

**UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA**

**Faculté des Sciences Appliquées**



**MEMOIRE DE MASTER**

**Présenté pour obtenir le diplôme:**

De Master

**Domaine:** Sciences et Technologie

**Spécialité:** Génie mécanique

Option: Énergétique

**Par:** Khelif Abdel Gheffar

**Thème:**

**Modélisation d'une Machine Frigorifique  
À Compression mécanique de Vapeur**

Soutenu Publiquement

Le : 09/06/2014

Devant le jury:

M.A	Hecini	: Président	UKM Ouargla
M.A	Guermi	: Examineur	UKM Ouargla
M.A	A.S Bounouinoua	: Encadreur	UKM Ouargla

**Année Universitaire : 2013 /2014**

## ***Dédicace :***

***Je dédie ce modeste travail à...***

- ✚ Ma chère mère : Vous serez absente à jamais mais toujours présente dans nos cœurs;***
- ✚ Mon père: vous nous avez inculqué le sens de l'honneur;***
- ✚ Mes frères: Lotfi, Abdelmalek, Khaled, Yacine;***
- ✚ Mes sœurs;***
- ✚ Mes frères et sœurs : Si je vous doit beaucoup c'est parce que vous m'avez tout donné...***
- ✚ À mes amis;***
- ✚ Spécialement à tous mes camarades de promotion pour l'ambiance sereine qui nous animé au cours de notre formation.***

***Soyez tous honorés ...***

# Remerciements

*Je tiens tout d'abord à remercier « Dieu » le tout puissant.*

*Mes plus sincères remerciements vont également à mon encadrant Monsieur BOUNOUIOUA AHMED SABER pour la qualité de son encadrement et ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions et pour l'optimisme qu'il a su me transmettre.*

*Je souhaite également remercier les membres du jury qui ont bien voulu consacrer une partie de leur temps à ma mémoire.*

*Merci à mes collègues et amis avec lesquels j'ai beaucoup partagé, en particulier EL HASSASNA MOHAMED YACINE, SALAH, SLIMAN, KHALED, LAZHAR, TAHAR, ISMAIL, KHAIREDINE.*

*Un grand merci à toute ma famille, et surtout à mes parents, mes frères et à mes sœurs, merci pour votre soutien inconditionnel.*

*Khelif Abdel gheffar*

## Résumé :

Ce travail présente un modèle de simulation pour prévoir la performance d'une machine frigorifique à compression mécanique en régime permanent. Le modèle mathématique se compose des sous modèles des différents composants de système tels que l'évaporateur, le condensateur, le compresseur et le tube capillaire. Ces sous modèles ont été construits en se basant sur les principes fondamentaux du transfert de chaleur, de la thermodynamique, de la mécanique des fluides, des rapports empiriques et des données du fabricant (selon les besoins). Le modèle est codé dans un programme de simulation et utilisé pour prévoir les paramètres d'intérêt tels que la température de sortie de l'eau dans le condenseur, la température de sortie de l'eau dans l'évaporateur, le débit massique du fluide frigorigène, la puissance calorifique et la puissance frigorifique du système. Nos résultats apparaissent très acceptable et même motivants.

## ملخص:

هذا العمل يطرح نموذج محاكاة من اجل التنبؤ بأداء آلة تبريد تستعمل الضغط الميكانيكي و هذا في مجال عمل مستقر. النموذج الرياضي للآلة يتكون من عدة نماذج رياضية تحتية يخصص كل واحد منها لمكون من مكونات النظام مثل المبخر، المكثف، الضاغط و الأنبوب الشعري. هذه النماذج الرياضية التحتية بنيت على أساس المبادئ الأساسية لانتقال الحرارة ، الديناميكا الحرارية، ميكانيكا الموائع ،علاقات تجريبية وبيانات الصانع حسب الضرورة. و قد شفر نموذج المحاكاة الرياضي في برنامج إعلام آلي من اجل التنبؤ بمختلف العوامل المهمة مثل درجة حرارة المياه عند الخروج من المكثف، ودرجة حرارة المياه عند الخروج من المبخر، معدل تدفق سائل التبريد، قدرة التسخين و قدرة التبريد. وكانت النتائج مقبولة جدا و محفزة.

**Tables des matières :**

**Dédicace.....i**  
**Remerciement.....ii**  
**Résumé.....iii**  
**Tables des matières..... 1**  
**Liste des figures.....4**  
**Liste des tableaux.....6**  
**Introduction générale.....8**

**Chapitre I. Généralités sur les machines frigorifiques**

I.1 Introduction..... 11  
I.2 Définition..... 11  
I.3 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique utilisant un changement de phase  
d'un fréon..... 12  
    I.3.1 Systèmes ouverts..... 13  
    I.3.2 Systèmes fermés..... 13  
    I.3.3 Système monophasique..... 14  
    I.3.4 Système biphasique..... 15  
I.4 Classification des machines frigorifiques..... 15  
    I.4.1 Machine consommant de l'énergie mécanique (système au moins ditherme..... 15  
    I.4.2 Machine consommant de l'énergie thermique (système au moins trithermes..... 16  
I.5 Les cycles frigorifiques ..... 16  
    I.5.1 Cycle frigorifique de référence..... 18  
    I.5.2 Cycle théorique ..... 19  
    I.5.3 Cycle parfait ..... 19  
    I.5.4 Cycle réel ..... 20  
I.6 Classification des cycles frigorifiques à compression mécanique..... 21  
    I.6.1 Cycles à compression à un seul fluide frigorigène pur ou fluide azéotropique ..... 21  
        I.6.1.1 Cycle à compression monoétagée ..... 21  
        I.6.1.2 Cycle à compression polyétagée..... 21  
            I.6.1.2.1 cycle à compression biétagée..... 21

1.6.1.2.2 Cycle à plus de deux étages de compression .....	21
1.6.2 Cycles à compression à plusieurs fluides frigorigènes .....	22
1.6.2.1 Cycles à plusieurs fluides frigorigènes purs séparés (Cycles en cascade) ...	22
1.6.2.2 Cycle à mélange de plusieurs frigorigènes (fluides zéotropiques).....	22

## **Chapitre II. Synthèse bibliographique**

II.1 Introduction .....	24
II.2 Fluides frigorigènes .....	24
II.3 Compresseurs frigorifiques.....	25
II.4 Détendeurs frigorifiques.....	26
II.5 Echangeurs de chaleur.....	28
II.5.1 Echangeur de chaleur à tubes baïonnettes .....	30
II.5.2 Echangeur de chaleur à plaques .....	31
II.5.3 Échangeur de chaleur tubulaire à ailettes .....	31
II.6 Machine et cycle frigorifiques à un seul étage de compression.....	31
II.6.1 Simple modélisation d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur à un seul étage de compression.....	32
II.6.2 Commande prédictive non linéaire d'un cycle à compression de vapeur.....	33
II.6.3 Modèle NTU- $\epsilon$ pour les refroidisseurs d'eau à compression de vapeur.....	33
II.6.4 Modélisation d'un climatiseur split système avec un chauffe-eau intégré .....	34

## **Chapitre III. Modèle mathématique**

III.1 Introduction.....	37
III.2 Modélisation de fluide frigorigène (R134a).....	38
III.2.1 Propriétés générales du fluide frigorigène R134a.....	39
III.2.1.1 Pression et température de saturation.....	39
III.2.1.2 Différentes caractéristique thermodynamique et thermo physiques à l'état saturé liquide et vapeur.....	39
III.2.1.3 Enthalpie et volume massique (spécifique) à l'état vapeur surchauffée.....	41
III.2.1.3.1 Détermination l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée.....	41
III.2.1.3.2 Détermination de l'équation du volume spécifique de la phase vapeur	

suchauffée .....	42
III.3 Modélisation de compresseur.....	43
III.3.1 Puissance, débit massique.....	44
III.3.2 Echange d'enthalpie à travers la compression isentropique.....	44
III.3.2.1 Echange d'enthalpie dans la compression isentropique (vapeur saturée).....	44
III.3.2.2 Echange d'enthalpie dans la compression isentropique (vapeur surchauffée).....	45
III.4 Modélisation de détenteur.....	45
III.5 Modélisation des Echangeurs.....	46
III.5.1 Coté eau.....	47
III.5.2 Evaporateur.....	48
III.5.2.1 Evaporation.....	49
III.5.2.2 Surchauffe.....	49
III.5.3 Condenseur.....	50
III.5.3.1 Désurchauffe, sous-refroidissement.....	51
III.5.3.2 Condensation.....	51

## **Chapitre IV. Résultats et discussions**

IV.1 Introduction .....	53
IV.2 Fluide frigorigène .....	54
IV.3 Compresseur .....	57
IV.4 Détendeur .....	60
IV.4.1 Influence de la température de condensation sur le débit massique .....	61
IV.4.2 Influence de la longueur du tube capillaire sur le débit massique de détenteur.....	62
IV.5 Evaporateur et Condenseur .....	65
IV.6 Machine frigorifique .....	68
IV.6.1 Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique.....	70
IV.6.2 Influence du degré de surchauffe et de sous-refroidissement sur la machine frigorifique.....	71
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>73</b>
<b>Nomenclature.....</b>	<b>74</b>
<b>Bibliographie.....</b>	<b>75</b>

## Liste des figures

Figure		Page
I.1	Diagramme énergétique d'une machine frigorifique	12
I.2	Schéma d'un système frigorifique à compression de vapeur simple	13
I.3	Le cycle frigorifique de référence	18
I.4	Les cycles frigorifiques	20
II.1	le compresseur hermétique	25
II.2	Les compresseurs à vis	25
II.3	Détendeur type capillaire	26
II.4	Les différents régimes de l'ébullition convective	29
II.5	Régimes d'ébullition pour une température de paroi imposée	29
II.6	Schéma d'un échangeur de chaleur à tubes baïonnettes	30
II.7	Présentation du modèle utilisé	33
II.8	Présentation de la machine frigorifique modelée par [24]	34
II.9	Evolution de transfert thermique dans le serpentin de chauffe-eau	35
III.1	Schéma de machine frigorifique à compression mécanique de vapeur mono étagée	37
III.2	Diagramme enthalpique (pression-enthalpie) du cycle frigorifique à compression mécanique de vapeur	38
III.3	Schéma d'un échangeur coaxial (double tube)	46
III.4	Représentation des différents écoulements dans l'évaporateur	48
III.5	Diagramme (T-longueur) d'évaporation	48
III.6	Représentation des différents écoulements dans le condenseur	50
III.7	Diagramme (T-longueur) de condensation	50
IV.1	Organigramme de fluide en état diphasique	55
IV.2	Organigramme de la vapeur surchauffée	55
IV.3	Variation de pression de saturation (réelle et calculée) suivant la température de saturation.	56
IV.4	Variation de la masse volumique de la vapeur saturée (réelle et calculée) suivant la température de saturation	56
IV.5	Variation de l'enthalpie de liquide saturé (réelle et calculée) suivant la température de saturation.	57



IV.6	Organigramme du compresseur	58
IV.7	Influence de la température de condensation sur la puissance Consommée par le compresseur	58
IV. 8	Influence de la température d'évaporation sur la puissance Consommée par le compresseur	59
IV.9	Organigramme du détenteur	60
IV.10	Influence de la température de condensation sur le débit massique du détendeur	61
IV.11	Influence de la longueur du tube capillaire sur le débit massique de détendeur	62
IV.12	Organigramme de l'évaporateur	63
IV.13	Influence de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur Sur la surface d'échange d'évaporation	64
IV.14	Influence de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur Sur la surface d'échange de surchauffe	64
IV.15	Organigramme du condenseur	66
IV.16	Influence de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur la surface d'échange de condensation (sans effet d'encrassement)	67
IV.17	Influence de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur les surfaces d'échange de désurchauffe et de sous-refroidissement (sans effet d'encrassement)	67
IV.18	Organigramme de la machine frigorifique	69
IV.20	Influence de la température de condensation sur le coefficient De performance de la machine frigorifique	70
IV.21	Influence du degré de surchauffe sur le coefficient de Performance de la machine frigorifique	71
IV.22	Influence du degré de sous-refroidissement sur le coefficient de Performance de la machine frigorifique	72

## Liste des tableaux

Tableau		Page
II.1	Paramètre des essais	19
III.1	Coefficients $a_i$ pour les équations (III.2) et (III.3)	49
III.2	Coefficients $a_i$ pour le R134 liquide saturée	50
III.3	Coefficients $a_i$ pour le R134 vapeur saturée	50
III.4	Coefficients de l'expression de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée	41
III.5	Coefficients calculés de l'équation du volume spécifique de la vapeur Surchauffée	42

# Introduction

En 1902, un ingénieur américain mit au point un système pour refroidir un local fermé. Son invention parviendra quelques années plus tard en France pour un usage industriel, avec l'apparition des premières chambres froides.

Le froid est devenu une forme d'énergie importante dans notre société. Utilisé dans un grand nombre de secteurs et sous de nombreuses formes (conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement de procédés industriels etc.).

