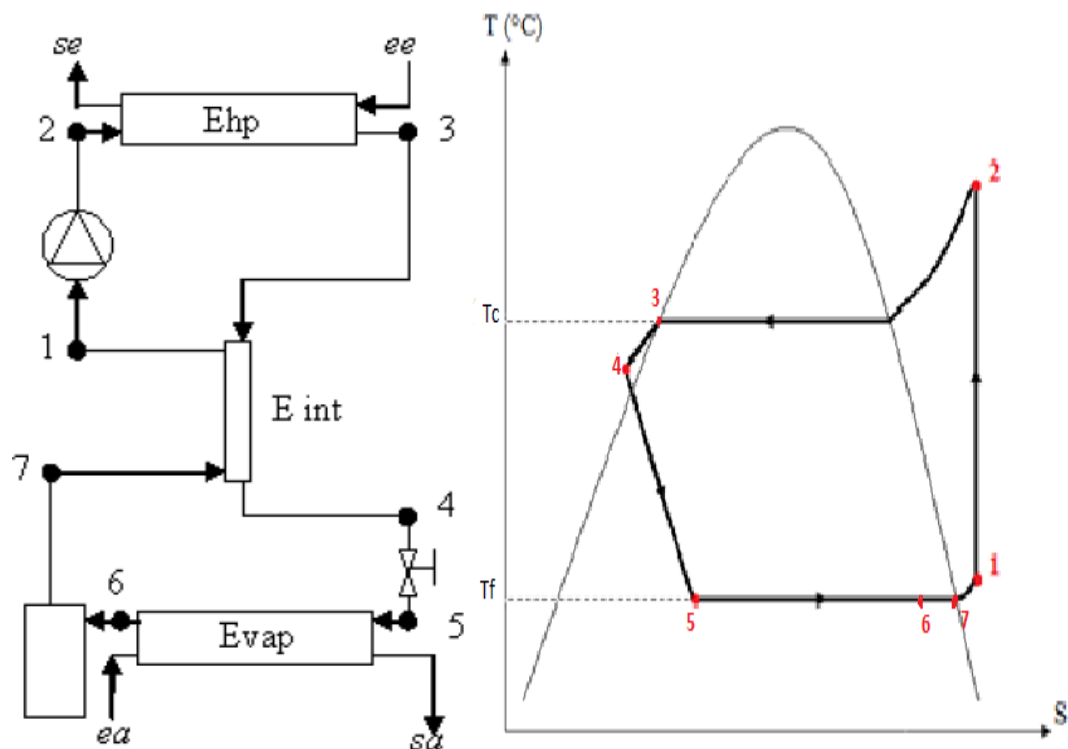


Figure II.1 Schéma descriptif d'une machine frigorifique et cycle thermodynamique

2. Variables d'entrées du modèle de la machine frigorifique

Le schéma représenté sur la figure ci-dessous recense les différents éléments d'une machine frigorifique avec toutes les notations associées aux sommets du cycle que le fluide frigorigène effectue.

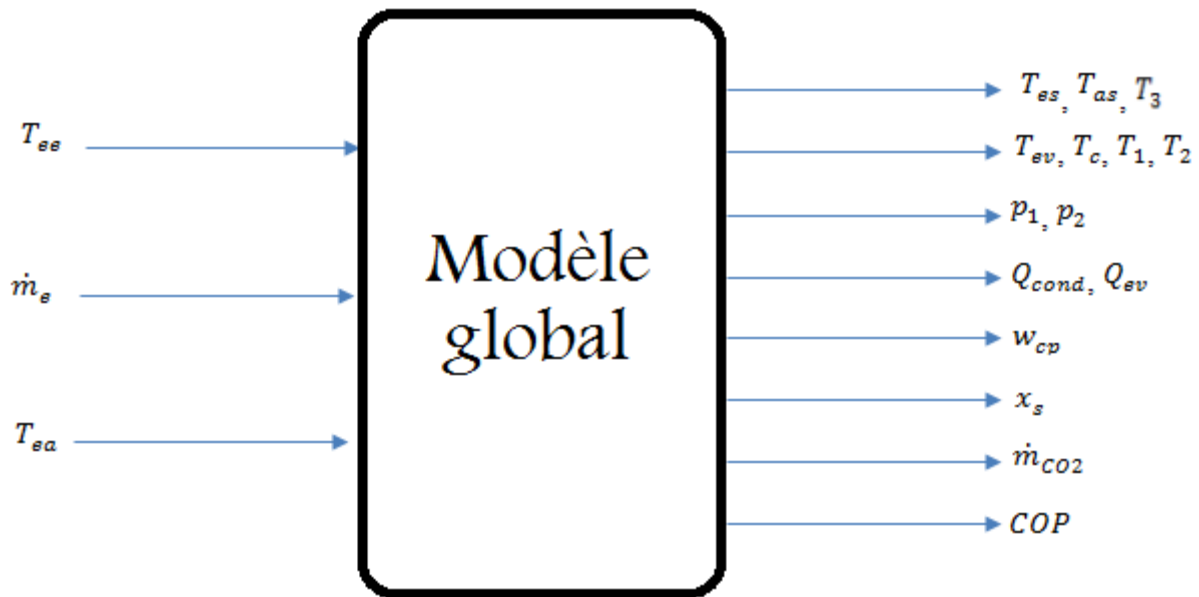


Figure II.2 : Variables d'entrée et de sortie du modèle global

Les paramètres d'entrée du modèle principal sont :

- La température et le débit massique de l'eau T_{ee} , \dot{m}_{ee} respectivement (source chaude) ;
- La température de l'air T_{ea} (source froide) ;
- La température d'aspiration T_1 ;
- La pression d'aspiration P_1 .

Ces variables, modifiables, sont enregistrées dans un fichier pour être utilisées au cours de l'exécution du programme.

Les paramètres de sortie du modèle principal sont :

- Les températures de sorties de l'eau T_{es} , de l'air T_{as} et celle de sortie de condenseur T_3 ;
- Les températures d'évaporation T_{ev} , de condensation T_c , de refoulement T_2 ;
- La pression de refoulement p_2 ;
- Les puissances cédée et reçue par le condenseur \dot{Q}_{cond} et l'évaporateur \dot{Q}_{ev} respectivement ;
- La puissance du compresseur \dot{w}_{cp}
- Le titre à la sortie du condenseur x_s
- Le débit massique de \dot{m}_{CO_2}
- Le coefficient de performance COP .

L'intérêt de cette manipulation est de montrer l'influence des paramètres d'entrée du modèle de la machine frigorifique sur celles de sortie.

En premier lieu, on a fait varier le débit d'entrée d'eau (source chaude) de la valeur $\dot{m}_{ee} = 0.1 \text{ Kg/s}$ jusqu'à $\dot{m}_{ee} = 1.0 \text{ Kg/s}$ en fixant les températures d'entrée d'eau à $T_{ee} = 15^\circ\text{C}$ et celle d'entrée de l'air à $T_{ea} = 5^\circ\text{C}$ (source froide).

En second lieu, on a fait varier la température d'entrée de l'eau de 10°C à 20°C pour les deux débits de l'eau $\dot{m}_{ee} = 0.1 \text{ Kg/s}$ et $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$ en fixant la température d'entrée de l'air à $T_{ea} = 5^\circ\text{C}$,

Afin de voir l'influence de la température de source froide, on a fait varier la température de l'air de 0°C à 10°C .

3. Etapes et méthodes de calcul

Afin de réaliser ce programme, celui-ci est basé sur deux tests de convergences, l'un sur la pression d'aspiration et l'autre sur la température d'évaporation.

On fixe la pression de refoulement à une valeur de $P_2 = 6014 \text{ Kpa}$ et on initialise la pression d'évaporation (d'aspiration) à une valeur de :

$$P_{01} = \frac{P_2}{2} \quad (\text{II.1}).$$

Avec P_{01} : pression d'aspiration à la première manœuvre.

3.1. Pour le compresseur

Après avoir initialisé la pression d'aspiration, on utilise le fichier SETUP où se trouve le CO_2 et on fait appel à la subroutine SATP pour calculer la masse volumique ρ_{CO_2} du CO_2 correspondant à cette pression.

On a fait deux tests de convergence, le premier sur la pression d'aspiration P_1 et l'autre sur la température T_1 , qui sont conditionnés respectivement par :

$$P_1 - P_{01} < 0.01 \quad (\text{II.2})$$

$$T_1 - T_7 < 0.01 \quad (\text{II.3})$$

La température T_7 est calculée par la relation suivante $T_7 = T_6 + \text{surch}$ après avoir calculé la température T_6 .

Le modèle du compresseur permet de calculer, pour $T_7 = T_1$ et $P_1 = P_{01}$:

La température, la pression et l'enthalpie à l'aspiration T_1 , P_1 et h_1 respectivement ;

La température T_2 et l'enthalpie h_2 ;

Le débit massique de CO_2 \dot{m}_{CO_2} ;

La puissance dissipée \dot{Q}_{amb} et la puissance électrique d'entraînement du compresseur \dot{W}_{cp} .

3.2. Pour le condenseur

Par la suite, on fait appel au sous-programme du condenseur pour calculer :

La température T_3 et l'enthalpie h_3 à la sortie du condenseur ;

La température de l'eau T_{es} ;

La puissance échangée \dot{Q}_{cond} .

3.3. Pour l'échangeur intermédiaire

Ensuite, on appelle au sous-programme de l'échangeur intermédiaire pour le calcul des paramètres suivants :

La puissance échangée \dot{Q}_{ech} ;

La température T_4 et l'enthalpie h_4 à la sortie, coté haute pression ;

La surchauffe SURCH.

3.4. Pour le détenteur

On utilise le fichier SETUP où se trouve le CO_2 et on utilise la subroutine PHFL1 pour calculer à l'entrée, pour la température T_4 , la masse volumique ρ_{CO_2} .

A la sortie, on utilise la subroutine SATP, pour une pression $P = P_1$, pour calculer les masses volumiques du CO_2 liquide et de CO_2 vapeur respectivement, ρ_{fl} et ρ_{fv} . On calcule, en utilisant la subroutine ENTHAL, l'enthalpie massique liquide h_l et vapeur h_v de CO_2

On calcule la chaleur latente de vaporisation L_v comme suit : $L_v = h_v - h_l$ (II.4)

On calcule le titre à l'entrée de l'évaporateur par la relation : $x_v = \frac{h_{03} - h_1}{L_v}$ (II.5)

3.5. Pour l'évaporateur

Le sous-programme de l'évaporateur permet de calculer la nouvelle pression P_1 , la nouvelle température T_7 et le coefficient de performance COP de l'installation.

L'organigramme ci-dessous résume les différentes étapes suivies dans la résolution du système d'équations de la machine frigorifique.