Les systèmes frigorifiques à compression nécessitent en effet pour leur fonctionnement l'utilisation de fluides frigorigènes. Ce système utilisé largement pour les pompes à chaleur de petites et grandes puissances, les climatiseurs et les groupes de réfrigérations classiques.

Le cycle à compression mécanique de vapeur comprend généralement trois éléments essentiels : les échangeurs aux sources chaude et froide (condenseurs et évaporateurs), le compresseur et le détendeur.

Notre but est de créer une simulation énergétique d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur en régime permanent, fonctionnant avec le R134a pour discuter après l'influence des différents paramètres sur les fonctions de la machine frigorifique.

Pour ce faire, nous allons diviser notre travail en quatre chapitres :

- Nous avons consacré le premier chapitre à quelques rappels et généralités concernant les notions générales des machines frigorifiques.
- Dans le second chapitre, nous avons fait une synthèse bibliographique permettant de faire le point sur les paramètres les plus importants qui gouvernent la modélisation de notre machine frigorifique.

- Le troisième chapitre va présenter La description de la machine frigorifique utilisée dans ce modèle ainsi que la formulation mathématique utilisée pour modéliser chaque composant.
- Les différents résultats obtenus par le programme de simulation et les différents organigrammes sont rassemblés et commentés dans le quatrième chapitre.

En fin, nous allons terminer par une conclusion générale.

# *Chapitre I*

## *Généralités*

## **I.1 Introduction :**

« La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps Chaud ». C'est l'énoncé de Clausius du second principe de la thermodynamique.

Si l'on veut effectuer le transfert de chaleur, dans le sens antinaturel, d'un milieu froid vers un milieu chaud, il faut, nécessairement, d'une part, imaginer et mettre en œuvre un système thermique particulier, et, d'autre part, fournir, de l'énergie au système.

Le système thermodynamique particulier mis en œuvre est susceptible de transférer effectivement de la chaleur d'un milieu à température inférieure où la chaleur est prélevée (source froide) vers un milieu à température supérieure où la chaleur est rejetée (puits chaud).

Lorsque le but recherché est l'extraction de chaleur à un corps, ou à un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à celle de l'ambiance, c'est-à-dire lorsqu'il s'agit de produire du froid, le système thermodynamique qui effectue cette opération prend naturellement le nom de machine frigorifique. L'effet utile est la chaleur extraite (ou le froid produit) à la source froide [2].

Pour alimenter le système thermodynamique, on utilise:

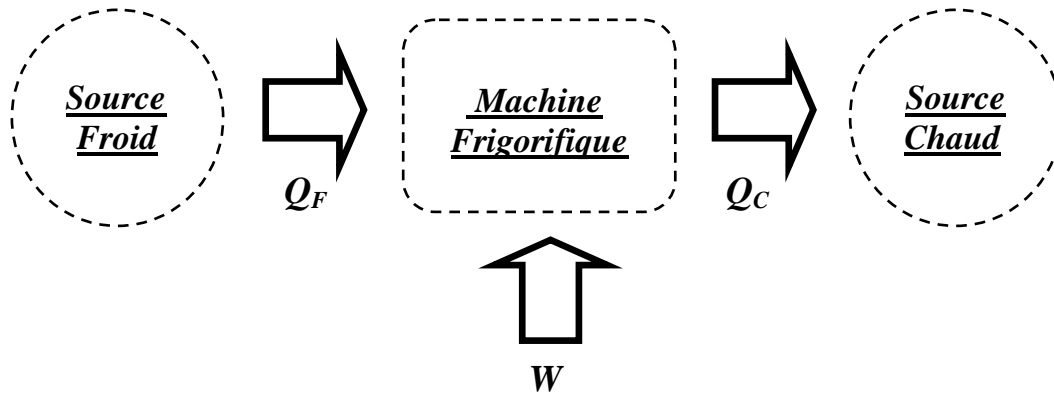
- Soit une énergie mécanique, ou équivalente; le système comporte alors au minimum une source froide et un puits chaud; il est dit, au moins, ditherme;
- Soit une énergie thermique, le système comporte alors au moins une source thermique supplémentaire, la « source de chaleur motrice II. Le système en question est alors, au moins, tritherme.

## **I.2 Définition :**

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

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

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps froid vers un corps chaud, on peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu chaud vers un milieu froid. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt [14].

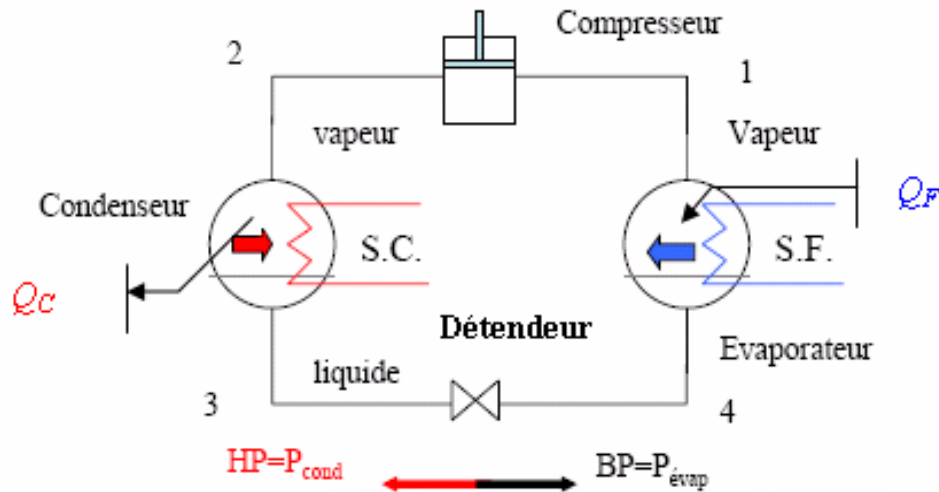


**Fig. I.1:** Diagramme énergétique d'une machine frigorifique

### **I.3 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique utilisant un changement de phase d'un fréon :**

Le système frigorifique à compression de vapeur le plus courant fonctionne grâce à un frigorigène situé dans un circuit fermé comprenant un compresseur, un condenseur, un organe de détente, un évaporateur et des tuyauteries de raccordement (**Figure I.2**).

La vapeur du frigorigène comprimée à haute pression est condensée à haute température dans le condenseur par transfert de chaleur ( $Q_C$ ) vers le milieu environnant. La pression du frigorigène à l'état liquide est réduite dans le détendeur. A basse pression et basse température, le frigorigène se vaporise, ce qui permet d'extraire la chaleur ( $Q_F$ ) de la substance à refroidir. Pour compléter le cycle, à la sortie de l'évaporateur, la vapeur du frigorigène à basse pression est comprimée et portée à haute pression par le compresseur. La chaleur totale rejetée au niveau du condenseur correspond à la somme de la chaleur extraite à l'évaporateur et de l'énergie ( $W_c$ ) consommée par le compresseur [3].



**Fig. I.2:** Schéma d'un système frigorifique à compression de vapeur simple.

Le changement d'état liquide-vapeur est le phénomène majeur sur lequel on s'appuie pour produire du froid. On peut le mettre en œuvre dans des systèmes soit ouverts, soit fermés.

### 1.3.1 Systèmes ouverts :

Après utilisation de l'effet thermique recherché, le fluide actif n'est pas récupéré mais rejeté dans le milieu extérieur. Pour qu'il en soit ainsi, il faut évidemment que le frigorigène rejeté soit sans action sur l'environnement (azote, eau, etc.) et, en outre, peu coûteux. On peut, par exemple, de cette manière :

- refroidir, dans les laboratoires, quantité de substances et effectuer des expériences à basse température en mettant en œuvre l'azote liquide (température d'ébullition  $T_{eb} = 77$  K) ou l'hélium liquide ( $T_{eb} = 4,2$  K) ;
- refroidir un local situé dans un climat chaud et sec en vaporisant de l'eau directement dans l'air de ce local.

Dans un cas, comme dans l'autre, on ne récupère pas le frigorigène vaporisé.

### 1.3.2 Systèmes fermés :

Le frigorigène évolue dans un système clos qui doit être aussi parfaitement étanche vis-à-vis de l'extérieur que possible (confinement du frigorigène) [26]. Ce circuit comporte nécessairement:



- Un évaporateur placé dans le milieu à refroidir, par exemple une chambre froide où l'on doit maintenir la température intérieure  $T_i$ . Le frigorigène qui y entre en phase liquide s'y vaporise à la température  $T_F < T_i$  en absorbant de la chaleur à cette enceinte.
- Un condenseur refroidi par un fluide extérieur, air ou eau, à la température  $T_r$  où le fluide frigorigène, qui y entre en phase vapeur, se condense à une température  $T_C > T_r$  en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement.

L'énergie mécanique  $W$  est fournie à ce système pour permettre l'évolution cyclique du frigorigène.

### I.3.3 Système monophasique :

Lorsque le frigorigène pur,  $c = 1$ , est sous une seule phase, la variance est  $\nu=2$ . Les deux grandeurs influant sur le système, la température  $T$  et la pression  $p$ , peuvent varier indépendamment l'une de l'autre.

On peut ainsi abaisser, sous pression constante, la température du frigorigène sous la seule phase liquide, au-dessous de la température de saturation  $T_{sat}$  correspondant à la pression qui s'exerce sur lui. Le liquide est alors sous-refroidi et son sous-refroidissement est :

$$\Delta T_{SR} = T_{sat} - T_l \dots\dots\dots(I.1)$$

Avec :

$T_l$  : température de ce liquide.

De même, on peut élever, sous pression constante, la température du frigorigène sous la seule phase vapeur, au-dessus de  $T_{sat}$  correspondant à la pression de cette phase. La vapeur est alors surchauffée et la surchauffe est :

$$\Delta T_{SC} = T_v - T_{sat} \dots\dots\dots (I. 2)$$

Avec:

$T_v$  température de cette vapeur.

**I.3.4 Système biphasique :**

Dans l'évaporateur et le condenseur d'un circuit frigorifique, les phases liquides et vapeur du frigorigène coexistent. la variance du système dans ce cas est  $\nu = 1$ . Pour le frigorigène, corps pur sous ces deux phases, la pression et la température sont liées. Nous ne pouvons agir à notre gré que sur l'un de ces paramètres, l'autre étant alors fixé par la relation de pression de vapeur [2].

Cette relation peut généralement s'écrire, d'après l'équation de Clapeyron :

$$I g(p) = A + \frac{B}{T} + C \lg(T) + DT + E... \dots\dots\dots (I. 3)$$

**I.4 Classification des machines frigorifiques :**

Selon l'énergie consommée, il existe de grandes familles des machines frigorifiques :

**I.4.1 Machine consommant de l'énergie mécanique (système au moins ditherme) :**

Grâce à l'énergie mécanique (ou équivalente)  $W$  fournie à ce système, on absorbe à la source froide, à la température thermodynamique  $T_F$ , l'énergie thermique  $Q_F$ . Au lieu de considérer les énergies, on peut s'intéresser aux puissances mises en œuvre. Du fait de la puissance mécanique fournie  $P$ , on produit, à la source froide, une puissance frigorifique  $P_F$  selon le premier principe :

$$+|Q_F| + |W| - |Q_C| = 0 \dots\dots\dots (I.4)$$

$$|W| = |Q_C| - |Q_F| \dots\dots\dots (I.5)$$

Ou encore :

$$|P| = |P_C| - |P_F| \dots\dots\dots (I.6)$$

Le coefficient de performance frigorifique  $COP_F$  d'une machine frigorifique ditherme est :

$$COP_F = \frac{|Q_F|}{|Q_C| - |Q_F|} = \frac{1}{(|Q_C|/|Q_F|) - 1} \dots\dots\dots (I.7)$$

Il peut être supérieur, égal ou inférieur à 1 selon les conditions de fonctionnement du système.

Pour une machine frigorifique (ou une pompe à chaleur) ditherme réversible, donc

thermodynamiquement idéale, on doit satisfaire à la relation de Clausius :

$$\frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_C}{T_C} = 0 = + \frac{|Q_F|}{T_F} - \frac{|Q_C|}{T_C} \Rightarrow \frac{|Q_C|}{|Q_F|} = \frac{T_C}{T_F} \dots\dots\dots(I.8)$$

Dans ce cas, les coefficients de performances frigorifique et calorifique de ces systèmes idéaux deviennent :

$$COP_{F,(id)}^W = \frac{T_F}{T_C - T_F} \dots\dots\dots(I.9)$$

$$COP_{C,(id)}^W = \frac{T_C}{T_C - T_F} \dots\dots\dots(I.10)$$

W : indiquant que le système reçoit du travail.

**I.4.2 Machine consommant de l'énergie thermique (système au moins trithermes) :**

Outre la source froide à  $T_F$  et le puits chaud à  $T_C$ , ces systèmes, consommant de l'énergie thermique, mettent en œuvre au moins une troisième source de chaleur à  $T_M$  où la chaleur motrice leur est fournie. On a donc affaire à des systèmes (au moins) trithermes.

Notons que selon le niveau thermique de cette troisième source  $T_M$ , on peut rencontrer les deux cas suivants :

- 1<sup>er</sup> cas :  $T_M > T_C > T_F$
- 2<sup>e</sup> cas :  $T_C > T_M > T_F$

**I.5 Les cycles frigorifiques :**

Le calcul d'une machine frigorifique s'effectue sur la base du tracé du cycle frigorifique de la dite machine.

Les principaux paramètres permettant d'effectuer le tracé de ce cycle frigorifique sont les suivants :

- La température de condensation (pression de condensation).
- La température d'évaporation (pression d'évaporation).

- La surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur.
- Le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide à la sortie du condenseur.

Le régime de fonctionnement d'une machine frigorifique est défini par :

- La température de condensation.
- La température d'évaporation

Ces températures sont déterminées à partir des températures des médiums à savoir :

- La température de l'air extérieur pour les condenseurs à air.
- La température de l'eau disponible pour les condenseurs à eau.
- La température à obtenir dans l'enceinte à refroidir pour les évaporateurs à air.
- La température de refroidissement du fluide pour les évaporateurs à eau.

Le régime de fonctionnement d'une machine frigorifique est une donnée fondamentale.

La production frigorifique (la puissance frigorifique) d'une machine est intimement liée à son régime de fonctionnement et sur la consommation électrique du compresseur de la machine considérée.

La puissance frigorifique est donnée pour un régime de fonctionnement bien précis. Les puissances frigorifiques d'une machine frigorifique donnée sont généralement consignées dans un tableau suivant les différents régimes de fonctionnement [2].

On estime que :

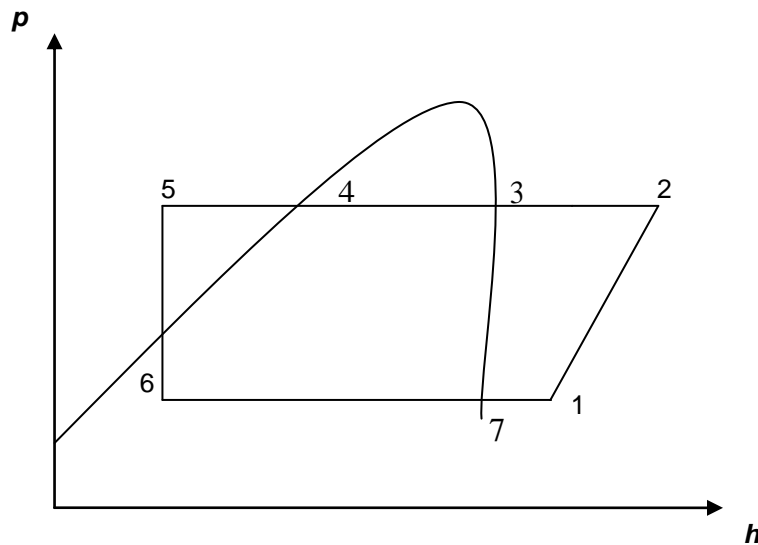
- Une augmentation de la température de condensation de 1°C entraîne une surconsommation électrique de 3%.
- Une baisse de la température d'évaporation de 1°C entraîne une surconsommation électrique de 3%.

Les tables de saturation des fluides frigorigènes ou le diagramme enthalpique permettent la détermination des pressions d'évaporation et de condensation à partir des températures d'évaporation et de condensation.

### 1.5.1 Cycle frigorifique de référence:

Les différentes évolutions du fluide frigorigène dans la machine frigorifique sont représentées sur le diagramme enthalpique, il s'agit du cycle frigorifique de la machine communément appelée cycle de référence ou cycle pratique par les frigoristes [2].

Suivant (**Fig. I.3**), le fluide frigorigène (FF) circulant dans le circuit frigorifique suit les évolutions suivantes :



**Fig. I.3:** Le cycle frigorifique de référence

- Entre 1 et 2 : compression des vapeurs de FF qui passent d'un niveau de basse pression (BP) à un niveau de haute pression (HP).
- Entre 2 et 3 : désurchauffe des vapeurs de FF (HP).
- Entre 3 et 4 : condensation des vapeurs de FF (HP) qui deviennent du FF liquide (HP).
- Entre 4 et 5 : sous refroidissement du FF liquide (HP).
- Entre 5 et 6 : détente du FF liquide (HP) qui devient un mélange de liquide (BP) et d'une faible quantité de vapeurs (BP).
- Entre 6 et 7 : évaporation du FF liquide (BP) qui devient des vapeurs de FF (BP).
- Entre 7 et 1 : surchauffe des vapeurs de FF (BP).

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet d'effectuer l'étude et le dimensionnement des machines frigorifique avec une précision acceptable.

En pratique, ce cycle est tracé sur les bases suivantes :

- Compression isentropique.
- Détente isenthalpique.
- Surchauffe de 5°C (pour étude de conception) ou SC mesurée.
- Sous-refroidissement de 5°C (pour étude de conception) ou SR mesuré.

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet de s'affranchir des cycles frigorifiques proposés par la théorie de la thermodynamique appliquée à savoir :

- Le cycle théorique.
- Le cycle parfait.
- Le cycle réel.

Néanmoins, ces cycles présentent un grand intérêt pour l'étude théorique des systèmes thermodynamiques.

### I.5.2 Cycle théorique :

Ce cycle qui est représenté par les points 1-2-3-4 (voir **Fig. I.4**) est établi sur la base suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures.
- Pas de SC au niveau de l'évaporateur.
- Pas de SR au niveau du condenseur.

Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les suivantes :

- Compression isentropique du FF vapeur entre les points 1 et 2.
- Condensation isothermique entre les points 2 et 3.
- Détente isenthalpe entre les points 3 et 4.
- Evaporation isothermique entre les points 4 et 1.

### I.5.3 Cycle parfait :

Ce cycle qui est représenté par les points 1'-2'-3'-4' (voir **Fig. I.4**) est établi sur la base suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures.

- SC au niveau de l'évaporateur.
- SR au niveau du condenseur.

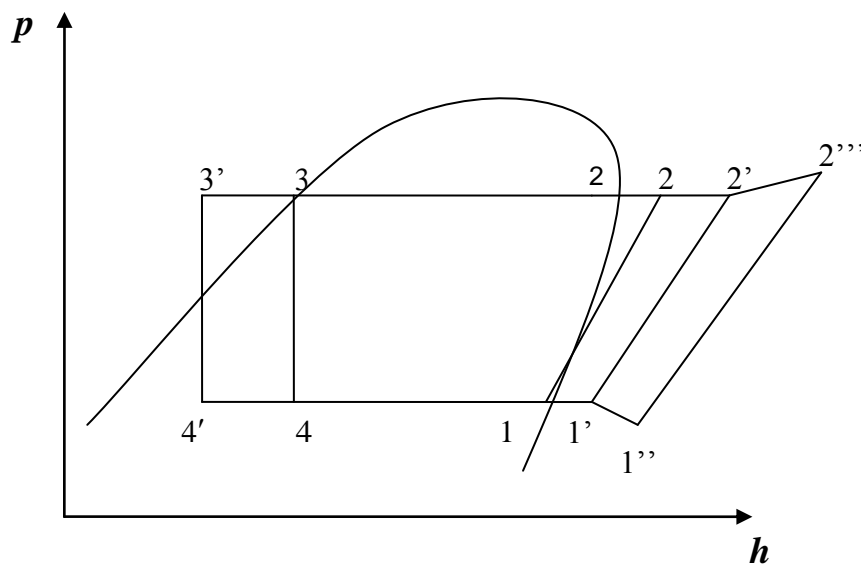
Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les suivantes :

- Compression isentropique entre les points 1' et 2'.
- Condensation isothermique entre les points 2' et 3.
- SR du FF à la sortie du condenseur entre les points 3 et 3'.
- Détente isenthalpique entre les points 3' et 4'.
- Evaporation isothermique entre les points 4' et 1.
- SC du FF à la sortie de l'évaporateur entre les points 1 et 1'.

#### 1.5.4 Cycle réel :

Ce cycle qui est représenté par les points 1''-2'''-3'-4' (voir **Fig. I.4**) est établi sur la base suivante :

- La compression est polytropique, le point 1' se translate au point 1'' (l'intégralité du travail de compression n'est pas transmise au FF à cause des échanges thermiques entre le système et le milieu extérieur).
- Le point 2' devient 2''' pour tenir compte de:
  - L'énergie perdue (notion de rendement indiqué).
  - Pertes mécaniques.



**Fig. I.4 :** Les cycles frigorifiques

En réalité aucun des trois cycles précités n'est véritablement utilisé par les frigoristes, ils utilisent le cycle frigorifique de référence.

## **1.6 Classification des cycles frigorifiques à compression mécanique :**

On distingue les cycles à compression à un seul frigorigène pur ou azéotropique de ceux à plusieurs fluides frigorigènes.

### **1.6.1 Cycles à compression à un seul fluide frigorigène pur ou fluide azéotropique :**

#### **1.6.1.1 Cycle à compression monoétagée :**

On utilise un seul étage de compression mécanique pour la production de froid à températures pas trop basses (généralement supérieures à - 20 ou - 25 °C) et pour la plupart des pompes à chaleur. De tels cycles sont extrêmement répandus [2].

#### **1.6.1.2 Cycle à compression polyétagée :**

##### **1.6.1.2.1 Cycle à compression biétagée :**

Lorsqu'il s'agit de produire du froid à températures plus basses (généralement comprises entre - 25 et - 45 °C), les cycles à compression monoétagée présentent divers inconvénients. On fait alors appel aux cycles mettant en jeu deux étages de compression associés en série. Ces cycles à compression biétagée sont très courants [2].

##### **1.6.1.2.2 Cycle à plus de deux étages de compression :**

On utilise de tels cycles pour la production de froid à des températures encore plus basses (par exemple inférieures à -45 ou - 50 °C) et ne mettant en jeu qu'un seul frigorigène. Ils sont beaucoup plus rares.



*1.6.2 Cycles à compression à plusieurs fluides frigorigènes :*

*1.6.2.1 Cycles à plusieurs fluides frigorigènes purs séparés (Cycles en cascade):*

Le système qui met en œuvre ces cycles comprend plusieurs circuits frigorifiques séparés, à compression mono ou polyétagée, utilisant chacun des frigorigènes différents. Ces circuits élémentaires sont disposés en série et fonctionnent à des températures différentes. Chacun d'entre eux communique thermiquement avec le circuit plus froid qui le précède et le circuit plus chaud qui le suit. La chaleur puisée à basse température est ainsi transférée, d'un circuit à l'autre, tandis que sa température s'élève. Elle est finalement rejetée dans les milieux naturels, air ou eau, par le dernier circuit (le plus chaud). On peut ainsi produire du froid à des températures déjà fort basses (-90, - 120, voire - 150 °C) [2].

Dans ces divers cycles, à la place d'un frigorigène pur, on peut faire appel à un frigorigène mélange azéotropique qui se comporte comme un fluide pur. Rappelons qu'à pression constante un mélange azéotropique se vaporise ou se condense à température constante comme le fait un corps pur.

*1.6.2.2 Cycle à mélange de plusieurs frigorigènes (fluides zéotropiques)*

Les fluides actifs de ces cycles sont des mélanges zéotropes, ou non azéotropiques, de deux (mélanges binaires) ou plus de deux constituants purs. Rappelons que durant la vaporisation ou la condensation, à pression constante, d'un mélange zéotrope, la température varie. Avec ces mélanges, on peut mettre en œuvre :

- des circuits à un seul étage de compression ;
- des circuits à plusieurs étages de compression.

# *Chapitre II*

## *Synthèse bibliographique*

## **II.1 Introduction :**

La machine frigorifique mono étagée comprend cinq éléments principaux qui sont : Compresseur, condenseur, détendeur, l'évaporateur, et le fluide frigorigène. Ce chapitre est consacré à la synthèse bibliographique de ces organes, la première est destinées pour le fluide frigorigène, les trois parties qui suivent sont destinées à chaque composant de la machine frigorifique et la dernière est réservée pour les améliorations du cycle et toute la machine frigorifiques.

## **II.2 Fluides frigorigènes :**

Avant 1986, tous les frigoristes ont utilisé les sous-programmes mis au point par Chan et Hase den [3] pour l'évaluation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes. Ces sous-programmes, quoique largement utilisés, ne peuvent pas être introduits dans certains programmes de simulation des machines frigorifiques en raison du temps long de calcul qu'ils exigent.

En1986 A.C.Cieland [4] a proposé une autre solution sous forme d'équations ajustées à des courbes dont le calcul est plus rapide. Une application possible est le domaine de la simulation dynamique où plusieurs milliers d'évaluations des propriétés doivent être effectuées pour exécuter les programmes. Les équations proposées portent sur le R114, le R502, le R134a et le R717 et un large champ de conditions pratiques (mais pas toutes les conditions de Chan et Haselden [3]).La précision de l'estimation des propriétés à partir des équations proposées doit convenir à de nombreuses situation pratiques, mais les équations ne doivent pas être considérées comme aptes à remplacer en général les programmes de Chan et Haselden.