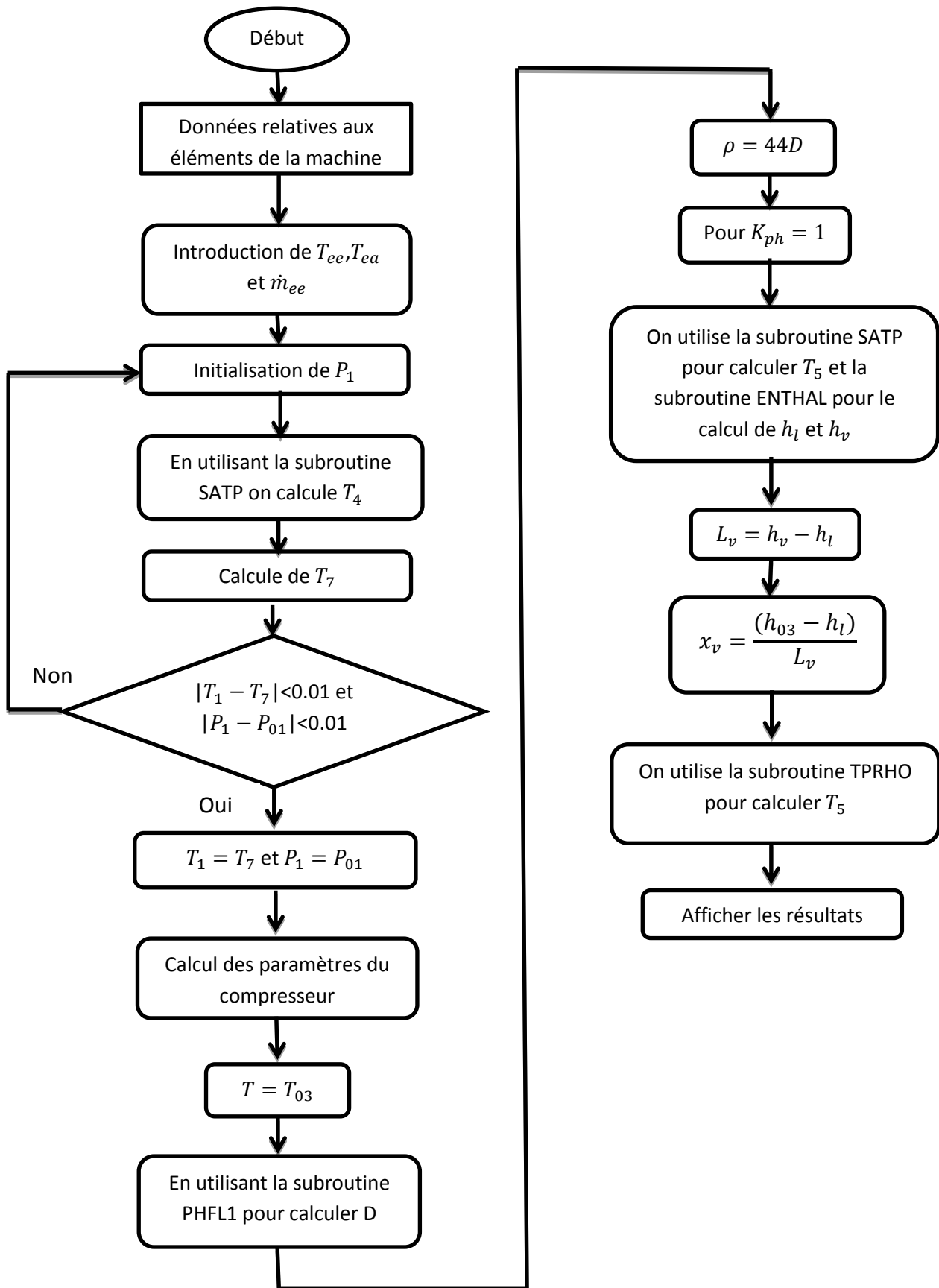


Figure II.3 Organigramme de fonctionnement de la machine frigorifique

4. Sous programmes des modèles élémentaires

Le programme principal du modèle de la machine frigorifique se divise en quatre sous programmes correspondant à chaque élément de celle-ci.

4.1. Modèle du compresseur

Le compresseur utilisé est le compresseur à piston et le modèle exploité est celui développé par HABERSCHILL et validé expérimentalement par I.GUITTARI [15].

Ce compresseur a une cylindrée de $29,5 \text{ cm}^3$ qui tourne à une vitesse de $N=1500 \text{ tr/min}$.

4.1.1. Etapes et méthodes de calcul

Les étapes à suivre pour déterminer les paramètres de sortie de ce modèle sont les suivantes :

Après la détermination des caractéristiques du compresseur, on a fait nos calculs comme suit :

Etape 1

On utilise le fichier SETUP où se trouve le CO_2 .

On utilise la subroutine TPRHO pour calculer, La masse volumique ρ_1 et la subroutine ENTHAL pour calculer h_1 avec l'hypothèse que le CO_2 est sous vapeur saturée. Avec

$$v_1 = \frac{1}{\rho_1} \quad (\text{II.6})$$

Etape 2

On calcule le taux de compression, supposée polytropique, avec la relation :

$$\delta = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{II.7})$$

Etape 3

On calcule le taux du volume mort effectif par l'équation :

$$\tau = c \delta^m \quad (\text{II.8})$$

Où les constantes c et m sont déterminées expérimentalement et égales respectivement $C = 0.3887$ et $m = 0.0539$ [15].

Etape 4

On calcule le coefficient polytropique de compression, en utilisant la relation suivante :

$$k_{pol} = (av_1 + b) \delta^n \quad (\text{II.9})$$

Les constantes a , b et n sont déduites des expériences, égales respectivement $a = -2.79 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $b = 1.421$ et $n = -0.054$ [15].

Etape 5

On calcule le volume massique du CO_2 au refoulement v_2 qui est fonction du coefficient polytropique de compression et donnée par :

$$v_2 = v_1 \delta^{-\frac{1}{k}} \quad (\text{II.10})$$

Etape 6

On calcule le rendement volumétrique de compression η_v en s'appuyant sur la relation :

$$\eta_v = 1 + \tau(1 - \delta^{\frac{1}{k}}) \quad (\text{II.11})$$

Etape 7

On calcule la température de CO_2 au refoulement T_2 . Afin d'évaluer cette température, on a effectué un test de convergence sur les températures T_4 et T_0 qui est satisfait si seulement si

$$T_0 - T \leq 10^{-4} \quad (\text{II.12})$$

Avec : T_0 température initiale correspond à la pression P_1 .

T_4 température à l'entrée du détendeur.

On calcule la différence, à la température moyenne $T_3 = \frac{T_0 + T_4}{2}$, entre les volumes massiques à l'aspiration et de refoulement respectivement v_0 et v_2 après avoir évalué ρ_4 et ρ_0 par la subroutine TPRHO avec :

$$v_0 = \frac{1}{\rho_0} \quad (\text{II.13})$$

$$\text{et :} \quad v_4 = \frac{1}{\rho_4} \quad (\text{II.14})$$

La première différence entre les volumes massique est : $f_0 = v_0 - v_2$ (II.15)

La deuxième différence entre les volumes massique est : $f_4 = v_4 - v_2$ (II.16)

On utilise la subroutine TPRHO pour calculer la masse volumique ρ_3 avec laquelle on calcule le volume massique par la relation :

$$v_3 = \frac{1}{\rho_3} \quad (\text{II.17})$$

On calcule la différence entre les volumes massiques : $f_3 = v_3 - v_2$ (II.18)

On pose la condition suivante : si $f_3 f_4 < 0$ on prend $T_3 = T_4$, si non, on prend $f_3 = f_0$.

On calcule T_2 qu'égal à T_4 .

Etape 8

On utilise la subroutine ENTHAL pour calculer l'enthalpie au refoulement h_2 .

Etape 9

On calcule le débit massique du fluide frigorigène par la relation suivante :

$$\dot{m}_{CO_2} = \eta_V \frac{N V_C}{60 v_2} \tag{II.19}$$

Où N : vitesse de rotation du compresseur (tr/mn).

V_C : Cylindrée du compresseur (m^3).

Etape 10

On calcule la chaleur dissipée par le compresseur avec la relation :

$$\dot{Q}_{amb} = d + e \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - T_{amb} \right) \tag{II.20}$$

Où T_{amb} température du milieu ambiant, d et e sont des constantes déduites des études expérimentales leurs valeurs sont : $d = 533 \text{ w}$ et $e = 15.25 \text{ w.K}^{-1}$ [15].

Etape 11

On a calculé la puissance électrique d'entraînement du compresseur comme suit :

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1) + \dot{Q}_{amb} \tag{II.21}$$

Où, la puissance du compresseur est : $\dot{w}_{cp} = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1)$ (II.22)

Les étapes sont résumées dans l'organigramme suivant [2] :

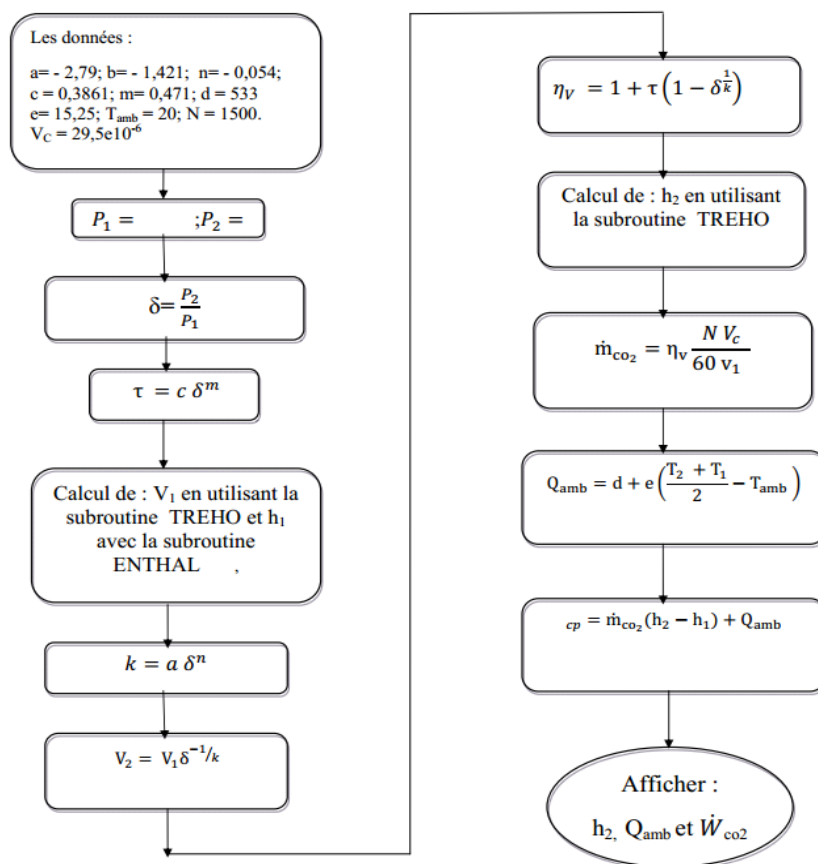


Figure II.4 Organigramme du compresseur

4.2. Modèle du condenseur

Le condenseur utilisé est composé de deux échangeurs à tubes et calandres, montés en série. Sachant que le CO_2 circule dans les tubes traversant en un seul passage la calandre dans laquelle circule l'eau à contre-courant.

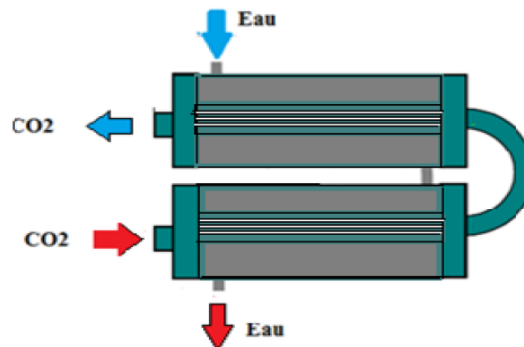


Figure II.5 Le modèle du condenseur

Ce condenseur a des caractéristiques thermiques et géométriques suivantes :

- La longueur de chaque tube est de 1.2 m.
- Le nombre de tubes, est 19.
- Les diamètres intérieur et extérieur sont respectivement 4 et 6 mm.
- Le pas entre les tubes est 10 mm.
- La conductivité thermique égale à 14.6 W/m k.

Le condenseur assure en premier lieu la désurchauffe du fluide frigorigène vapeur, issu du compresseur, suivie d'une condensation et enfin d'un sous-refroidissement [2].

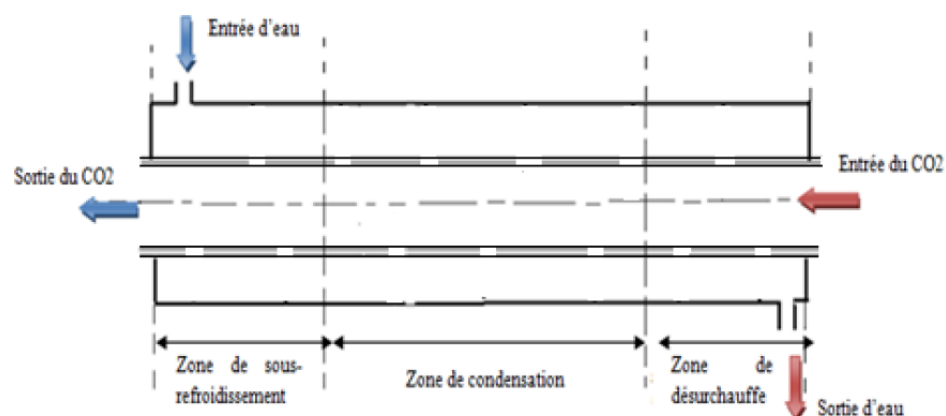


Figure II.6 Zones de transfert thermique dans le condenseur .

Le condenseur se divise, selon le comportement du fluide frigorigène quand il le traverse, en trois zones :

Zone de désurchauffe.

Zone de condensation.

Zone de sous-refroidissement.

Après avoir déclaré les caractéristiques relatives à ce condenseur, on procède de la manière suivante

✓ **Zone de désurchauffe 1**

On fait nos calculs pour une température de sortie de l'eau, pour cette première itération, à $T_{es1} = 290 \text{ K}$ (17 °C).