La pression de saturation, le volume massique de la vapeur, la masse volumique de liquide, l'enthalpie de liquide saturé, l'enthalpie de la vapeur saturée, et la chaleur latente de R134a à des différentes températures de saturation sont définies par des équations polynomiales de la forme suivante [5] :

$$\Pi = \sum_{i=0}^n a_i T^i \dots\dots\dots(\text{II.1})$$

Les résultats obtenus sont validés par comparaison avec les données ASHRAE, JAR et IIR.

En 1997, P.K.Bansal et B.Purkayastha [7] ont présenté un modèle de simulation de régime permanent pour prédire la performance des fluides frigorigènes de remplacement dans les systèmes frigorifiques ou les pompes à chaleur à compression de vapeur. Fondé sur la méthode NTU- $\epsilon$  utilisée pour analyser les échangeurs de chaleur.

Concernant les paramètres thermophysiques, Mark O. McLinden et al [8] ont publié en 2000 un nouveau modèle pour calculer les conductivités thermiques des différents fluides frigorigènes purs et en mélange. Et récemment, en Septembre 2007 Tayebeh Hosseinejad et Hassan Behnejad [9] ont calculé la viscosité et la conductivité thermique de quelques fluides frigorigènes en employant la théorie de Rainwater-friend (RF). En conclusion, Ce travail a prouvé que la théorie de (RF) donne un modèle fiable pour le calcul de la viscosité et la conductivité thermique des réfrigérants sur des pressions allant jusqu'à 65MPa dans les limites des incertitudes expérimentales.

### **II.3 Compresseurs frigorifiques:**

Le compresseur est une pièce principale d'une pompe à chaleur ou d'une machine frigorifique car il place en service son débit massique qui régit les écoulements et les transferts de la chaleur. C'est le premier composant de la pompe à chaleur à modeler. Les types des compresseurs utilisés dans les machines frigorifiques domestiques sont habituellement les compresseurs à piston, les compresseurs hermétiques et les compresseurs à vis [2].



**Fig. II.1:** *Le compresseur hermétique*



**Fig. II.2 :** *Les compresseurs à vis*

Les compresseurs à piston sont principalement utilisés en ce qui concerne la basse puissance frigorifique (tandis que les compresseurs à vis sont répandus pour la clim

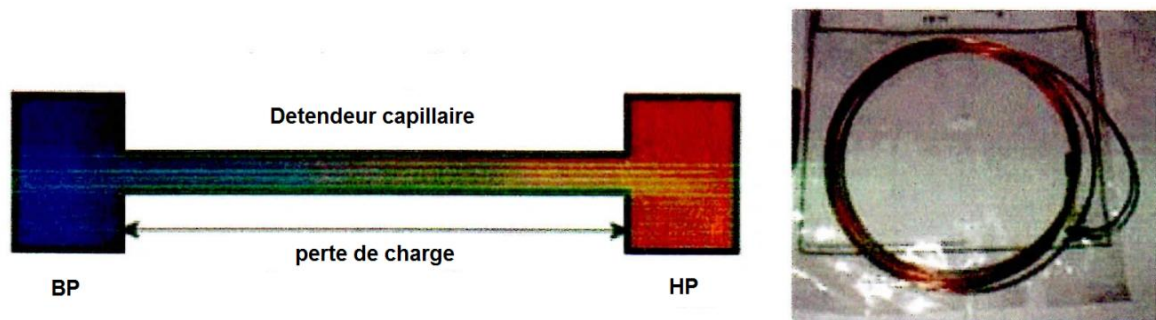
centralisée. Beaucoup de différents modèles de ces deux types de compresseurs avec différents degrés de complexité sont disponibles dans la littérature.

D'une part, il y a des modèles des compresseurs à piston dans lesquels le compresseur est divisé en plusieurs volumes (tels que la chambre, les valves de compression). Ces modèles exigent des données d'entrée très difficiles à obtenir ou connues seulement par le constructeur et non disponible dans les banques de données. Les volumes des différents éléments et de secteur efficace des valves sont également exigés [2].

Un modèle thermodynamique simple pour les compresseurs à piston utilisés dans les appareils domestiques est donnée dans [14]. Il exige la connaissance de cinq paramètres faciles à déterminer. La différence principale entre ce modèle et celui de [13] est le fait que les phénomènes de transfert thermique dans le compresseur ne sont pas considérés dans cette recherche.

**II.4 Détendeurs frigorifiques:**

On a choisi dans ce mémoire un détendeur de type (tube capillaire cylindrique), qui est un dispositif largement répandu dans l'industrie des réfrigérateurs, climatiseurs et même des petites chambres froides.



**Fig. II. 3:** *Détendeur type capillaire*

Puisqu'un tube capillaire incorrectement dimensionné peut de manière significative réduire la performance d'une machine frigorifique et afin de fournir un outil approprié pour la conception et la modélisation d'un tube capillaire, des corrélations d'écoulement des fluides frigorigènes dans ces tubes capillaires ont été développées.

Beaucoup d'études théoriques sur les tubes capillaires sont éditées. La plupart des

modèles théoriques des tubes capillaires ont modifié le facteur de frottement ou ont retardé l'évaporation pour obtenir des résultats conformes aux données mesurées.

Des nombreuses études expérimentales sont en cours pour expliquer non seulement les phénomènes d'écoulement dans les tubes capillaires mais aussi pour prévoir le débit des fluides frigorigènes, en développant des corrélations utilisant des nombres adimensionnels fondés sur les résultats expérimentaux obtenus.

Le théorème des  $\Pi_i$  de Buckingham est utilisé par Wolf et al [15] pour développer une corrélation générale en utilisant les fréons R134a et R410A pour les deux cas d'admission des fluides frigorigènes (sous-refroidi ou biphasique). Dans ces corrélations, le théorème de Buckingham est appliqué aux facteurs physiques et aux propriétés des fluides affectant l'écoulement dans le tube capillaire.

Une corrélation généralisée basée sur cette méthode est développée à partir d'une expérience de Yongchan Kim et al [18]. **Le tableau II.1** donne les caractéristiques des tubes capillaires et les conditions d'essai pour cette étude. Neuf tubes capillaires en cuivre sont examinés avec trois fluides réfrigérants : R134a, R290 et R407C.

***Tableau (II.1) : Paramètres des essais [18]***

Fréons	R-134a, R-290, R-407C
Longueur de tube capillaire (mm)	700, 100, 1300
Diamètre intérieur de tube capillaire (mm)	0.96, 1.21, 1.36
Température de condensation (°C)	28.4, 45.0, 52.0
Température d'évaporation (°C)	7.0
Degré de sous-refroidissement (°C)	1.0, 4.0, 9.0, 14.0

D'admission (pression et sous-refroidissement), les paramètres adimensionnels de la géométrie de tube capillaire, la viscosité et la tension superficielle sont analysées en se basant sur le théorème de Buckingham. On suppose que le processus dans le tube capillaire est adiabatique et que l'état de fréon à l'admission de tube est sous-refroidi ou mélange de liquide

et vapeur (diphase), donc cette corrélation [18] nous donne le débit massique du détendeur en fonction de :

$$\dot{m} = f((p_{in} - p_{sat}), \Delta T_{sub}, L, D, \mu_f, \mu_g, \sigma, h_{fg}, T_{cr}) \dots \dots \dots (II.2)$$

### **II.5 Échangeurs de chaleur:**

Dans l'industrie, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. Une grande part de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement.

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

1. Méthode de la différence moyenne logarithmique :  $\Delta T_{log}$
2. Méthode du nombre d'unité de transfert (NUT- $\epsilon$ ) appelée méthode de l'efficacité.

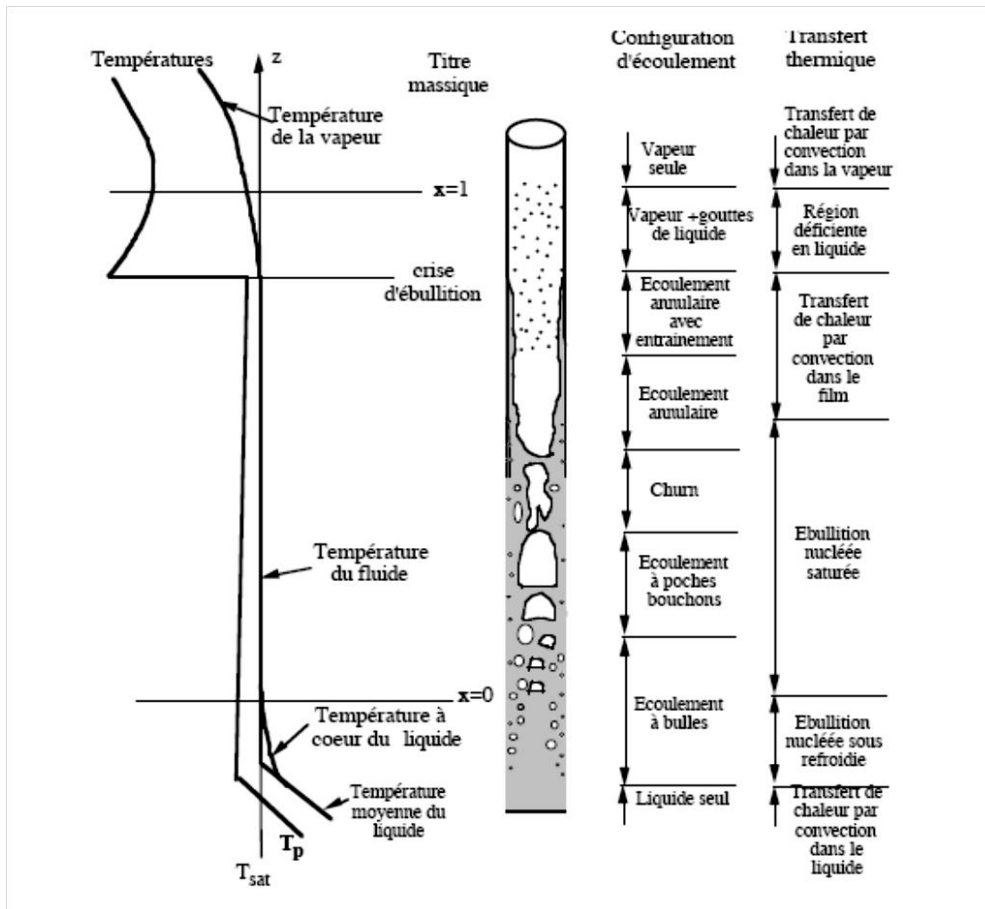
Dans la méthode de la différence moyenne logarithmique  $\Delta T_{log}$ , on utilise généralement des corrélations pour déterminer le coefficient d'échange global à travers les surfaces d'échanges.

Ces corrélations sont choisies suivant 4 facteurs :

1. L'état de fluide circulant à proximité de la surface d'échange (monophasique ou diphasique) et la nature de changement de phase en cas d'écoulement diphasique (condensation ou évaporation).
2. La géométrie de la surface d'échange.
3. Les propriétés thermophysiques et la température du fluide.
4. Le régime d'écoulement caractérisé par son nombre de Reynolds.

Seulement pour l'évaporation on ajoute un cinquième facteur qui est le régime l'ébullition

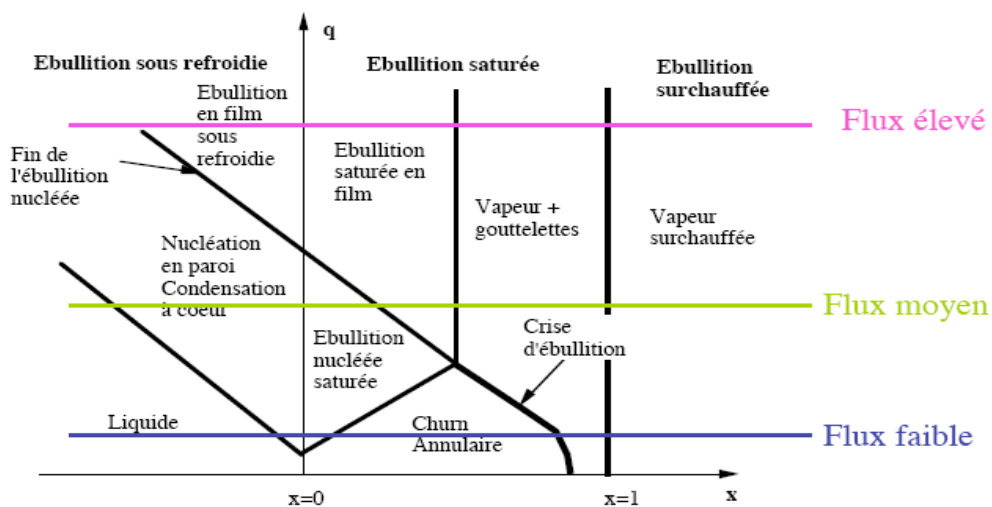
ou on doit traiter chaque régime par sa corrélation (voir *Fig. II.4*).