On utilise la subroutine STUP où se trouve le fichier de CO_2

On calcule l'enthalpie à la température d'entrée de CO_2 pour une température de la zone de la désurchauffe égale à la température de CO_2 à l'entrée de cette zone $T_D = T_{fe}$ là où le CO_2 est sous forme de vapeur.

On utilise les sousroutines TPRHO pour calculer la masse volumique ρ_d et ENTHAL pour le calcul de l'enthalpie h_2 .

On calcule l'enthalpie au point de saturation là où la température de la zone de désurchauffe égale à la température de condensation $T_D = T_c$ et la pression est celle de condensation.

Avec l'utilisation des sousroutines TPRHO, on calcule la masse volumique ρ_2 et ENTHAL on calcule l'enthalpie au point de saturation h_2 .

On calcule le flux de chaleur cédé par le CO_2 par la relation :

$$\Phi = \dot{m}_{CO_2}(h_d - h_2) \quad (\text{II.23})$$

➤ **Côté de l'eau :**

On utilise le fichier où se trouve l'eau et on calcule :

La température de sortie par la relation
$$T_{ed} = \frac{\Phi_d}{\dot{m}_e c_{pe}} + T_{es1} \quad (\text{II.24})$$

La température moyenne de l'eau par l'équation :
$$T_{md} = \frac{T_{ed} + T_{es1}}{2} \quad (\text{II.25})$$

Propriétés thermodynamiques de l'eau à T_m et $P_g = P_e$

On utilise la subroutine TPRHO pour calculer la masse volumique ρ_e et la subroutine TRNPRP pour calculer la viscosité μ_e et la conductivité thermique λ_e .

On calcule :

Le nombre de Reynolds par la relation
$$Re_d = \frac{\dot{m}_e D_h}{S_{mca} \mu_e} \quad (\text{II.26})$$

Le nombre de Prandtl par la relation
$$Pr_e = \frac{\mu_e c_{pe}}{\lambda_e} \quad (\text{II.27})$$

Le nombre de Nusselt par la relation $Nu_e = 0.023 Re_e^{0.8} Pr_e^{0.4}$ (II.28)

Le coefficient d'échange convectif par la relation $\alpha_e = \frac{Nu_e \lambda_e}{D_h}$ (II.29)

➤ Côté CO_2

On utilise le fichier où se trouve le CO_2 et on calcule :

Les propriétés thermodynamique du CO_2 à la température moyenne $t_{fmd} = \frac{t_{fe} + t_c}{2}$ et à $p = p_c$

On utilise la subroutine TPRHO pour calculer la masse volumique ρ_f , la subroutine CVCP pour le calcul de C_p et la subroutine TRNPRP pour calculer la viscosité μ_{CO_2} et la conductivité λ_{CO_2}

Le nombre de Reynolds par la relation $Re_f = \frac{V d_i}{\mu_f}$ (II.30)

Avec $V = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{19 S_{tub}}$ et $S_{tub} = \frac{\pi d_i^2}{4}$ (II.31, 32)

Le nombre de Prandtl par la relation $Pr_f = \frac{\mu_f C_{p_f}}{\lambda_f}$ (II.33)

Le nombre de Nusselt par la relation $Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.3}$ (II.34)

Le coefficient d'échange convectif par la relation $\alpha_f = \frac{Nu_f \lambda_f}{d_i}$ (II.35)

Le coefficient global par la relation $K = \left(\frac{1}{\alpha_f} + \frac{d_i}{2\lambda_i} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{d_i}{\alpha_e d_e} \right)^{-1}$ (II.36)

La température logarithmique moyenne $\Delta T_{LM} = \frac{(T_{fsd} - T_{eed})(T_{fed} - T_{esd})}{\ln \left(\frac{T_{fsd} - T_{eed}}{T_{fed} - T_{esd}} \right)}$ (II.37)

La longueur du tronçon de la zone $L_d = \frac{Q_d}{K \pi d_i \Delta T_{LM}}$ (II.38)

avec $Q_e = \dot{m}_e C_{p_e} (T_{es1} - T_{ed})$ et $Q_d = \dot{m}_{CO_2} (h_d - h_2)$ (II.39, 40)

✓ Zone de condensation 1

A l'entrée de cette zone, le CO_2 est à l'état de vapeur saturée à la température de condensation $T_{ec} = T_{ed}$ et on discrétise la zone en '10' nœuds.

On utilise la subroutine SATT pour calculer la masse volumique et pour calculer

les enthalpies, vapeur h_v et liquide h_l , on utilise la subroutine ENTHAL.

On calcule la chaleur latente de condensation $L_c = h_v - h_l$ (II.41)

Le flux $Q_c = \dot{m}_{CO_2} h_v (e_1 - e_2)$ (II.42)

et la température $T_{c1} = T_{c2} + \frac{Q_c}{\dot{m}_e c_{pe}}$ (II.43)

➤ **Côté eau**

On calcule, à la température moyenne de condensation $T_{mc} = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2}$ et à $P_g = P_e$

On utilise les sous-routines TPRHO et TRNPRP pour le calcul de la viscosité μ_e et la conductivité λ_e .

On calcule :

Le nombre de Reynolds par la relation $Re_d = \frac{\dot{m}_e D_h}{S_{mca} \mu_{ec}}$ (II.44)

Le nombre de Prandtl par la relation $Pr_e = \frac{\mu_{ec} c_{pe}}{\lambda_{ec}}$ (II.45)

Le nombre de Nusselt par la relation $Nu_{ec} = 0.023 Re_{ec}^{0.8} Pr_{ec}^{0.4}$ (II.46)

Le coefficient d'échange convectif par la relation $\alpha_{ec} = \frac{Nu_{ec} \lambda_{ec}}{D_h}$ (II.47)

➤ **Côté CO₂**

Pour les propriétés thermodynamiques de CO₂ à une température égale à la température de condensation, en utilisant les sous-routines SATT et TRNPRP, on calcule la viscosité et la conductivité pour chaque phase (liquide, vapeur)

On calcule :

Le nombre de Reynolds liquide par la relation $Re_l = \frac{G(1-x) d_h}{\mu_l}$ (II.48)

Le nombre de Reynolds entièrement liquide avec la relation $Re_{el} = \frac{G d_h}{\mu_l}$ (II.49)

Le nombre de Prandtl liquide par la relation $Pr_l = \frac{\mu_l c_{pl}}{D_h}$ (II.50)

Le nombre de Nusselt par la relation $Nu_{fc} = A \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right) Re^{0.2} (Re_{el} - Re_l)^{0.7} Pr_l^{0.65}$ (II.51)

Le coefficient convectif par la relation $\alpha_{fc} = \frac{Nu_{fc} \lambda_{fc}}{d_i}$ (II.52)

Le coefficient global par la relation $K_c = \left(\frac{1}{\alpha_{fc}} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{d_i}{\alpha_{ec} d_e} \right)^{-1}$ (II.53)

La longueur de chaque élément de volume avec la relation $L_c = \frac{Q_c}{K_c \pi d_i (T_c - T_{mc})}$ (II.54)

La longueur des deux zones précédentes $L_{1-2} = L_d + L_c$

✓ **La zone de sous-refroidissement**

➤ **Côté eau**

Initialisation de la température de sortie de l'eau à $T_{ess} = T_{ec}$

On utilise du fichier STUP où se trouve l'eau.

On calcule les propriétés thermodynamiques à $T_p = T_s$ et $P = P_e$

On utilise la subroutine TPRHO pour calculer la masse volumique ρ_{es} et la subroutine TRNPRP pour calculer viscosité μ_e et la conductivité λ_e .

On calcule :

Le nombre de Reynolds par la relation $Re_{es} = \frac{\dot{m}_e D_h}{S_{mca} \mu_{es}}$ (II.55)

Le nombre de Prandtl par la relation $Pr_{es} = \frac{\mu_e C_{pe}}{\lambda_{es}}$ (II.56)

Le nombre de Nusselt par la relation $Nu_{ec} = 0.023 Re_{ec}^{0.8} Pr_{ec}^{0.4}$ (II.57)

Le coefficient d'échange convectif avec la relation $\alpha_{es} = \frac{Nu_{es} \lambda_{es}}{D_h}$ (II.58)

➤ **Côté CO₂**

On utilise le fichier STUP où se trouve le CO₂

On calcule les propriétés thermodynamiques pour $T_v = T_f$.

On utilise TPRHO pour calculer la masse volumique, CVCP pour calculer $C_{p_{fs}}$ et TRNPRP pour le calcul de la viscosité μ_{fs} et la conductivité λ_{fs} .

On calcule :

Le nombre de Reynolds par la relation $Re_{fs} = \frac{v d_i}{\mu_{fs}}$ (II.59)

Le nombre de Prandtl par la relation $Pr_f = \frac{\mu_f C_{p_{fs}}}{\lambda_{fs}}$ (II.60)

Le nombre de Nusselt par la relation $Nu_{fs} = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.3}$ (II.61)

Le coefficient d'échange convectif par la relation $\alpha_{fs} = \frac{Nu_{fs} \lambda_{fs}}{d_i}$ (II.62)

On calcule le coefficient global par la relation $K_s = \left(\frac{1}{\alpha_{fs}} + \frac{d_i}{2\lambda_i} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{d_i}{\alpha_{es} d_e} \right)^{-1}$ (II.63)

Le flux : $Q_s = 19 K_s d_i \pi \Delta T_{LM} (t_f - t_s)$ (II.64)

On utilise le fichier STUP où se trouve le CO_2 et on utilise la subroutine PHFL1, pour une température du CO_2 $T_f = 298K$ et $P = P_c$, les températures T_f et T_s .

La longueur de ces trois zones $L_{1-3} = L_d + L_c + L_s$.

Si la condition ($L_t \geq L_s - L_d - L_c$) est satisfaite, on affiche les résultats calculés, sinon (la condition n'est pas satisfaite), on refait les calculs.

On refait tous nos calculs pour la température $T_{es2} = 298 K$ (25 °C) pour une deuxième itération.

On calcule la différence des températures ($T_{es2} - T_{es1}$), si elle est positive, on calcule la température moyenne des deux $T_{es3} = \frac{T_{es1} + T_{es2}}{2}$ avec laquelle on fera tous nos calculs selon la procédure précédente.

On calcule, pour une pression $P = P_c$ et la température T_{es3} , en utilisant la subroutine PHFL1, le flux de chaleur du CO_2 par l'équation

$$Q_{CO2} = \dot{m}_{CO2}(h_d - h_v) + \dot{m}_{CO2}(h_v - h_l) + \dot{m}_{CO2}(h_l - h_s) \quad (II.65)$$

Et la température de l'eau à la sortie par la relation $T_{es} = T_{ee} + \frac{Q_e}{\dot{m}_e c_{pe}}$ (II.66)

4.3. Modèle de l'échangeur intermédiaire

Après avoir précisé les caractéristiques géométriques et thermiques de l'échangeur intermédiaire, nous avons procédé comme suit:

4.3.1. A la haute pression

On ouvre le fichier où se trouve le CO_2 et on calcule :

L'enthalpie pour une température $T_d = T_2$ et une pression $P = P_2$

On utilise la subroutine TPRHO pour calculer la masse volumique ρ et la subroutine ENTHAL pour calculer h_2

On calcule des propriétés thermodynamique à la température d'entrée égale à la température moyenne de CO_2 : $T_{mfd} = T_2$ et $P = P_2$, on utilise les subroutines TPRHO pour calculer la masse volumique ρ , CVCP pour calculer le Cp_{hp} et TRNPRP pour calculer la viscosité μ_d et conductivité λ_d

On calcule :

$$\text{Le nombre de Reynolds} \quad Re_{fd} = \frac{Vd_i}{\mu_d} \quad (\text{II.67})$$

$$\text{Avec :} \quad V = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{S_{tub}} \quad (\text{II.68})$$

$$\text{et :} \quad S_{tub} = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (\text{II.69})$$

$$\text{Le nombre de Prandtl:} \quad Pr_{efd} = \frac{\mu_{fd} Cp_{hp}}{\lambda_d} \quad (\text{II.70})$$

$$\text{Le nombre de Nusselt:} \quad Nu_{fd} = 0.023 Re_{fd}^{0.8} Pr_{fd}^{0.3} \quad (\text{II.71})$$

$$\text{Le coefficient d'échange convectif} \quad \alpha_e = \frac{Nu_{fd} \lambda_{fd}}{d_i} \quad (\text{II.72})$$

4.3.2. A la basse pression

Calcul des propriétés thermodynamique à la température d'entrée égale à la température moyenne de CO_2 : $T_{mfd} = T_1$ et $P = P_1$.