**Fig. II.4:** Les différents régimes de l'ébullition convective [2]

Où le régime est déterminé en connaissant deux paramètres (*Fig. II.5*) :

1. Le titre massique de la vapeur.
2. La classe du flux échangé.



**Fig. II.5:** Régimes d'ébullition pour une température de paroi imposée

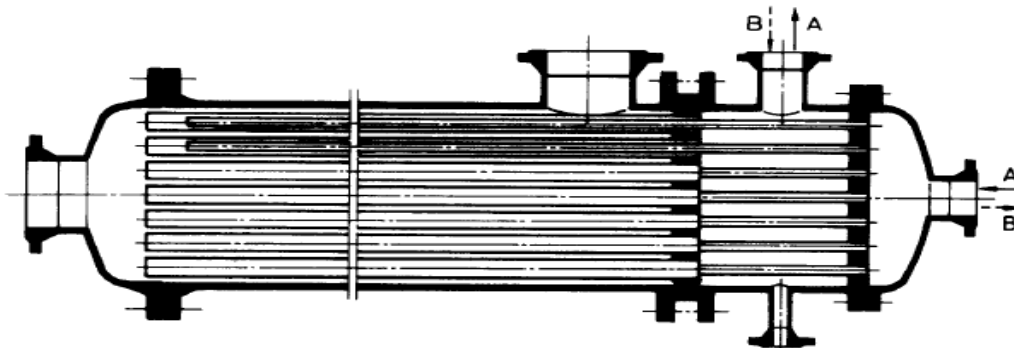


La méthode de calcul utilisant la différence moyenne logarithmique  $\Delta T_{log}$  est employée quand les températures des fluides aux extrémités de l'échangeur sont connues, Il existe de nombreux cas où les températures des fluides quittant l'échangeur ne sont pas connues, dans ce cas il est préférable d'utiliser la méthode du nombre d'unité de transfert (NUT- $\epsilon$ ), cette méthode introduit la notion de l'efficacité de l'échangeur qui est défini comme étant le rapport de flux de chaleur réel au flux maximum d'échange de chaleur possible

Et voici quelques travaux de recherche concernant les échangeurs de chaleur :

*II.5.1 Échangeur de chaleur à tubes baïonnettes [19]:*

N. Kayansayan [19] a publié un article pour décrire l'application de la méthode des nombres thermiques unitaires (NTU- $\epsilon$ ) aux évaporateurs et condenseurs à tubes à baïonnettes (voir *Fig. II.6*) et son efficacité. En tenant compte de l'effet de la surchauffe du film (sur la paroi coté calandre) sur le coefficient d'échange et en utilisant le bilan énergétique du tube, il a établi des équations différentielles en régime permanent pour les différentes températures de fluide frigorigène.



***Fig. II.6:*** Schéma d'un échangeur de chaleur à tubes baïonnettes

A cause de la nature non linéaire des équations obtenues, il a utilisé la méthode de Runge-Kutta du quatrième ordre pour résoudre ces équations différentielles.

Les résultats sont obtenus avec une erreur numérique de  $\pm 5\%$ . La distribution de la température du fluide, ainsi que l'efficacité de l'échangeur, sont déterminées et présentées en fonction de nombre de Hurd, de nombre d'unités de transfert de chaleur et de la nature d'écoulement. Pour un flux entrant dans le tube intérieur, la distribution de la température

montre l'existence d'un minimum à un point autre que l'extrémité du tube de l'échangeur.

### ***II.5.2 Échangeur de chaleur à plaques [20]:***

Un travail qui fait partie d'une série qui étudie l'exécution d'un modèle d'une machine frigorifique en estimant les paramètres de base tels que la température d'évaporation et la température de condensation est publié par J.R. García-Cascales et al [20]. Il se concentre sur l'étude de l'influence de l'utilisation d'un nouveau modèle pour modéliser le transfert thermique dans les échangeurs de chaleur à plaques. Cette étude est justifiée par le principal rôle que ces échangeurs de chaleur jouent dans certaines applications.

Ce travail a été structuré comme suit. Premièrement, une étude comparative est effectuée en décrivant la différence entre le coefficient de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur à plaques travaillant en écoulement monophasique et ceux travaillant en écoulement biphasique, et dans les deux cas : évaporation et condensations. Deuxièmement, les résultats expérimentaux obtenus expérimentalement sont comparés aux résultats fournis par le modèle [2].

### ***II.5.3 Échangeur de chaleur tubulaire à ailettes [21]:***

J.R. García-Cascales et al [21] ont présenté un article qui étudie l'exécution d'un modèle d'une machine frigorifique au moyen de l'évaluation de la température de condensation. Il est concentré sur l'étude de l'influence de l'utilisation d'un nouveau modèle pour modéliser le transfert thermique dans les échangeurs de chaleur tubulaires à ailettes. L'écoulement à l'intérieur de ces échangeurs de chaleur est considéré unidimensionnel. Le système des équations global résultant est résolu au moyen d'un algorithme utilisant la méthode de Newton-Raphson. Une technique existante appelée SEWTLE est employée pour modéliser ces échangeurs de chaleur.

## ***II.6 Machine et cycle frigorifiques à un seul étage de compression:***

Les systèmes frigorifiques à compression mécanique de vapeur généralement employés dans plusieurs applications commerciales et industrielles de réfrigération représentent une partie substantielle de consommation d'énergie. La recherche étendue dans le développement

des modèles de ce type de système est motivée par la nécessité de réduire la puissance d'énergie et une meilleure compréhension de l'influence des paramètres principaux du système sur la consommation d'énergie.

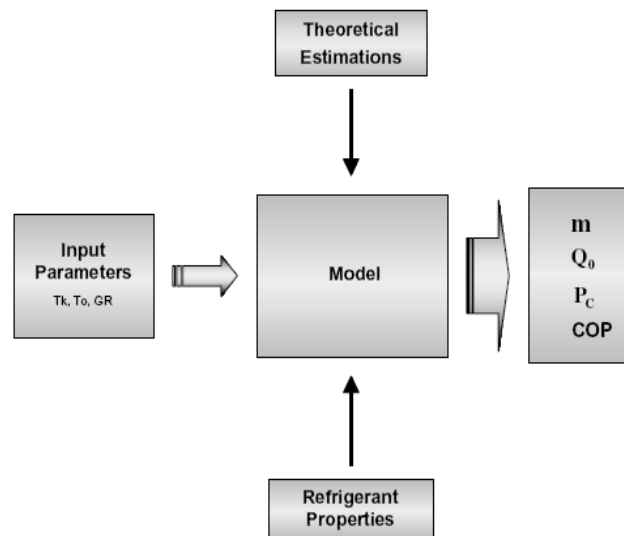
Une grande variété de modèle est proposée et développée par les chercheurs. Certains proposent le développement du modèle de différents composants : les évaporateurs [20] et [21], les compresseurs [13] et [14], les condenseurs [23] et [22], les détendeurs [18], etc.

Hormis la base théorique sur laquelle les modèles sont fondés, ils devraient être conformes à certaines caractéristiques principales pour permettre son évaluation : simplicité, généralité, exactitude et minimum de conditions de données.

#### II.6.1 Simple modélisation d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur à un seul étage de compression [26] :

C'est un article de R. Cabello et al [26] qui propose un modèle équilibré et simplifié d'une machine à compression mécanique de vapeur à un seul étage. Le modèle développé est principalement basé sur des équations physiques bien connues et sur des corrélations empiriques et paramétriques. Comme données d'entrée on emploie seulement les variables de fonctionnement principales : les températures d'évaporation et de condensation et le degré de surchauffe. Comme données obtenues on aura : le débit massique de fluide frigorigène, la puissance frigorifique, la puissance mécanique consommée ou fournie et le coefficient de performance (COP) de la machine. (Voir **Fig. II.7**).

De cette façon le modèle analyse facilement l'influence des variables de fonctionnement principales sur l'exécution d'énergie. En outre, les résultats du modèle sont validés en utilisant des données expérimentales prises d'un essai en travaillant avec trois réfrigérants (R134a, R407C). L'accord entre les prévisions du modèle et les valeurs réelles est de  $\pm 5\%$  pour le débit massique et la puissance frigorifique et de  $\pm 10\%$  pour la puissance mécanique consommée [2].



**Fig. II.7 :** Présentation du modèle utilisé [26]

II.6.2 Commande prédictive non linéaire d'un cycle à compression de vapeur [27] :

Une réduction de la consommation d'énergie d'un cycle à compression de vapeur peut être obtenue par un réglage optimal de ses différents actionneurs. Denis Leducq et al [27] ont décrit un algorithme de commande prédictive mettant en œuvre cette stratégie. A chaque pas de temps, un profil optimal de commande est calculé en se basant sur la prédiction de l'évolution des différentes variables du système par un modèle non linéaire de cycle à compression de vapeur. Le choix du profil est basé sur un critère multiple incluant l'efficacité du cycle et les contraintes technologiques. L'approche a été expérimentalement validée sur une installation de réfrigération (type pilote) équipée d'un compresseur à variateur de vitesse. Des essais ont été effectués et ont montrés une réduction significative de la consommation d'énergie.

II.6.3 Modèle NTU-ε pour les refroidisseurs d'eau à compression de vapeur [28] :

Une communication présentée par M.W.Browne et al [28] nous a montré un modèle permettant de prévoir la performance des refroidisseurs d'eau à compression de vapeur dans un large intervalle des conditions de fonctionnement. Le modèle surmonte les hypothèses idéales utilisées pour les modèles antérieurs employés pour la modélisation des échangeurs de chaleur [2].

En particulier, ce modèle emploie une méthodologie NTU-ε pour le condenseur et l'évaporateur multitubulaire. Cette approche permet de varier les coefficients de transfert de

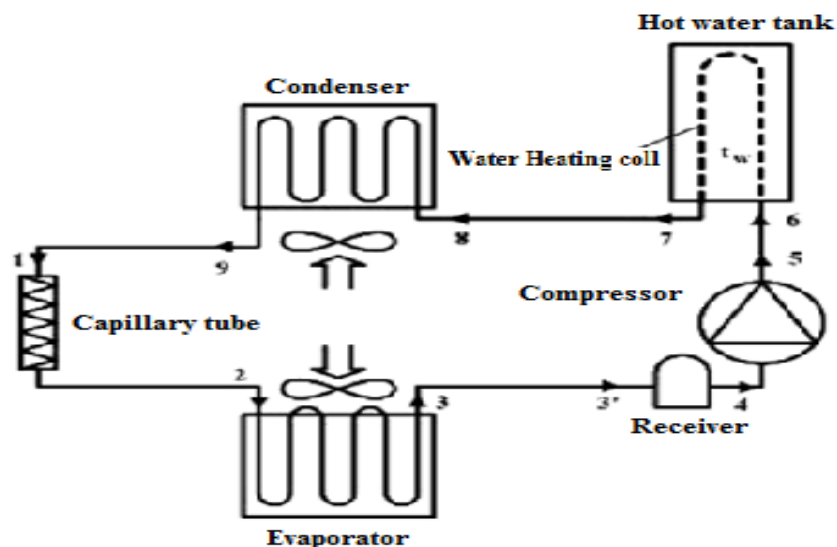
chaleur dans toutes les parties des échangeurs de chaleur, améliorant ainsi l’analogie physique et la précision de la simulation. On peut utiliser ce modèle en disposant simplement des données faciles à obtenir (par exemple, la température de l’eau entrant dans le condenseur et la température de l’eau sortant de l’évaporateur).

La méthodologie employée pour ce modèle permet la modélisation de la performance des refroidisseurs utilisant des mélanges ou des fluides purs. Le modèle a été validé à l’aide des données obtenues en utilisant des refroidisseurs à mono vis et à double vis respectivement. Les données montrent une concordance de  $\pm 10\%$ .

II.6.4 Modélisation d’un climatiseur split système avec un chauffe-eau intégré [24]:

L’article [24] présente un modèle de simulation pour prévoir le fonctionnement d’un petit climatiseur (type split système) avec un chauffe-eau intégré (voir **Fig. II.8**).

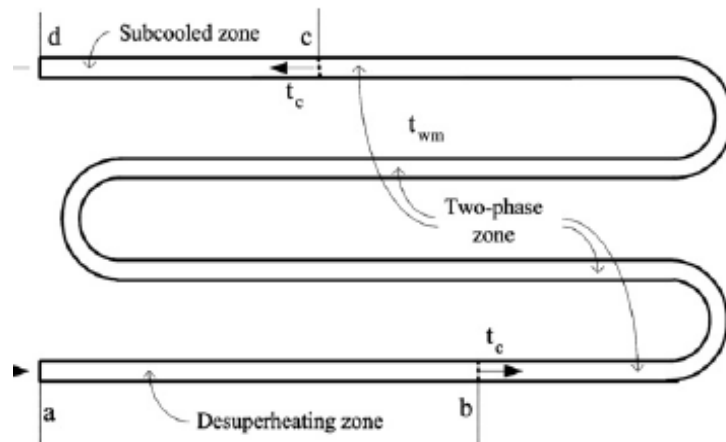
Le modèle mathématique se compose des sous-modèles des composants de système tels que l’évaporateur, le condenseur, le compresseur, le tube capillaire, le récepteur et le chauffe-eau. Ces sous-modèles ont été construits en se basant sur les principes fondamentaux du transfert thermique, de la thermodynamique, de la mécanique des fluides, des facteurs empiriques et des données du fabricant selon les besoins. Les résultats de simulation ont été comparés aux données expérimentales obtenues à partir d’une installation expérimentale construite pour valider le modèle mathématique. Ils ont constaté que les résultats expérimentaux et les résultats de simulation sont en bon accord [2].