On utilise les subroutines, TPRHO pour calculer la masse volumique ρ , CVCP pour calculer le Cp_{bp} et TRNPRP pour calculer la viscosité μ_d et conductivité λ_d et la subroutine ENTHAL pour calculer h_1

On calcule :

$$\text{Le nombre de Reynolds} \quad Re_{fd} = \frac{V_2 D_h}{\mu_d} \quad (\text{II.73})$$

avec :
$$V_2 = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{S_{cal}} \quad (II.74)$$

Le nombre de Prandtl :
$$Pr_{efd} = \frac{\mu_{fd} C_{p_{bp}}}{\lambda_d} \quad (II.75)$$

Le nombre de Nusselt :
$$Nu_{fd} = 0.023 Re_{fd}^{0.8} Pr_{fd}^{0.4} \quad (II.76)$$

Le coefficient d'échange convectif
$$\alpha_{bp} = \frac{Nu_{bp} \lambda_{fd}}{D_h} \quad (II.77)$$

Le coefficient d'échange global
$$K = \left(\frac{1}{\alpha_{bp}} + \frac{d_e}{2\lambda_i} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{d_e}{\alpha_{hp} d_i} \right) \quad (II.78)$$

L'efficacité :
$$EF = (1 - e^{(-nut(1-R))}) / (1 - Re^{(-nut(1-R))}) \quad (II.79)$$

Le rapport des c_p :
$$R = \frac{C_{p_{bp}}}{C_{p_{hp}}} \quad (II.80)$$

Le nombre d'unité de transfert
$$NUT = \frac{K S_{ur}}{\dot{m}_{CO_2} C_{p_{bp}}} \quad (II.81)$$

La température
$$T_{02} = T_2 - EF(T_2 - T_1) \quad (II.82)$$

L'enthalpie H_{02} par la relation $H_{02} = H_2 - C_{p_{hp}}(T_2 - T_{02})$ pour une température $T_d = T_{02}$ et une pression $p = p_2$, on utilise la subroutine TPRHO pour calculer la masse volumique ρ_{01} et la subroutine ENTHAL pour calculer h_{02}

On calcule l'enthalpie H_{02} par la relation
$$H_{02} = h_1 + h_2 + h_{02} \quad (II.83)$$

On calcule la température T_{01} par la relation
$$T_{01} = T_1 + \frac{Q_1}{C_{p_{bp}}} \quad (II.84)$$

Avec :
$$Q_1 = C_{p_{hp}}(t_2 - t_{02}) \quad (II.85)$$

et :
$$Q = Q_1 \dot{m}_{CO_2} \quad (II.86)$$

L'organigramme ci-dessous résume les différentes étapes suivies dans la résolution du système d'équations de l'échangeur intermédiaire.

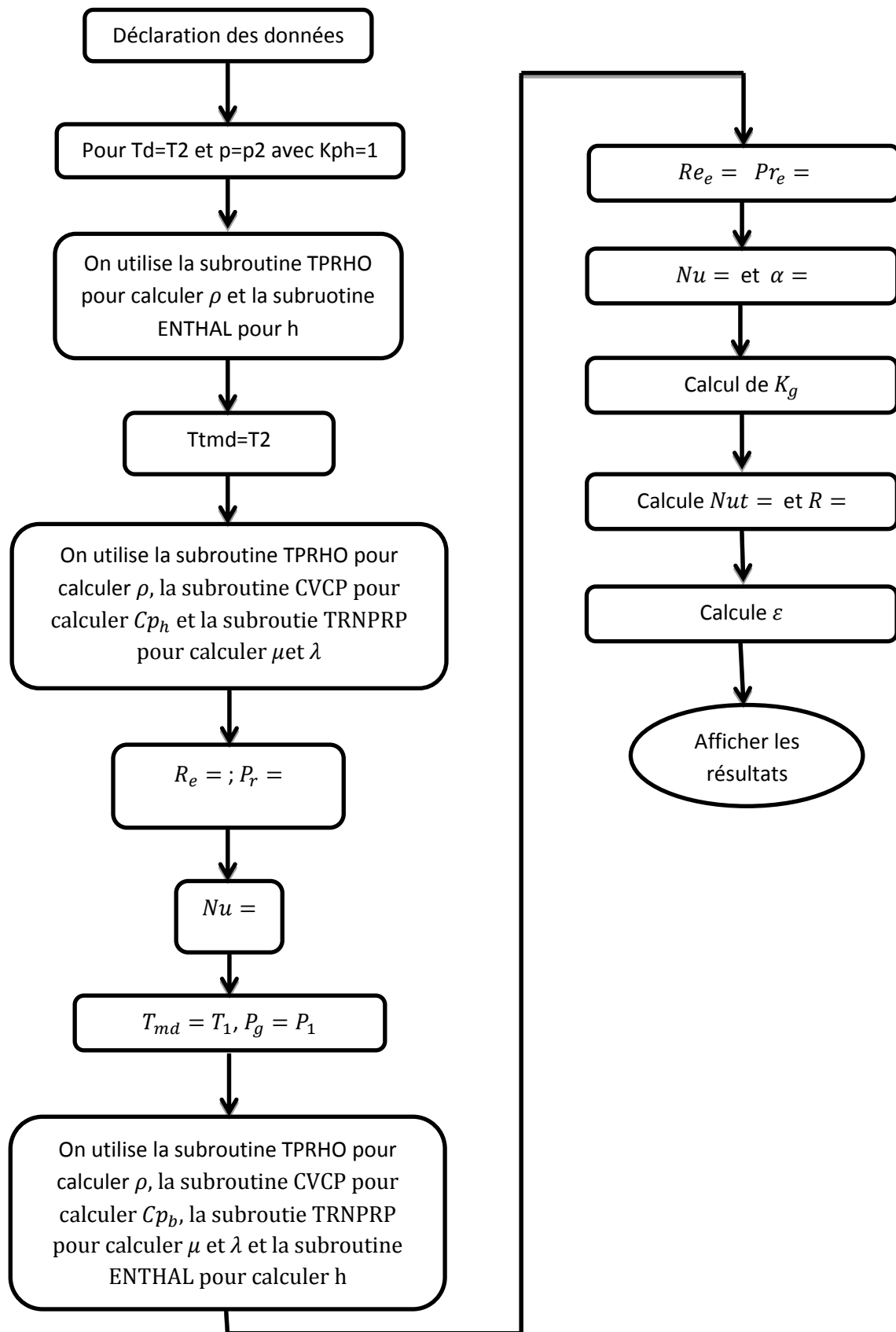


Figure II.8 Organigramme de l'échangeur intermédiaire

4.4. Modèle de l'évaporateur

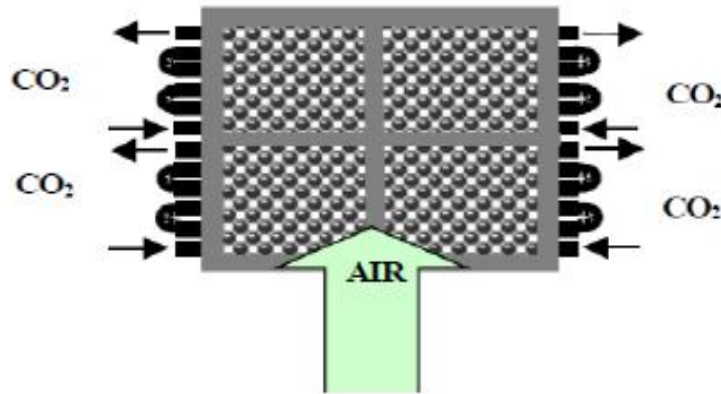


Figure II.9 Modèle de l'évaporateur (tube et ailette)

L'évaporateur utilisé de type tube et ailette, qui a les dimensions et propriétés thermiques suivantes :

Désignation	Grandeur	Unité
Diamètre extérieur des tubes ()	16.10^{-3}	m
Diamètre intérieur des tubes ()	5.10^{-3}	m
Nombres des tubes	1	-
Nombres de circuits	6	-
Longueur d'ailette	35.10^{-2}	m
Conductivité thermique du tube (aluminium)	204	W/ K.m

Tableau (II.1) : caractéristiques géométriques et thermiques de l'évaporateur [1]

Après avoir déclaré toutes les caractéristiques géométriques et thermiques de l'évaporateur, on procède à :

L'initialisation de : $T_{ev} = 260 K$, $P_1 = 3048 Kpa$ et $T_{sa1} = T_{ea} - 12$ pour la première itération.

On utilise le fichier où se trouve le C_{CO_2} et en utilisant la subroutine SETUP on calcule :

$$\text{La longueur totale : } L_t = L. nbs. nbt \quad (\text{II.87})$$

$$\text{La surface latérale : } S_l = \pi. D_e. L \quad (\text{II.88})$$

$$\text{La surface interne : } S_i = \pi. D_i. L \quad (\text{II.89})$$

$$\text{La vitesse massique : } G_m = \frac{\dot{m}_{co2}}{(4.sr_p)} \quad (\text{II.90})$$

$$\text{Avec : } sr_p = \frac{(\pi.d_i^2)}{4} \quad (\text{II.91})$$

➤ **Côté air**

$$\text{Coefficient convectif : } h_a = 4. e_3 \quad (\text{II.92})$$

On calcule :

$$\text{La température moyenne : } T_{ma} = \frac{T_{ea} + T_{sa1}}{2} \quad (\text{II.93})$$

$$\text{La température de la paroi } T_{p0a} = t_{ma} - 4 \quad (\text{II.94})$$

On fait un test de convergence sur la température de la paroi, celui-là est conditionné par $(T_{pa0} - T_{pa1}) \leq 0.001$. Si la condition n'est pas satisfaite, on refait les calculs, si non :

On prend $T_{pa1} = T_{ap0}$

$$\text{On calcule la température du film : } T_{ma} = \frac{T_{pao} + T_{ma}}{2} \quad (\text{II.95})$$

Les propriétés de l'air sont données par ces relations

La chaleur massique à pression constante :

$$Cp_a(T) = 0,0004 T^2 - 0,2117 T + 1033 \quad [J/Kg K]$$

La conductivité thermique :

$$\lambda_a(T) = - 2.10^{-8} T^2 - 8.10^{-5} T + 0,0033 \quad [W/m K]$$

La viscosité dynamique :

$$\mu_a(T) = - 3.10^{-11} T^2 - 6.10^{-8} T + 2.10^{-6} [kg/m s]$$

$$\text{Le débit : } \dot{m}_a = \rho_a \cdot V_a \cdot S_f \quad (\text{II.96})$$

$$\text{On calcule la nouvelle valeur de la paroi: } T_{pa1} = T_{ma} - \frac{\dot{m}_a Cp_a (T_{sa1} - T_{ea})}{h_a S_l} \quad (\text{II.97})$$

➤ **Côté C_{CO_2}**

Initialisation de la température de la paroi à $T_{pf1} = (T_{ev} + 0.5)$ pour une pression $P = P_1$ et on utilise la subroutine SATP pour calculer T_{ev} .

On calcule l'enthalpie massique du C_{CO_2} liquide à la saturation avec un test convergence, celui-là est conditionné par $(T_{pf0} - T_{pf1}) \leq 0.001$. Si la condition n'est pas satisfaite, on refait les calculs, si non ;

On prend $T_{pf1} = T_{af0}$.

On la calcule pour $T = T_{ev}$ et on utilise la subroutine SATT pour calculer la masse volumique ρ_l et la subroutine ENTHAL pour calculer l'enthalpie h_l

On calcule l'enthalpie massique de CO_2 vapeur à la saturation pour une température $T = T_{ev}$ et en utilisant les sous-routines, SATT pour calculer la masse volumique ρ_v et ENTHAL pour calculer l'enthalpie h_v

On calcule la chaleur latente de vaporisation comme suit $L_v = h_v + h_l$ (II.98)

On calcule l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur h_5 de l'équation $x_e = \frac{(h_5 - h_1)}{L_v}$ (II.99)

On calcule le coefficient d'échange convectif par la corrélation de Bennett Chen modifiée [16]

$$h_f = Sh_n + Eh_c \quad (II.100)$$

On calcule en utilisant les sous-routines TRNPRP, CVCP et SURFT : μ_l, λ_l, μ_v et Cp_l .