**Fig. II.8:** Présentation de la machine frigorifique modelée par [24]

La stratégie de la modélisation de cette machine est comme suit :

Le chauffe-eau, qui contient un serpentin de chauffage, est placé entre le condensateur et le compresseur. Le transfert thermique du côté fluide frigorigène est divisé en trois zones (voir *Fig. II.9*).



**Fig. II.9** : Evolution de transfert thermique dans le serpentin de chauffe-eau [24]

Les transferts thermiques dans le condenseur sont modélisés en utilisant la méthode de NTU- $\epsilon$ . Le secteur de transfert thermique dans le condenseur est divisé en trois zones, à savoir désurchauffe, changement de phase et sous-refroidissement et dans l'évaporateur en deux zones : zone de surchauffe et zone de changement de phase.

Pour l'évaporateur on supposera que la déshumidification peut avoir lieu seulement sur la surface biphasique. Cette prétention peut être vérifiée en comparant le point de rosée d'air et la température moyenne calculée à l'interface des ailettes entre la zone biphasée et la zone surchauffée. En fait, la surface biphasique peut être entièrement sèche, partiellement humide ou totalement mouillée, selon l'état de l'air entrant [2].

La perte de charge totale dans le système se compose des pertes de charge dans les composants principaux du système et les pertes de charge dans les tuyaux de communication.

Les pertes de charge dans les parties monophasées des tuyaux de communication sont évaluées par l'équation de Darcy-Weisbach.

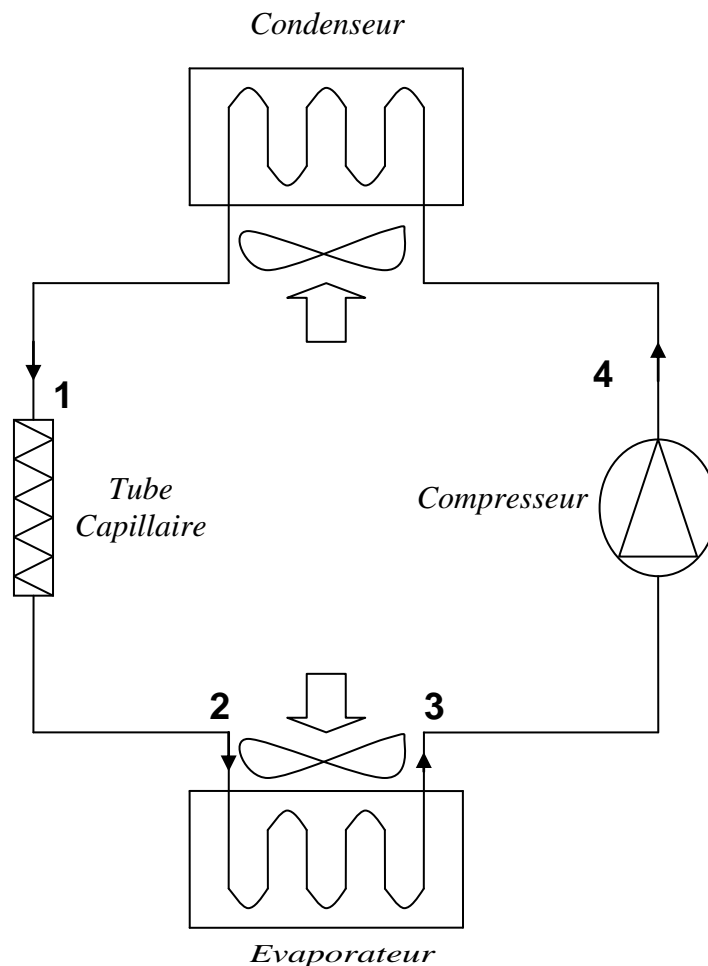
# *Chapitre III*

## *Modèle mathématique*

***III.1 Introduction :***

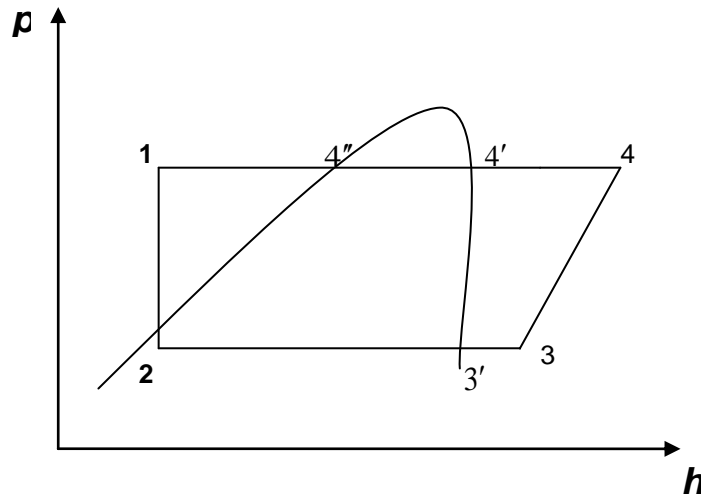
La machine frigorifique à compression est une machine thermodynamique qui permet, grâce à un apport de travail, de prélever des calories à une source d'énergie disponible appelée source froide pour les transmettre à plus haute température à un milieu plus chaud appelé source chaude.

Le schéma du dispositif de réfrigération proposé montré dans la **Fig. III.1**. Et son cycle de fonctionnement est montré dans la **Fig. III.2**. Le système comprend les composants principaux du réfrigérateur, à savoir : compresseur, évaporateur, condenseur et détendeur. Il convient de noter que le régime étudié est un régime stationnaire permanent.



***Fig. III.1:*** Schéma de machine frigorifique à compression mécanique de vapeur mono-étagée





**Fig. III.2:** Diagramme enthalpique (pression-enthalpie) du cycle frigorifique à compression mécanique mono étagée

- 1-2 : Détente isenthalpique
- 2-3' : Evaporation
- 3'-3 : Surchauffe
- 3-4 : Compression isentropique
- 4-4' : Désurchauffe
- 4'-4'' : Condensation
- 4''-1 : Sous-refroidissement

Les points représentés sur **Fig. III.1** et **Fig. III.2** sont détaillés dans la formulation mathématique de chaque composant.

**III.2 Modélisation de fluide frigorigène (R134a) :**

Dans cette étude on a utilisé le R134a comme fluide frigorigène. En se basant sur des corrélations employant des méthodes de régression, les caractéristiques thermodynamiques et thermophysiques de fréon R134a sont présentées sous forme des polynômes en termes de température et pression [3] :

$$\Pi = \sum_{i=0}^n a_i T^i \dots\dots\dots (III.1)$$

*III.2.1 Propriétés générales du fluide frigorigène R134a :*

*III.2.1.1 Pression et température de saturation :*

La seule équation qui doit être renversé est celle qui calcul la pression de saturation en fonction de température de saturation. Ceci est réalisé au moyen de l'équation d'Antoine :

$$p_{sat} = \exp \left[ a_1 + \frac{a_2}{T_{sat} + a_3} \right] \dots\dots\dots(III.2)$$

$$T_{sat} = \frac{a_2}{\ln p_{sat} - a_1} - a_3 \dots\dots\dots(III.3)$$

Les coefficients  $a_1, a_2$  et  $a_3$  sont donnés dans le **tableau III.1**. L'erreur relative maximale entre les valeurs réelles et les valeurs calculées est de 0.25% pour un domaine de validité de -40°C à 70°C,  $p_{sat}$  est en kPa et  $T_{sat}$  est en °C.

**Tableau (III.1) :** Coefficients  $a_i$  pour les équations (III.2) et (III.3) [4]

$a_1$	$a_2$	$a_3$
21.51297	-2200.9809	246.61

*III.2.1.2 Différentes caractéristique thermodynamique et thermophysiques à l'état saturé liquide et vapeur:*

En se basant sur une brève communication de [5] qui a utilisé l'équation polynomiale (III.1) pour déterminer les différentes expressions et équations des caractéristique thermodynamique et thermophysiques de R134a , on peut déterminer des valeurs optimales des coefficients des différentes équations (qui sont énumérés dans le tableau III.2 pour le liquide saturé et III.3 pour la vapeur saturée) en accélérant le calcul, élargissant les domaines de validités et augmentant la précision de calcul.

**Tableau (III.2) :** Coefficients  $a_i$  pour le R134a liquide saturée [5]

coefficient	$\rho_f$	$h_f$	$p$
$a_0$	1.296547	200.041	2.93554
$a_1$	$-3.28683 \times 10^{-3}$	1.30623	0.106194
$a_2$	$-7 \times 10^{-6}$	1.9844	0.00147189
$a_3$	$-2.5417 \times 10^{-8}$	-1.86962	8.9522
$a_4$	$-1.12536 \times 10^{-9}$	$1.43312 \times 10^{-7}$	2.12766

**Tableau (III.3) :** Coefficients  $a_i$  pour le R134a vapeur saturée [5]

coefficient	$\rho_g$	$h_g$	$p$
$a_0$	14.9159	396.476	2.93554
$a_1$	0.526964	0.588189	0.106194
$a_2$	$5.66156 \times 10^{-3}$	$-0.844368 \times 10^{-3}$	0.00147189
$a_3$	$3.4835 \times 10^{-5}$	$-1.70029 \times 10^{-5}$	8.9522
$a_4$	$1.0439 \times 10^{-6}$	0	2.12766

Une équation supplémentaire présentée par [5] pour calculer la température de saturation en fonction de la pression correspondante de saturation est donnée sous la forme suivante :

$$T_{sat} = a_0 + a_1 p_{sat} + a_2 p_{sat}^2 + a_3 p_{sat}^3 + a_4 p_{sat}^4 \dots \dots \dots (III.4)$$

Où :

$a_0 = 211.086313649$  ;  $a_1 = 226.041423825$  ;  $a_2 = - 272.618317551$  ;  $a_3 = 168.780972264$  ;  
 et  $a_4 = - 38.0262189209$ .

Cette relation est valable pour des températures allant de 200 à 340 K. L'incertitude maximale entre les valeurs calculées et les valeurs réelles est de 1.2% [5].

III.2.1.3 Enthalpie et volume massique (spécifique) à l'état vapeur surchauffée:

III.2.1.3.1 Détermination de la relation de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée :

La forme polynomiale proposée, relative à l'enthalpie de la vapeur surchauffée du fluide Frigorigène R134a, est la suivante:

$$H = A T^2 + BT + C \dots \dots \dots (III.5)$$

L'intervalle d'étude est compris entre -40 et +90 °C pour la température de saturation et la température réelle maximale utilisée est de 120 °C. Sur le **tableau 2**, sont présentées les constantes calculées A, B et C de l'expression (10) de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée. Ces coefficients sont aussi fonction de la température de saturation Ts.

**Tableau (III.4):** Coefficients de l'expression de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée

Ts (°C)	Pv (Bar)	A	B	C
-40	0.521	0.00084872	0.821593	403.887
-30	0.852	0.00079678	0.833264	402.918
-20	1.335	0.00072816	0.849649	401.497
-10	2.012	0.00063839	0.872131	399.489
0	2.933	0.00052241	0.902526	396.699
10	4.151	0.00036886	0.943631	392.898
20	5.722	0.00016687	0.999072	387.755
30	7.707	-0.00010680	1.07481	380.804
40	10.17	-0.00048777	1.18075	371.287
50	13.18	-0.00105325	1.33639	357.850

La variation des constantes A, B et C de l'expression (10) en fonction de la température de Saturation Ts est donnée dans les relations (11-13) suivantes:

Variation de A en fonction de Ts :

$$A = A_1 T_s^3 + A_2 T_s^2 + A_3 T_s + A_4 \dots \dots \dots (III.6)$$

$$A_1 = - 2.25 \cdot 10^{-9} ; A_2 = - 1.49 \cdot 10^{-7} ; A_3 = - 1.3 \cdot 10^{-7} ; A_4 = 0.477 \cdot 10^{-3}$$

Variation de B en fonction de Ts :

$$B = B_1 T_s^3 + B_2 T_s^2 + B_3 T_s + B_4 \dots\dots\dots (III.7)$$

$$B_1 = 1.3 \cdot 10^{-6}; B_2 = 3.5 \cdot 10^{-5}; B_3 = 2.44 \cdot 10^{-3}; B_4 = 0.917412$$

Variation de C en fonction de Ts :

$$C = C_1 T_s^3 + C_2 T_s^2 + C_3 T_s + C_4 \dots\dots\dots (III.8)$$

$$C_1 = -0.000147; C_2 = -0.003073; C_3 = -0.17755; C_4 = 395.399$$

III.2.1.3.2 Détermination de l'équation du volume spécifique de la phase vapeur surchauffée :

Pour la variation du volume spécifique en fonction de la température réelle, la forme Polynomiale suivante est proposée :

$$V = 1/\rho = D T_3 + E T_2 + F T + G \dots\dots\dots (III.9)$$

Les coefficients D, E, F et G calculés de l'expression (14) du volume spécifique pour la phase vapeur surchauffée sont présentés dans le tableau 3. Ces coefficients sont également fonction de la température de saturation Ts.

**Tableau (III.5):** Coefficients calculés de l'équation du volume spécifique de la vapeur surchauffée

Ts (°C)	Pv (Bar)	D	E	F	G
-40	0.521	0	-3.69437.10-7	0.00164474	0.420233
-30	0.852	2.24843.10-9	-6.48696.10-7	0.00103962	0.254432
-20	1.335	1.88925.10-9	-5.99542.10-7	0.00069337	0.15981
-10	2.012	1.81159.10-9	-5.94648.10-7	0.000489749	0.103706
0	2.933	1.90983.10-9	-6.18908.10-7	0.000364568	0.0687191
10	4.151	1.71887.10-9	-6.04293.10-7	0.000286045	0.0462147
20	5.722	1.68273.10-9	-6.06575.10-7	0.000234871	0.0312576
30	7.707	1.7575.10-9	-6.67.10-7	0.000207923	0.0207409
40	10.17	2.47677.10-9	-8.92155.10-7	0.000206107	0.0128494
50	13.18	2.49708.10-9	-9.59317.10-7	0.00020316	0.00692612

La variation de ces coefficients avec Ts est présentée par les expressions suivantes (III.10), (III.13)

Variation de D en fonction de Ts :

$$D = D_1 T_s^7 + D_2 T_s^6 + D_3 T_s^5 + D_4 T_s^4 + D_5 T_s^3 + D_6 T_s^2 + D_7 T_s + D_8 \dots\dots\dots(III.10)$$

$$D_1 = 7.35046 \cdot 10^{-22}; D_2 = - 8.01992 \cdot 10^{-19}; D_3 = 1.63598 \cdot 10^{-17}; D_4 = 1.02313 \cdot 10^{-15};$$

$$D_5 = - 2.99745 \cdot 10^{-14}; D_6 = - 2.20572 \cdot 10^{-14}; D_7 = 2.59011 \cdot 10^{-12}; D_8 = 1.77957 \cdot 10^{-9}$$

Variation de E en fonction de Ts :

$$E = E_1 T_s^6 + E_2 T_s^5 + E_3 T_s^4 + E_4 T_s^3 + E_5 T_s^2 + E_6 T + E_7 \dots\dots\dots(III.11)$$

$$E_1 = -3.5515 \cdot 10^{-17}; E_2 = - 1.01016 \cdot 10^{-17}; E_3 = 2.16742 \cdot 10^{-13}; E_4 = - 2.46083 \cdot 10^{-12};$$

$$E_5 = - 2.67134 \cdot 10^{-10}; E_6 = - 1.24046 \cdot 10^{-9}; E_7 = - 5.71967 \cdot 10^{-7}$$

Variation de F en fonction de Ts :

$$F = F_1 T_s^4 + F_2 T_s^3 + F_3 T_s^2 + F_4 T_s + F_5 \dots\dots\dots(III.12)$$

$$F_1 = 5.96895 \cdot 10^{-11}; F_2 = - 5.76126 \cdot 10^{-9}; F_3 = 2.52697 \cdot 10^{-7}; F_4 = - 8.84529 \cdot 10^{-6};$$

$$F_5 = 3.58414 \cdot 10^{-4}$$

Variation du coefficient G en fonction de Ts :

$$G = G_1 T_s^4 + G_2 T_s^3 + G_3 T_s^2 + G_4 T_s + G_5 \dots\dots\dots(III.13)$$

$$G_1 = 1.05921 \cdot 10^{-8}; G_2 = - 1.52981 \cdot 10^{-6}; G_3 = 7.747 \cdot 10^{-5}; G_4 = - 2.5723 \cdot 10^{-3};$$

$$G_5 = 0.0645791$$

**III.3 Modélisation de compresseur :**

Il s'agit d'un compresseur volumétrique à piston. Il est essentiellement utilisé pour les climatiseurs individuels et les petits refroidisseurs de liquide.

Les caractéristiques du compresseur sont une série de courbes paramétrées en température de condensation et d'évaporation du fréon R134a. Ces caractéristiques sont fournies par le constructeur du compresseur et elles expriment la puissance calorifique du condenseur ainsi que la puissance électrique absorbée par le compresseur en fonction de la température d'évaporation et de condensation de R134a. Pour chaque valeur de température

de condensation et d'évaporation correspond une courbe.

III.3.1 Puissance, débit massique :

Le compresseur modèle dans cette étude est un compresseur frigorifique alternatif à piston. Le modèle de compresseur est obtenu par l'ajustement des courbes des données du fabricant [33] selon [24] pour tirer les deux équations ; (III.14) pour le débit massique du fréon et (III.15) pour la puissance fournie au compresseur, on doit utiliser :

$$\dot{m}_{comp} = \frac{1}{3600} \left[ \frac{125.114 - 1.2965T_c + 0.00291T_c^2 + (.1524 - 0.25165T_c - 0.02315T_c^2)T_e}{+ (0.36514 - 0.02154T_c + 0.00124T_c^2)T_e^2} \right] \text{ (III.14)}$$

$$P_{comp} = \frac{1}{1000} \left[ \frac{345.1254 + .45126T_c + 0.07215T_c^2 + (17.2154 - 0.583457T_c - 0.0012546T_c^2)T_e}{+ (0.354621 - 0.0547T_c + 0.0001254T_c^2)T_e^2} \right] \text{ (III.15)}$$

Le travail fourni au fréon :

$$w_{34} = \frac{\eta_m \eta_f P_{comp}}{\dot{m}_{r,comp}} \text{ ..... (III.16)}$$

III.3.2 Echange d'enthalpie à travers la compression isentropique :

III.3.2.1 Echange d'enthalpie dans la compression isentropique (vapeur saturée) :

$$\Delta h_{34} = \frac{c}{c-1} p_3 V_3 \left( \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{c-1}{c}} - 1 \right) \text{ .....(III.17)}$$

Où :

$p_3$  et  $p_4$  : les pressions d'aspiration et de refoulement respectivement.

$V_3$  : Le volume massique de la vapeur à l'aspiration.

$c$  : coefficient d'ajustement.

III.3.2.2 Echange d'enthalpie dans la compression isentropique (vapeur surchauffée) :

On utilise la même relation (III.17) pour le calcul d'échange d'enthalpie dans le cas des vapeurs surchauffée seul le coefficient d'ajustement devient :

$$c = c_{i1} \left[ 1 + a_{39}(\Delta T_s) + a_{40}(\Delta T_s)^2 + a_{41}(\Delta T_s)(T_{sat3}) + a_{42}(\Delta T_s)^2(T_{sat3}) \right] \dots \dots \dots (III.18)$$

et :

$$\Delta T_s = T_s - T_{sat3} \dots \dots \dots (III.19)$$

Où l'enthalpie du fréon à l'admission de compresseur ( $h_3$ ) est déterminée à partir du modèle d'évaporateur.

**III.4 Modélisation de détenteur :**

On a choisi un détenteur de type capillaire cylindrique qui est un dispositif largement répandu dans l'industrie des réfrigérateurs, climatiseurs et même des petites chambres froides.

On a utilisé une corrélation de Li Yang et al [35] pour modéliser le détenteur. Dans cette corrélation, le théorème de Buckingham est appliqué aux facteurs physiques et aux propriétés des fluides qui affectent l'écoulement dans le tube capillaire en produisant des nombres adimensionnels pour les tubes capillaires enroulés.

Certains nombres adimensionnels liés au débit massique sont choisis en se basant sur la solution analytique approximative.

La solution analytique approximative se résume dans la solution de l'équation suivante [32] (Zhang et Ding 2004) :

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2}{4} \left\{ \frac{2}{C_1} \left( \frac{D^{1+C_2}}{L} \right) \left( \frac{p_r}{v_r \mu_{in}^{C_2}} \right) \left[ \frac{p_{in}}{p_r} - 1 + \frac{1 + \beta(\ln \beta - 1)}{(1 - \beta)^2} \right] \right\}^{1/2 - C_2} \dots \dots \dots (III.20)$$

Où :

$\dot{m}$  : le débit massique

D et L : sont respectivement le diamètre intérieur et la longueur

$p, v$  et  $\mu$  : sont respectivement la pression, le volume massique et la viscosité dynamique.

$C_1$  et  $C_2$  : sont des coefficients expérimentaux déterminés pour évaluer le facteur de frottement

$$\beta = \frac{(1.63 \times 10^5 / p_f^{0.72}) p_f}{p_r + (1.63 \times 10^5 / p_f^{0.72})(p_f - p_r)} \dots \dots \dots (III.21)$$



Où :

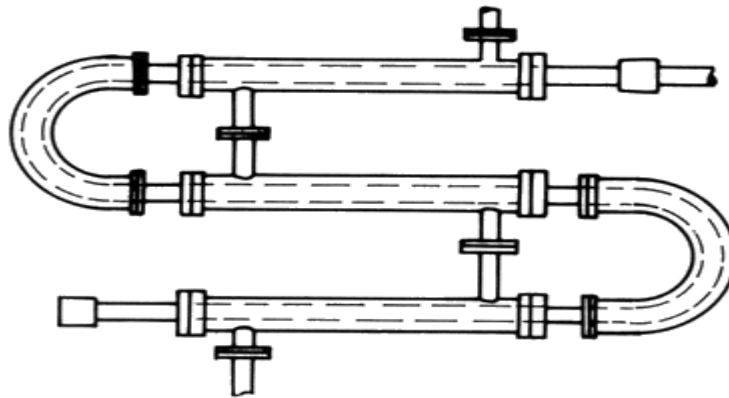
$f$  : point de croisement entre la ligne de processus isenthalpique et la courbe de liquide Saturé dans le diagramme (pression-enthalpie).

Nous avons admis que la détente est isenthalpique et qu’il existe un titre de vapeur  $x$  à la sortie du détendeur. Cela nous permet d’écrire la dernière équation du détendeur :

$$h(T_1) = h(T_e) + xL_{(T_e)} \dots\dots\dots (III.22)$$

**III.5 Modélisation des Echangeurs :**

Nous avons choisi dans ce mémoire des échangeurs coaxiaux dont les tubes intérieurs sont lisses ou rugueux (voir **Fig. III.3**). [36]



**Fig. III.3:** Schéma d'un échangeur coaxial (double tube)

Dans notre cas on va utiliser la méthode de la différence moyenne logarithmique  $\Delta T_{log}$  qui est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, cela en connaissant les quatre températures des fluides (entrée et sortie de l'échangeur), c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur.

L'eau circule entre le tube externe et le tube d'échange interne et le fluide frigorigène s'évapore ou se condense à l'intérieur de ces tubes.

L'échange thermique entre le fluide frigorigène et l'eau est donné par deux équations :

$$P = \dot{m}_{eau} Cp_{eau} \Delta T = \dot{m}_{fréon} \Delta h \dots\dots\dots (III.23)$$

$$P = US \Delta T_{Log} \dots\dots\dots (III.24)$$

Où :

$P$  : Puissance échangée.

$\dot{m}_{eau}$  : Débit massique d'eau.

$\dot{m}_{fréon}$  : Débit massique de fréon.

$Cp_{eau}$  : Chaleur spécifique de l'eau.

$\Delta T$  : Écart des températures d'eau à l'entrée et à la sortie d'échangeur.

$S$  : Surface d'échange.

$\Delta T_{Log}$  : Écart logarithmique des températures.

$\Delta h$  : Écart enthalpique.

$U$  : Coefficient d'échange moyen

Nous décidé de faire un découpage des échangeurs en plusieurs zones ; pour l'évaporateur en deux : zone d'évaporation et zone de surchauffe et pour le condenseur en trois : zone de désurchauffe, zone de condensation et zone de sous-refroidissement.

Dans les zones correspondant à la condensation et l'évaporation, on a négligé la variation de température de saturation, générée par les pertes de charge dans le calcul de la puissance échangée.

Nous décrivons par la suite, les corrélations que nous avons utilisées pour le calcul des coefficients d'échange de chacune de chaque zone.