On calcule :

Le nombre de Prandtl liquide $P_{rl} = \frac{\mu_l Cp_l}{\lambda_l}$ (II.101)

Le coefficient X_0 par : $X_0 = 0.05 \left(\frac{\sigma}{g(\rho_1 - \rho_v)} \right)^{0.5}$ (II.102)

Calcul de la température de saturation T_{sat} pour une pression $P = P_1$ en utilisant la sous-routine SAPT.

On pose $T_{sat} = T_{ev}$

Calcule le paramètre de Lockhart-Martnelli par : $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{v}{l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1}$ (II.103)

Initialisation du titre de vapeur $x_e = x_{e0}$ pour s_1

On réalise un test sur le titre du premier nœud jusqu'au nœud « n » avec

$$x = x_{e0} + (j - 1)(1 - x_{e0})0.01 \quad (II.104)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{v}{l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (II.105)$$

Si $X_{tt} \geq 0$ on prend $f = 1$

Si $X_{tt} < 0$ on prend $f = 2 (0.213 + (X_{tt}))^{0.736}$.

On calcule le nombre Reynolds diphasique

A $x \leq 0.99$, avec : $Re_{dp} = \frac{G_m(1-x)D_h}{\mu_l} f^{1.25}$ (II.106)

Et à $x > 0.99$ avec : $Re_{dp} = \frac{G_m D_h}{\mu_l} f^{1.25}$ (II.107)

On calcule le coefficient de transfert par convection de la phase liquide par

$$h_c = 0.023 Re_{dp}^{0.8} Pr_l^{0.4} \left(\frac{\lambda_l}{D_h} \right) \quad (\text{II.108})$$

Calcul de e par l'équation : $e = f Pr_l^{0.6} \quad (\text{II.109})$

Et b par l'équation : $b = \frac{f h_c X_0}{\lambda_l} \quad (\text{II.110})$

On calcule le facteur de suppression de l'ébullition par: $S = \frac{1 - \exp(-B)}{B} \quad (\text{II.111})$

On calcule le transfert par ébullition nucléée à $T = T_{ev}$, en utilisant la subroutine CALL pour calculer les masses volumiques liquide et vapeur ρ_l et ρ_v , respectivement, par l'équation

$$a = \lambda_l^{0.79} C p_l^{0.5} \quad (\text{II.112})$$

$$b = \sigma^{0.6} \mu_l^{0.29} L_v^{0.24} \rho_v^{0.24} \quad (\text{II.113})$$

On calcule la pression de saturation à la température $T = T_{pf0}$ on utilise la subroutine SATT

On calcule la moyenne des coefficients d'échange par: $h_{mco2} = \frac{s_1}{11} \quad (\text{II.114})$

On calcule la nouvelle valeur de la température de la paroi par :

$$T_{pf1} = T_{ev} + \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{ea} - T_{sa1})}{h_{mco2} \pi d_i L_t} \quad (\text{II.115})$$

On calcule le coefficient de transfert global par l'équation :

$$K = \left(\frac{1}{h_a} + \frac{D_i}{2\lambda_{al}} \ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right) + \frac{1}{h_f} \right) \quad (\text{II.116})$$

On calcule le nombre d'unité de transfert avec $NUT = \frac{K S_i}{C_{min}} \quad (\text{II.117})$

On calcule l'efficacité de l'évaporateur par $E = 1 - \exp(-NUT) \quad (\text{II.118})$

La température de sortie de l'évaporateur $T_6 = T_{ea} - \frac{T_{ea} - T_{sa1}}{E} \quad (\text{II.119})$

Pour $T_{ev} - T_6 \geq 0.01$, on prend $T_6 = T_{ev}$ on utilise la subroutine SATT pour calculer p_1

Et avec la subroutine ENTHAL on calcule h_l

Calcul de l'enthalpie massique de C_{CO_2} vapeur h_v à la saturation, en utilisant la subroutine SATT.

Calcul de h_6 pour $T = T_6$ en utilisant les subroutines SATT et ENTHAL

On calcule la puissance avec la relation $Q_{ev} = \dot{m}_{CO_2} (h_6 - h_5) \quad (\text{II.120})$

On calcule la température d'air à l'aval de l'évaporateur :

$$T_{san} = T_{ea} - EF(T_{ea} - T_6) \quad (\text{II.121})$$

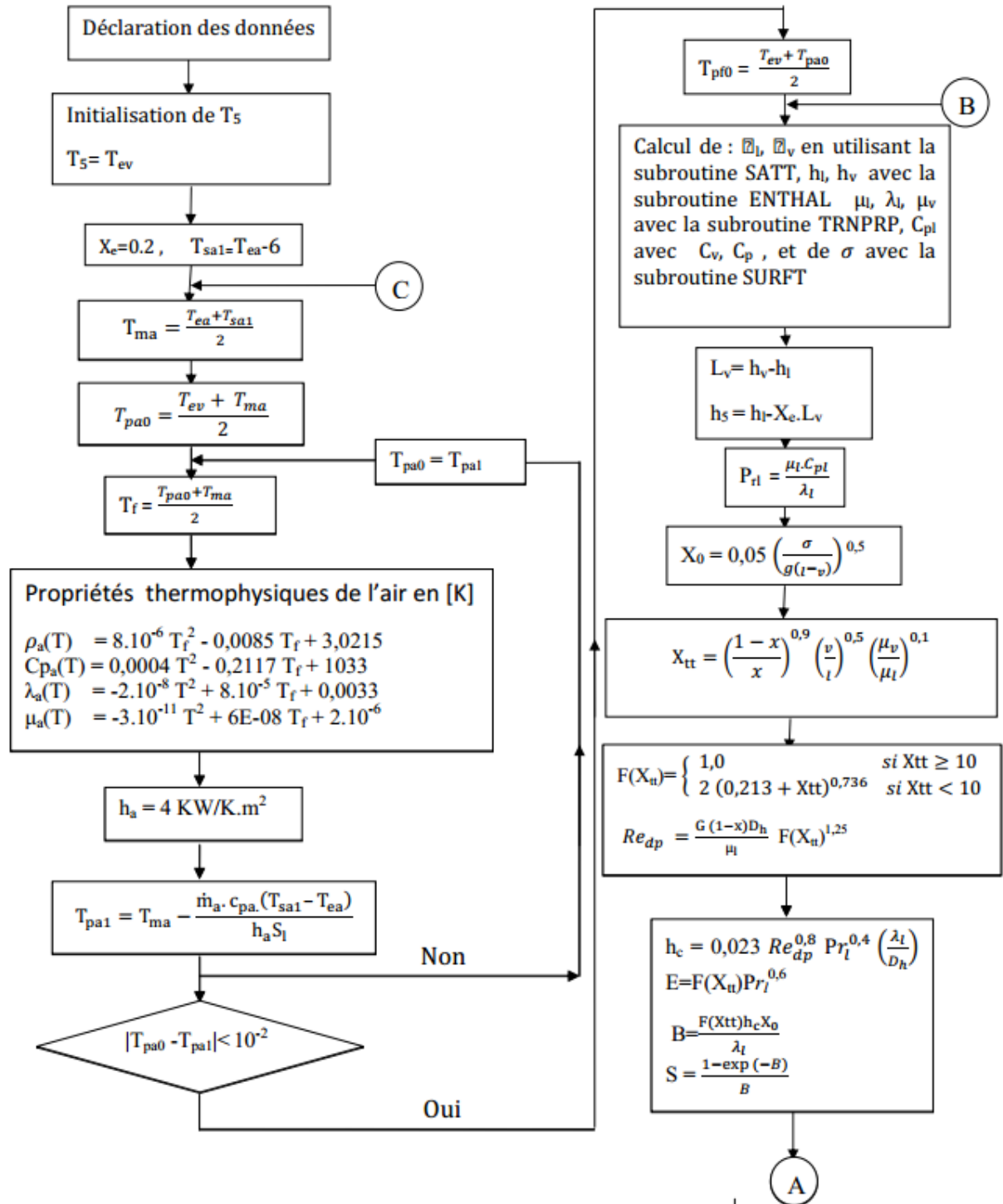
$$T_{san} = T_{ea} - Q_{ev}/(4m_a - Cp_a) \tag{II.122}$$

$$T_p^{11} = 0.5 (T_{ea} + T_{sa}) * (\dot{m}_a Cp_a (T_{san} - T_{ea}))/ h_a * 3.14 * d_e L_t \tag{II.123}$$

On fait un test de convergence sur la température de l'air à la sortie, celui-ci est conditionné par :

$$(T_{san} - T_{sa1}) \leq 0.01 \tag{II.124}$$

Si la condition n'est pas satisfaite, on refait les calculs, sinon, on affiche les résultats.



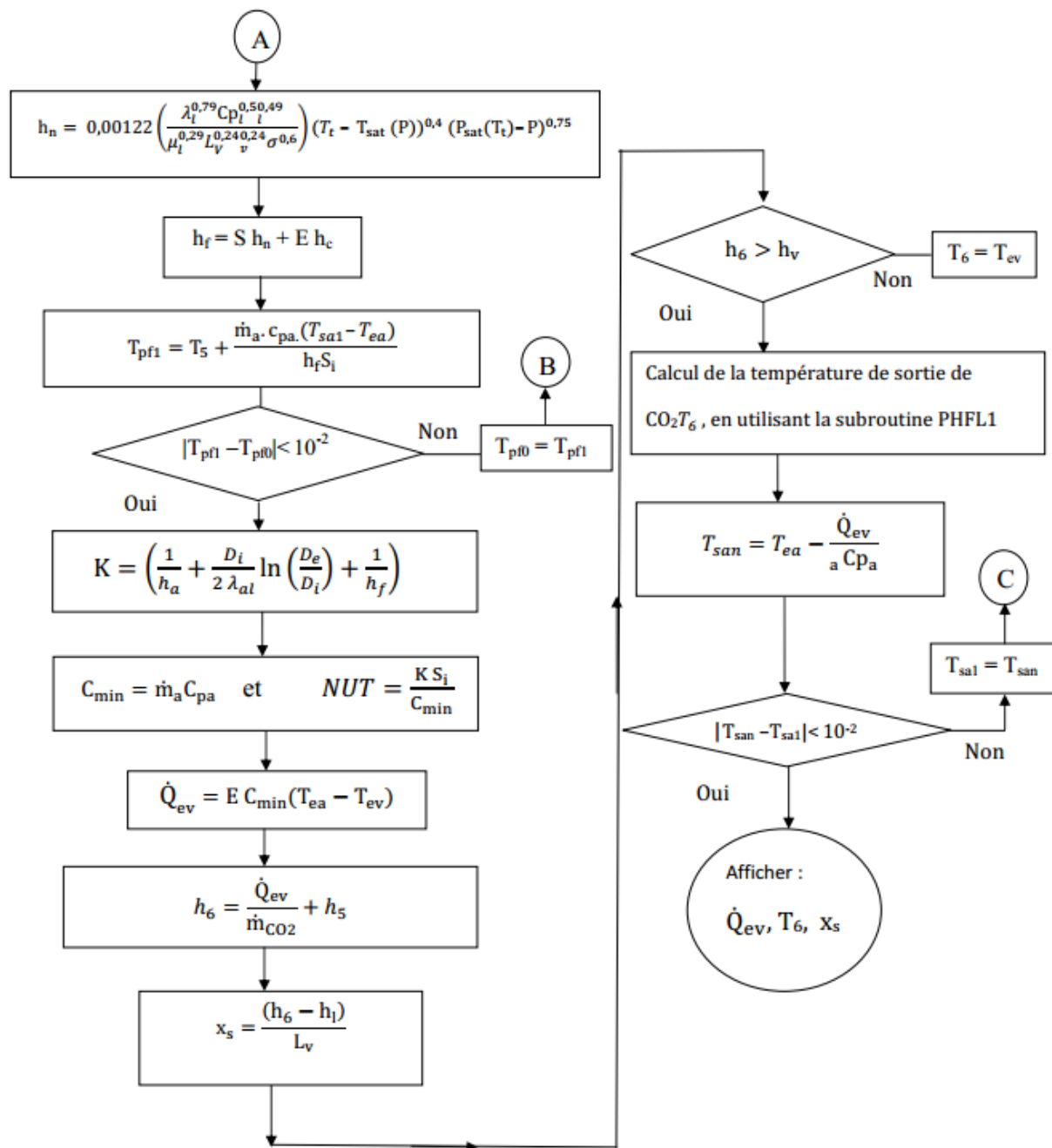


Figure II.10 Organigramme de l'évaporateur

5. Conclusion :

A travers les modèles de calculs des différents éléments d'une machine frigorifique, il a été possible de concevoir un programme de calcul d'une machine frigorifique air/eau.

Ce programme permet la détermination des paramètres d'états au sommet du cycle pour toute valeur imposée de température des sources froide et chaude, de la pression de condensation et des débits d'air et d'eau.

L'étude de l'influence de ces derniers sur le fonctionnement de cette machine frigorifique a fait l'objet du chapitre suivant.

Chapitre III

Résultats et discussions

1. Introduction

Les résultats issus du programme et des méthodes de calculs décrits précédemment sont présentés et analysés dans ce chapitre sous forme graphique afin de montrer l'influence du débit de l'eau et les températures d'entrée de l'eau et de l'air sur les performances de la machine frigorifique.

2. Influence du débit \dot{m}_{ee} et la température d'eau :

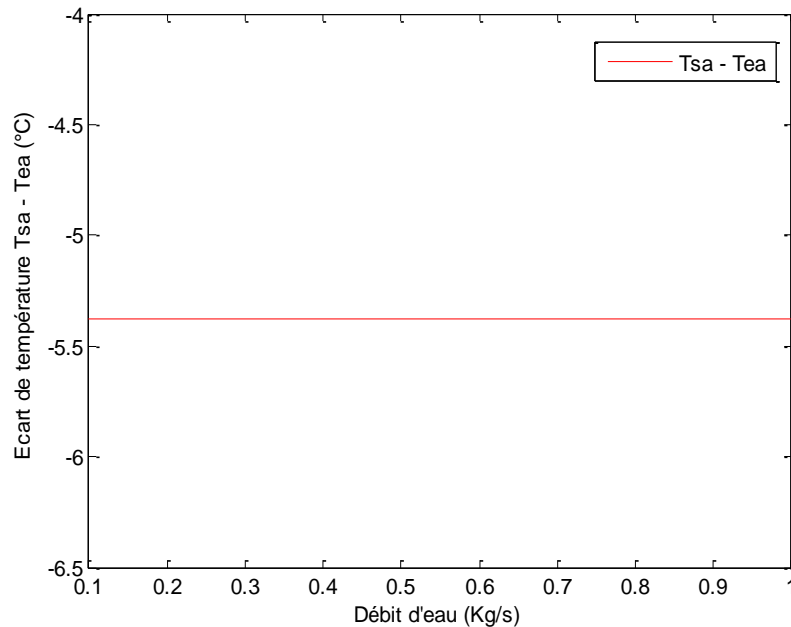


Figure III.1: Evolution de l'écart de température de l'air en fonction de débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{ee} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

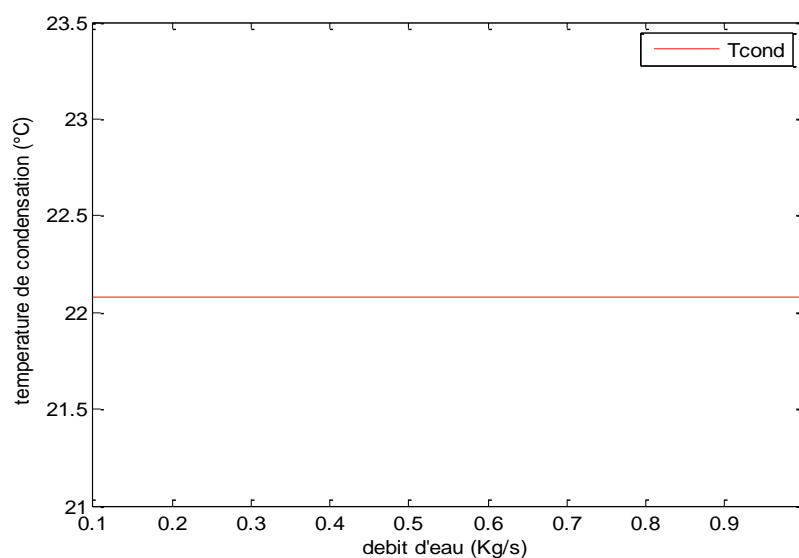


Figure III.2: Evolution de la température de condensation (T_{cond}) en fonction du débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{ee} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

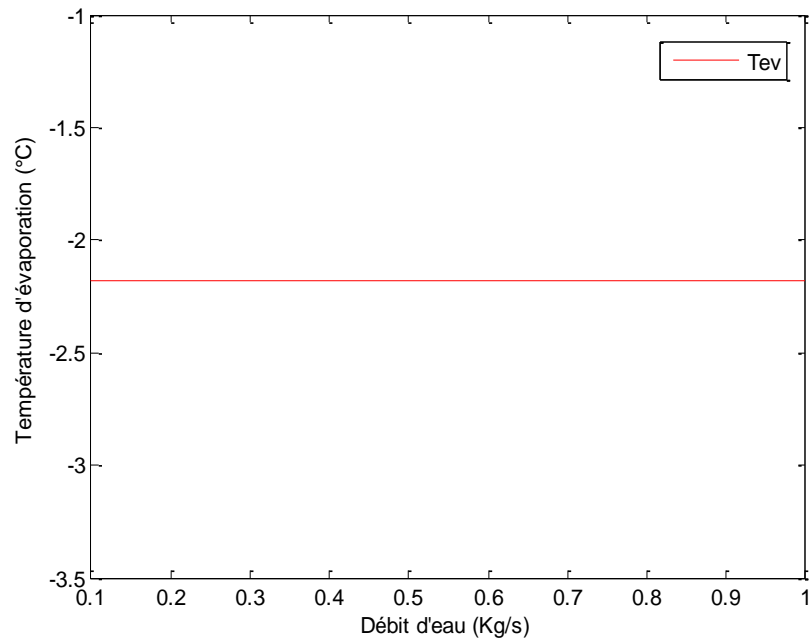


Figure III.3: Evolution de la température d'évaporation (T_{ev}) en fonction du débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5\text{ °C}$ et $T_{ee} = 15\text{ °C}$

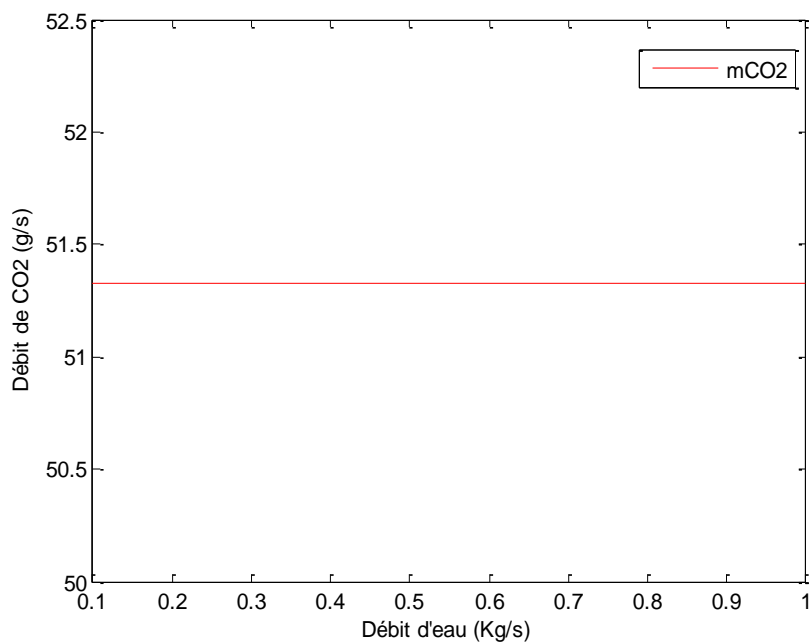


Figure III.4: Evolution du débit de (\dot{m}_{CO_2}) en fonction du débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5\text{ °C}$ et $T_{ee} = 15\text{ °C}$

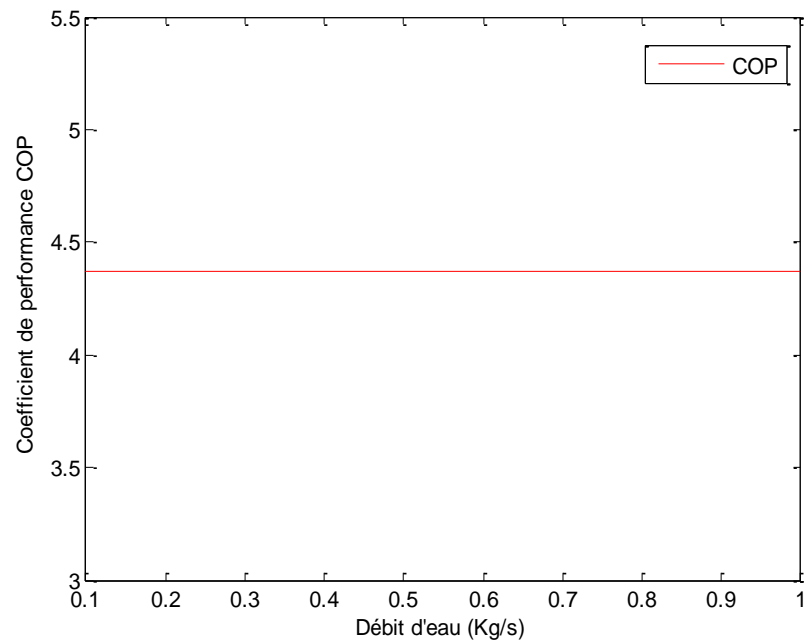


Figure III.5: Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction du débit d'entrée d'eau \dot{m}_{ee} pour $T_{ea} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{ee} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

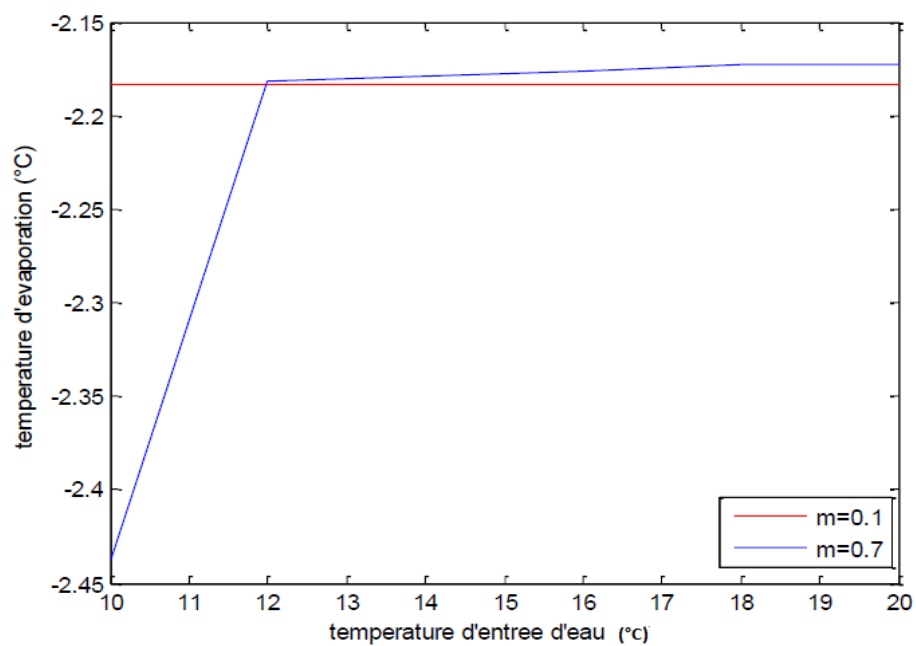


Figure III.6: Evolution de la température d'évaporation (T_{ev}) en fonction de la température d'entrée d'eau pour les débits de $\dot{m}_{ee} = 0.1\text{ Kg/s}$ et $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$

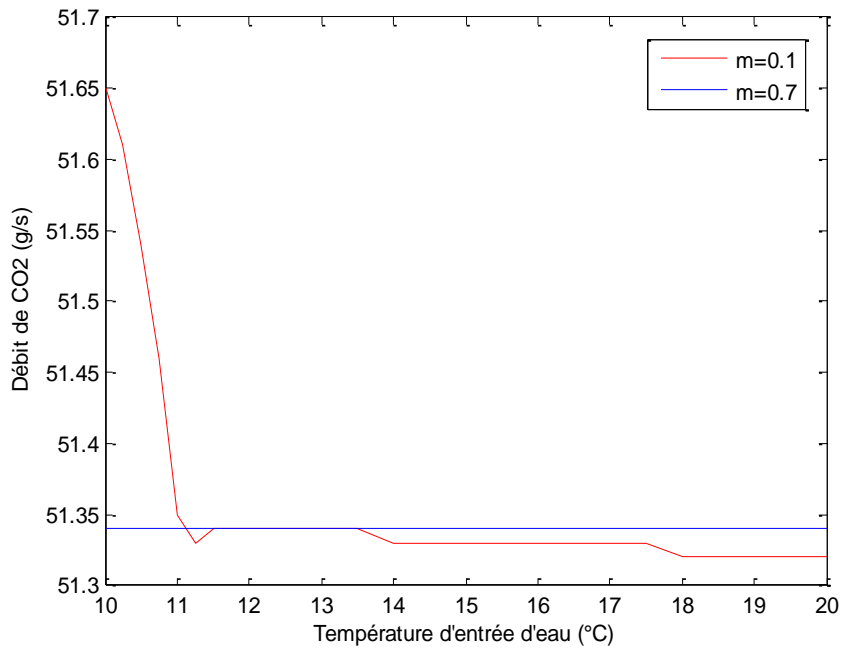


Figure III.7: Evolution du débit de CO_2 (\dot{m}_{CO_2}) en fonction de la température d'entrée d'eau pour les débits de $\dot{m}_{ee} = 0.1 \text{ Kg/s}$ et $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

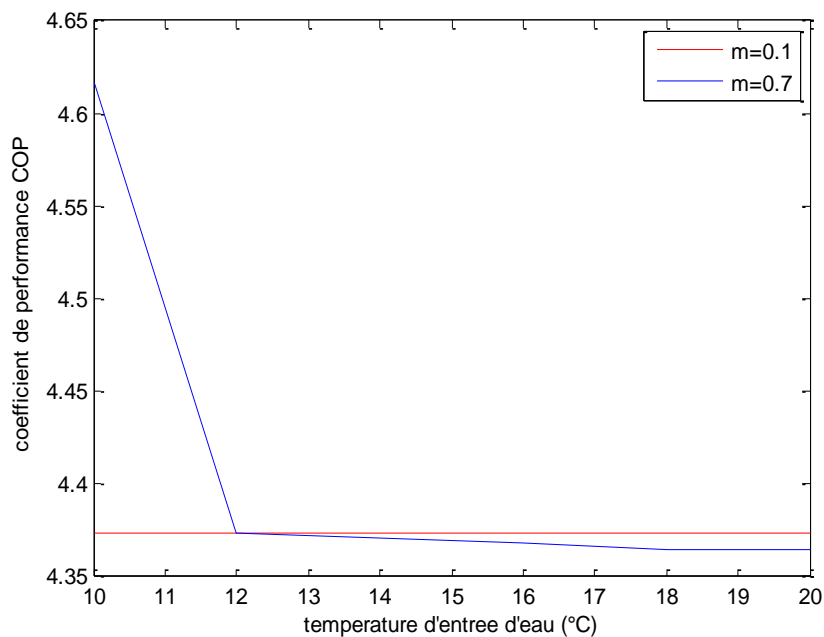


Figure III.8: Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la température d'entrée d'eau pour les débits de $\dot{m}_{ee} = 0.1 \text{ Kg/s}$ et $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

A travers les figures (III-1 à 8), il apparait que la température et le débit d'eau n'affectent pas de façons significatives le fonctionnement de cette machine frigorifique.

Le cycle décrit par le CO_2 peut alors être schématisé sur la figure ci-dessous.

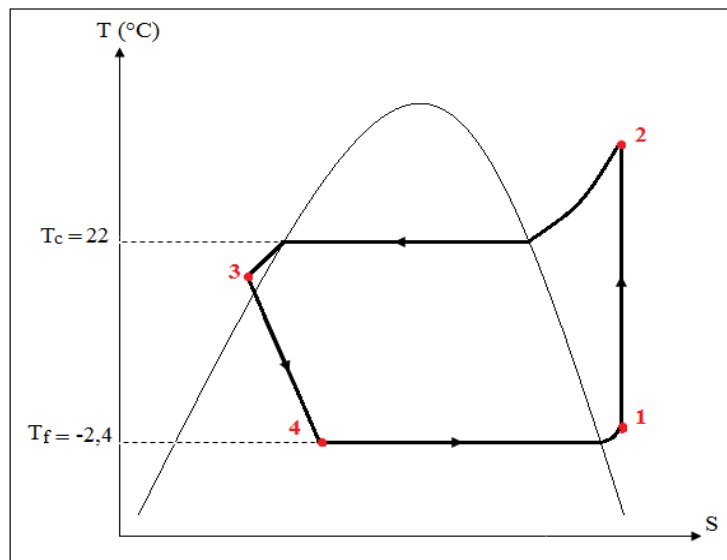


Figure III.9: Cycle décrit par le CO_2 dans la machine frigorifique pour $T_{ea} = 5\text{ °C}$ et $T_{ee} = 15\text{ °C}$

3. Influence de la température d'air

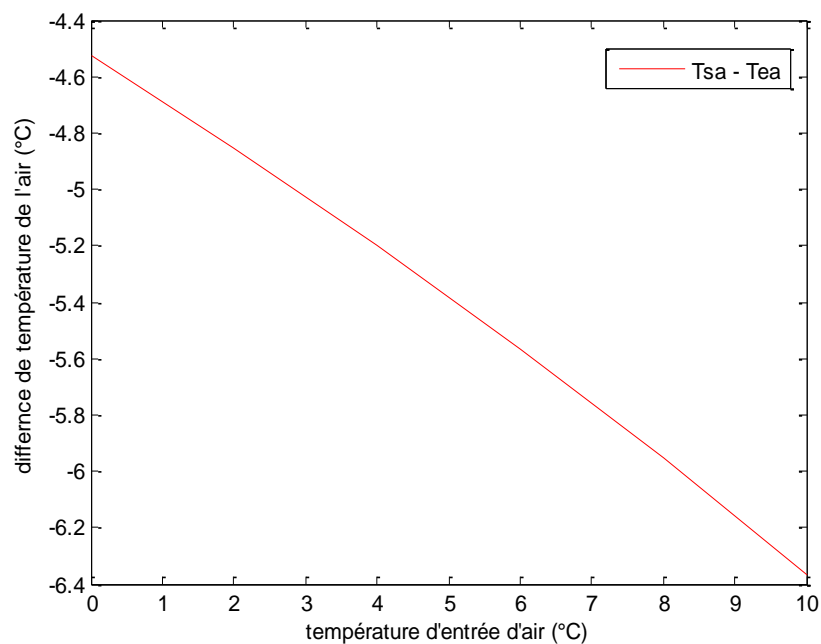


Figure III.10: Variation de la différence de température de l'air aux bornes de l'évaporateur en fonction de la température d'entrée d'air (T_{cond}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7\text{ Kg/s}$

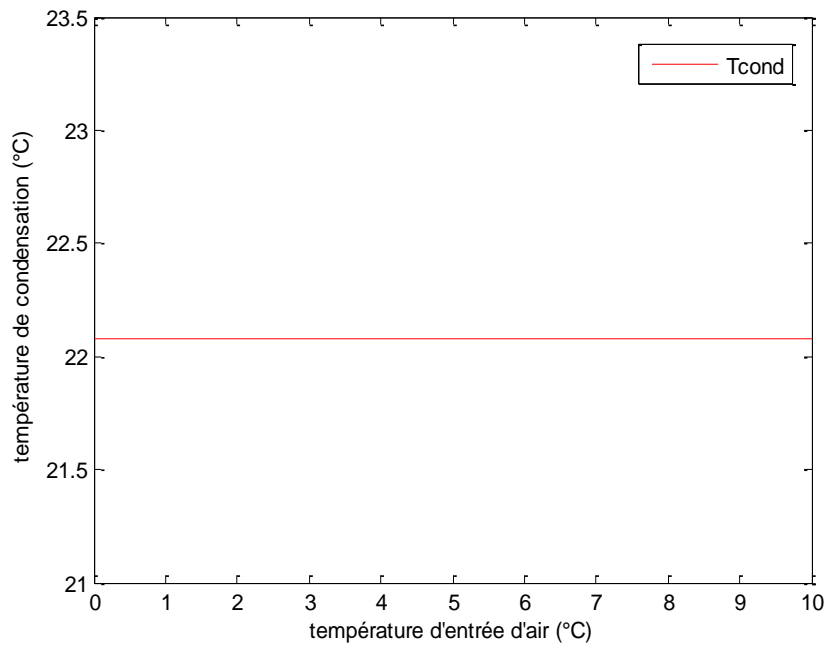


Figure III.11: Variation de la température de condensation (T_{cond}) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

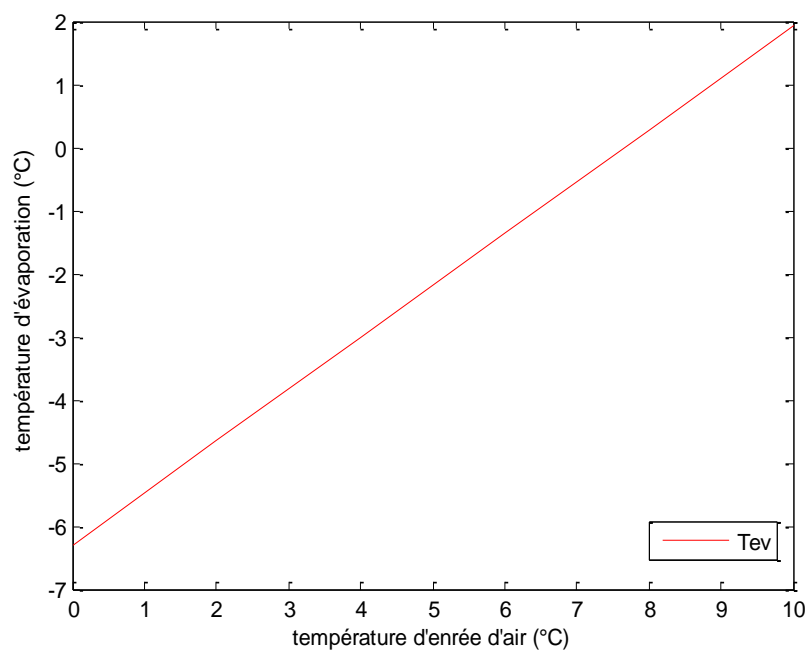


Figure III.12: Variation de la température d'évaporation (T_{ev}) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

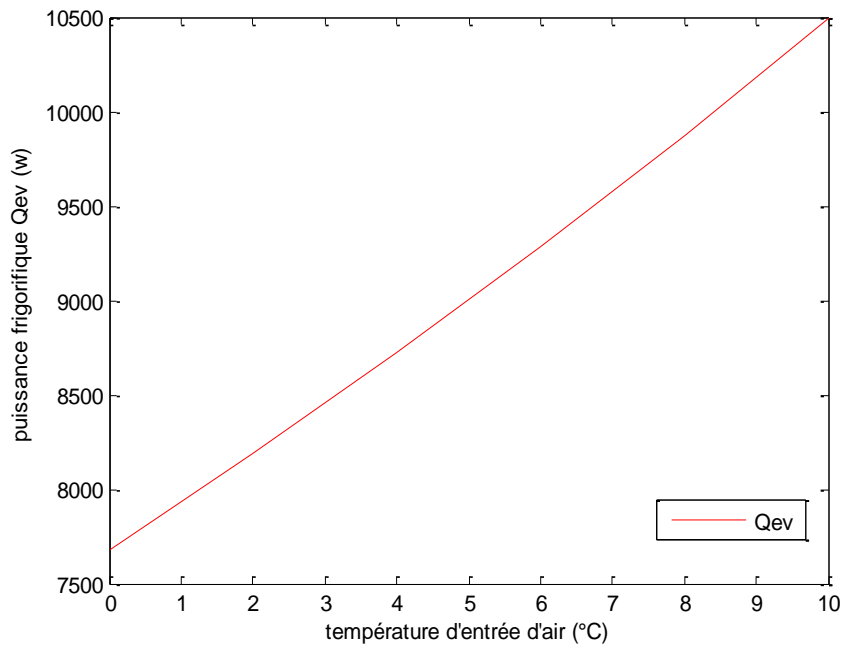


Figure III.13: Variation de la puissance frigorifique (Q_{ev}) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

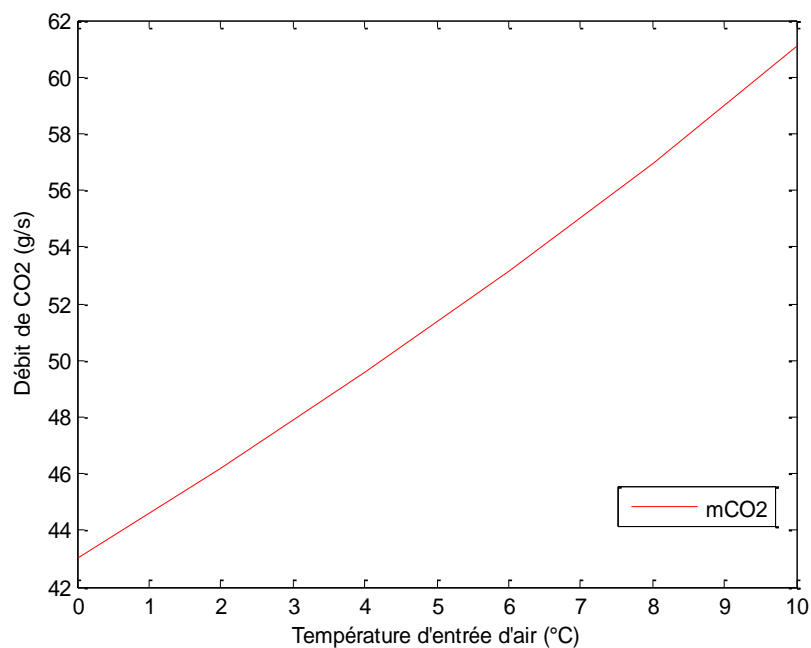


Figure III.14: Variation du débit de CO_2 en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

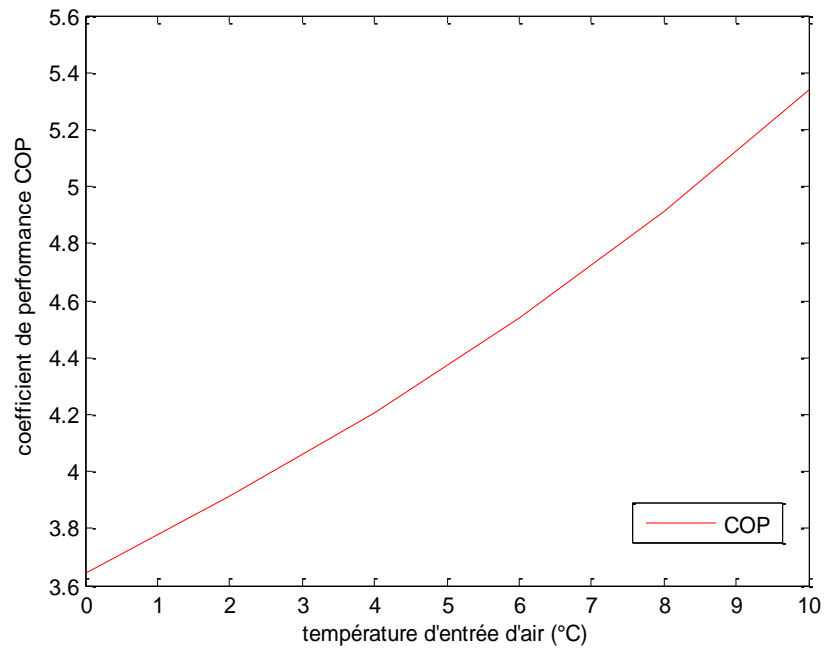


Figure III.15: Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

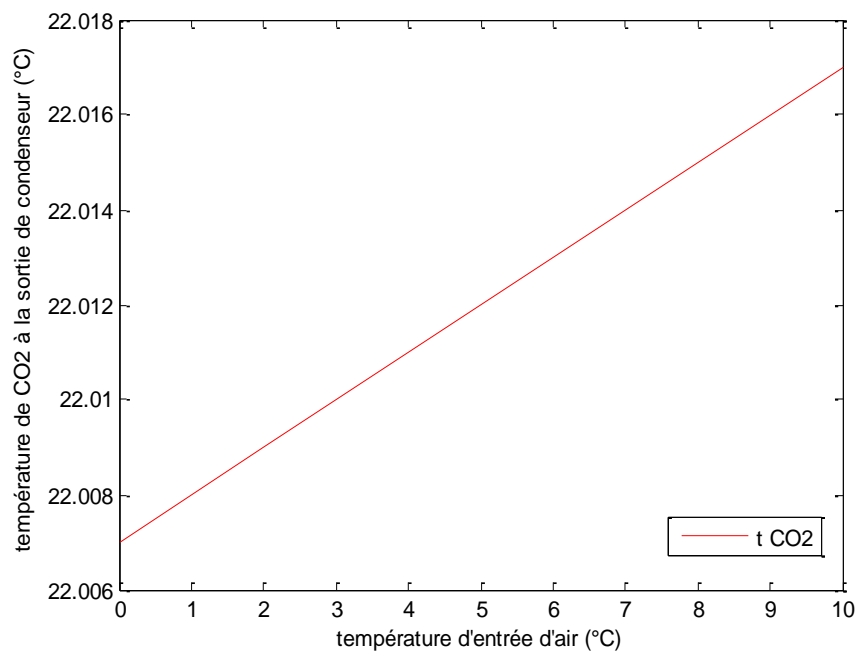


Figure III.16: Variation de la température de CO_2 à la sortie du condenseur en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

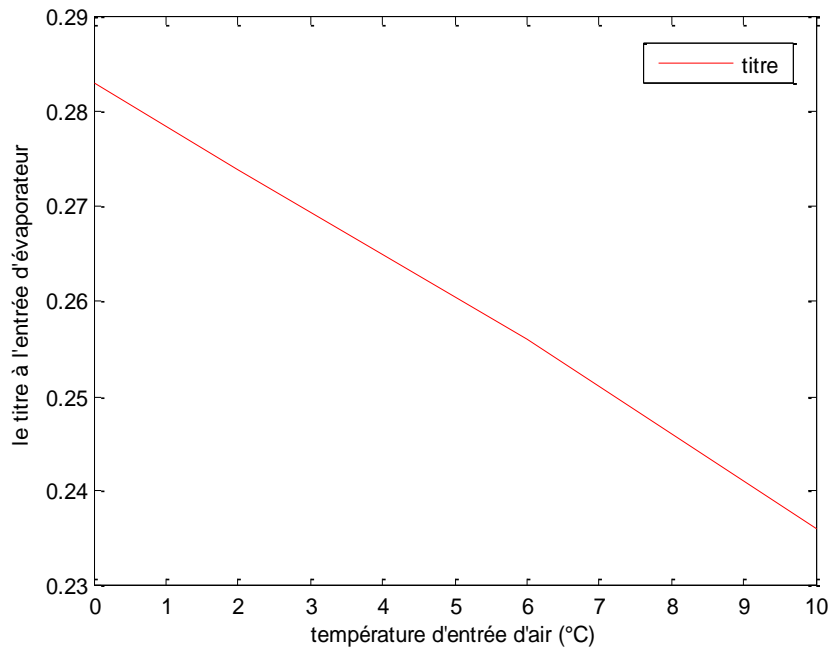


Figure III.17: Variation du titre à l'entrée d'évaporateur (x_4) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

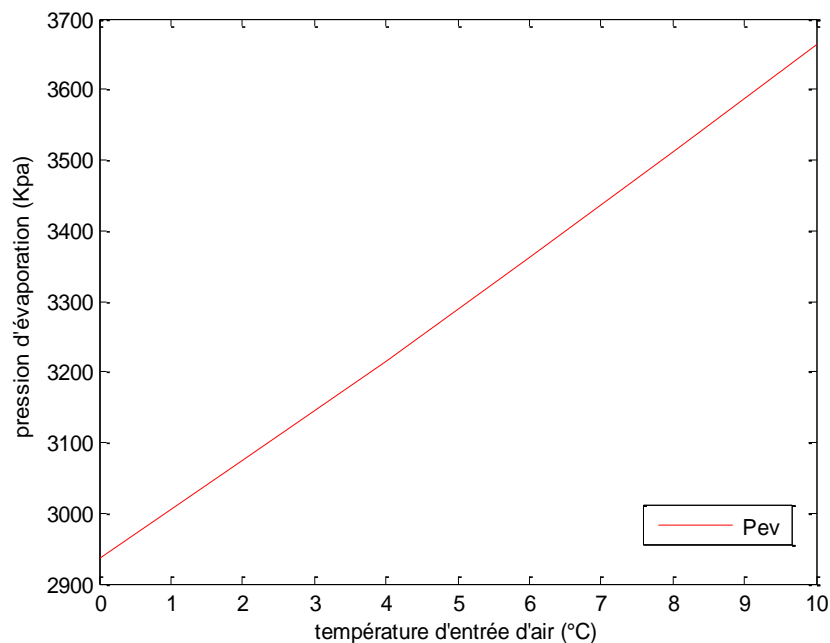


Figure III.18: Variation de la pression d'évaporation (p_{ev}) en fonction de la température d'entrée d'air (T_{ea}) pour un débit de $\dot{m}_{ee} = 0.7 \text{ Kg/s}$

Par contre la température de l'air insufflée sur l'évaporateur influe sur le fonctionnement de cette machine frigorifique.

Cependant, la température d'évaporation, le débit de CO_2 la pression d'évaporation et la puissance frigorifique sont les seuls paramètres qui subissent de fortes variations figures (12,13,14,18).

Par contre, la température de sortie d'air reste insensible.

En effet, en élevant la température de l'air de $0^\circ C$ à $10^\circ C$, la puissance frigorifique passe de 7700 à 10500 *watts* soit une augmentation de 36%, ce qui améliore le *COP* de 50%.

4. Conclusion

L'étude de l'influence de différents paramètres sur le fonctionnement d'une machine frigorifique a permis de montrer que seule la température de l'air insufflée sur l'évaporateur peut affecter le cycle décrit par le CO_2 .

*Conclusion
générale*

Conclusion générale

Dans ce mémoire est présenté un modèle mathématique, basé sur les principes de la thermodynamique et des corrélations issues de la littérature, qui permet d'évaluer les paramètres de sortie et les performances d'une machine frigorifique au CO_2 dans le domaine subcritique en régime permanent.

Des simulations numériques sont effectuées. Les résultats obtenus ont permis de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres externes tels que : Température et débit d'eau et la température de l'air. On a montré que l'effet de variation de température et débit d'eau est très faible, alors que toutes variations de température d'air occasionnent des modifications non négligeables du cycle de fonctionnement du CO_2

Ce travail étant un support théorique, pourra être complété par la réalisation expérimentale.

*Références
bibliographiques*

Références bibliographiques

- [1] Agouar Lynda. « Caractérisation du condenseur et du détendeur d'une Machine frigorifique fonctionnant au co2 ». Mémoire de master, ummto, 2012.
- [2] Hamdadou Siham. « caractérisation du compresseur et de l'évaporateur d'une machine frigorifique fonctionnant au co2 ». Mémoire de master, ummto, 2012.
- [3] Association adilca,
Site internet : www.adilca.com.
- [4] Pierre Rapin-Patrick Jacquard, « Technologie des installations frigorifiques », 8 édition, Dunod, Paris, 2004.
- [5] W.Maakk, H-J.Eckert, Jean-Louis Cauchepin,
Le polmann : Manuel technique de froid, Tome 1 (2 édition), octobre 1993.
- [6] Site internet : energie.wallonie.be
- [7] P. Dal Zotto, J-M Larre, A Merlet, L Picau, « Mémotech génie énergétique ».
- [8] Sempore Jean Francis-Groupe des Ecoles EIER ETSHER (GEF),
Site internet : www.eieretsher.org.
- [9] J Bernier, « La pompe à chaleur : Déterminer-Installer-Entretienir »,
PYC Livres, paris 2004.
- [10] Michele Mondot, Ahmed bensafi, Christophe Marvillet
L'après R22 : Guide des frigorigènes pour la climatisation, PYC Livres.
- [11] Paul Byrne, Jacque Miriel, Yves Lénat, « Etude comparative CO2_R134a ».
- [12] Denis LEDUCQ : « froid et environnement » Cemagref 2009.
- [13] « L'utilisation du CO2 comme fluide frigorigène », institut international du froid, organisation intergouvernementale pour le développement du froid, février 2000
- [14] Jean Desmons, Aide-mémoire , froid industriel, Dunod, 2006.
- [15] I.guitari, « Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO2 », thèse de doctorat, institut national des science appliquée de Lyon,2005.