### **III.5.1 Coté eau :**

Pour le coefficient d'échange coté eau, on a supposé qu'on a un échange sous forme d'une convection forcée où on peut écrire :

$$f(Nu, Re, Pr) = 0 \dots \dots \dots (III.25)$$

Où :

$$Nu = f(Re, Pr) \dots \dots \dots (III.26)$$

Donc on aura :

$$\frac{kD}{\lambda} = f\left(\frac{\mu Cp}{\lambda}, \frac{\rho V_m D}{\mu}\right) \dots \dots \dots (III.27)$$

Pour un écoulement turbulent avec une convection interne forcée on peut utiliser la corrélation de COLBURN :

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{(1/3)} \dots\dots\dots(III.28)$$

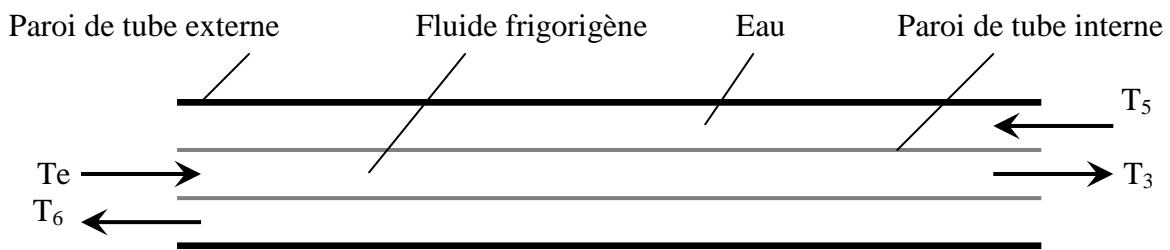
Conditions d'application:

1. Le régime d'écoulement doit être parfaitement établi  $x/D > 60$
2.  $0,7 < Pr < 100$
3.  $104 < Re < 1,2.10^5$

**III.5.2 Evaporateur :**

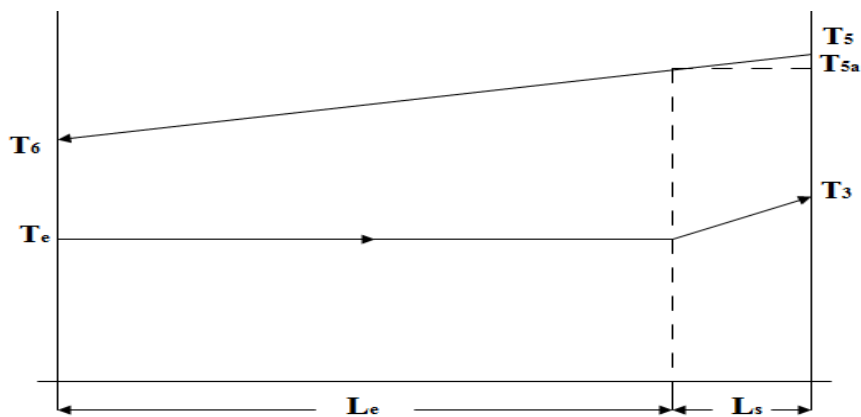
Le fluide frigorigène arrive à l'entrée de l'évaporateur, avec un certain titre de vapeur  $x$  .puis il se vaporise et enfin subit une surchauffe de plusieurs degrés. La vapeur se trouve à la sortie de l'évaporateur à une température  $T_{\text{aspiration}}=T_3$  et à une pression  $P_3$ .

L'évaporateur travaille comme un échangeur à contre-courant (voir **Fig. III.4**).



**Fig. III.4:** Représentation des différents écoulements dans l'évaporateur

L'évolution des températures dans les côtés eau et fréon est représentée dans la **Fig. III.5**



**Fig. III.5 :** Diagramme (T-longueur) d'évaporation

Où :

$T_5$  :  $T_{\text{entrée d'eau}}$

$T_6$  :  $T_{\text{sortie d'eau}}$

$L_e$  : Longueur de l'évaporation

$L_s$  : Longueur de surchauffe

**III.6.2.1 Evaporation :**

L'équation (III.41), est transformée comme suit :

$$P_{\text{évap}} = \dot{m}_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}} \Delta T = \dot{m}_{\text{fréon}} (1-x) L_{(T_e)} \dots\dots\dots (III.29)$$

$$P_{\text{évap}} = U_{\text{évap}} S_{\text{évap}} \Delta T_{\text{Log}} \dots\dots\dots (III.30)$$

Où :

$L_{(T_e)}$  : Chaleur latente à la température d'évaporation.

$x$  : Titre de vapeur à l'entrée de l'évaporateur après évaporation partielle dans le détendeur.

$\Delta T_{\text{Log}}$  : Écart logarithmique pour l'évaporation qui est égale (selon **Fig. III.5**) :

$$\Delta T_{\text{Log / évaporation}} = \frac{(T_{5a} - T_e) - (T_6 - T_e)}{\text{Log} \left( \frac{T_{5a} - T_e}{T_6 - T_e} \right)} = \frac{T_{5a} - T_6}{\text{Log} \left( \frac{T_{5a} - T_e}{T_6 - T_e} \right)} \dots\dots\dots (III.31)$$

**III.5.2.2 Surchauffe :**

Compte tenu du fait que la surchauffe en sortie d'évaporateur est constante et fixée à une certaine température, on peut facilement calculer les valeurs thermodynamiques de fréon et la puissance fournie par l'eau, en utilisant les équations (III.23) et (III.24).

Pour le coefficient d'échange coté fréon, nous avons utilisé la corrélation de COLBURN, pour fluide à une seule phase (voir l'équation (III.28)).

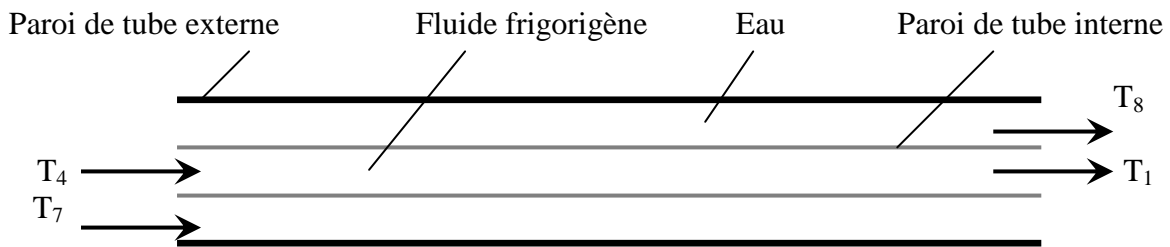
L'écart logarithmique des températures, est donné par la relation (suivant **Fig. III.5**):

$$\Delta T_{\text{Log / surchauffe}} = \frac{(T_5 - T_3) - (T_{5a} - T_e)}{\text{Log} \left( \frac{T_5 - T_3}{T_{5a} - T_e} \right)} \dots\dots\dots (III.32)$$

**III.5.3 Condenseur :**

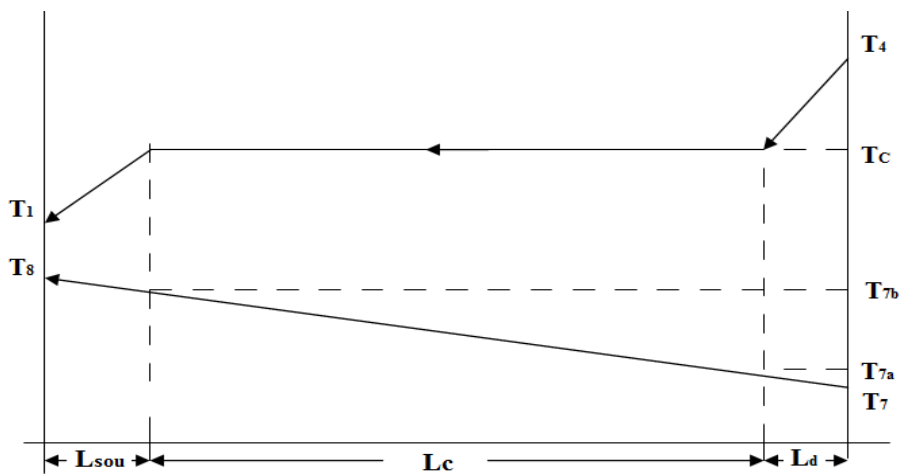
La vapeur arrive au condenseur à une température  $T_{\text{refoulement}}=T_4$  et à une pression égale à la pression de condensation. Elle est désurchauffée, puis condensée à la température de condensation  $T_c$ , puis le liquide subit un sous-refroidissement jusqu'à la température  $T_1$ .

Le condenseur travaille comme un échangeur à co-courant (voir **Fig. III.6**).



**Fig. III.6:** Représentation des différents écoulements dans le condenseur

L'évolution des températures dans les côtés eau et fréon est représentée dans la **Fig.III.7**



**Fig. III.7 :** Diagramme (T-longueur) de condensation

Où :

$T_7$  : Température d'entrée d'eau

$T_8$  : Température de sortie d'eau

$L_{\text{sou}}$  : Longueur de sous-refroidissement

$L_c$  : Longueur de condensation

$L_d$  : Longueur de désurchauffe

II.5.3.1 Désurchauffe, sous-refroidissement :

Dans les deux cas, désurchauffe et sous-refroidissement, le fluide se trouve à une phase (vapeur ou liquide) ; donc nous avons utilisé la corrélation de COLBURN pour fluide à une seule phase, comme nous l'avons fait pour la surchauffe.

L'écart logarithmique de température est donné par les relations :

$$\Delta T_{Log / \text{sous-refroidissement}} = \frac{(T_c - T_{7b}) - (T_1 - T_8)}{\text{Log}\left(\frac{T_c - T_{7b}}{T_1 - T_8}\right)} \dots\dots\dots(\text{III.33})$$

III.5.3.2 Condensation :

L'équation (III.23), est transformée comme suit :

$$P_{cond} = \dot{m}_{eau} Cp_{eau} \Delta T = \dot{m}_{fréon} L_{(Tc)} \dots\dots\dots(\text{III.34})$$

$$P_{cond} = U_{cond} S_{cond} \Delta T_{Log} \dots\dots\dots (\text{III.35})$$

$\Delta T_{Log}$  : Écart logarithmique pour l'évaporation qui est égale (selon **Fig. III.7**) :

Le Nombre du Nusselt :

$$Nu = Nu_{liquide} \left( 0,57 + \frac{2,18}{\left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^{0,38}} \right) \dots\dots\dots(\text{III.36})$$

# *Chapitre IV*

## *Résultats et discussions*

### **IV.1 Introduction :**

Le modèle mathématique est codé sur ordinateur sous forme d'un programme Fortran 90.

Pour commencer la simulation, le programme lit le premier ensemble des données de fonctionnement suivant :

- Le débit volumique d'eau dans l'évaporateur :  $\dot{V}_1$
- Le débit volumique d'eau dans le condenseur :  $\dot{V}_2$
- La température d'entrée d'eau dans l'évaporateur :  $T_5$
- La température d'entrée d'eau dans le condenseur :  $T_7$
- La température de condensation  $T_c$
- La température d'évaporation  $T_e$
- Le degré de sous-refroidissement  $T_{sou}$
- Le degré de surchauffe  $T_{sur}$

Puis il lit le deuxième ensemble des données des constructeurs :

❖ Evaporateur :

- Diamètre du tube externe D1
- Diamètre du tube interne D2
- Epaisseur des tubes Z1
- Conductivité thermique du tube intérieur Cond1

❖ Condenseur :

- Diamètre du tube externe D3
- Diamètre de tubes internes D4
- Epaisseur des tubes Z2
- Conductivité thermique de tube intérieur Cond2

❖ Tube capillaire :

- Diamètre intérieur du tube D
- Longueur du tube L

Des calculs ont été réalisés pour apprécier l'influence des paramètres indépendants sur la résolution du système.



Deux types de calcul sont possibles : un calcul de fonctionnement de la machine frigorifique et un calcul de dimensionnement des échangeurs.

Dans le cas du calcul de fonctionnement, les inconnues sont au nombre de 7 :

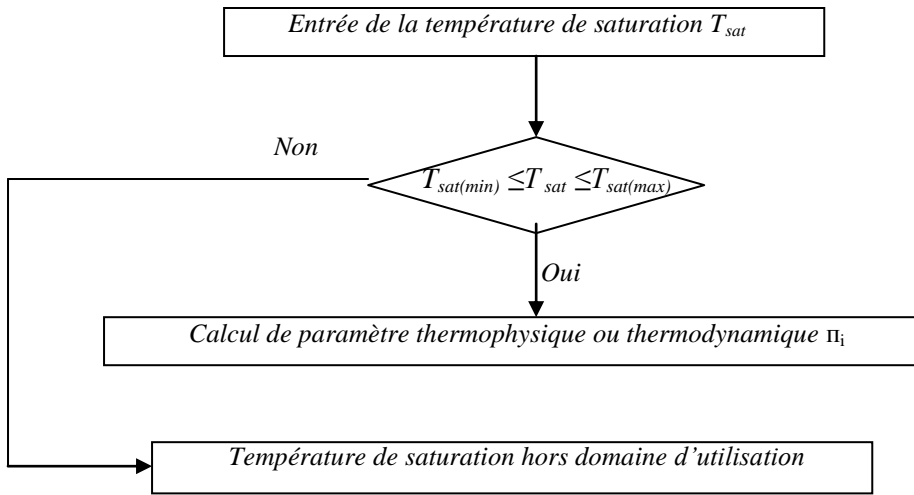
1. Débit massique de fréon  $\dot{m}_{\text{fréon}}$ .
2. Température de sortie d'eau de l'évaporateur  $T_6$ .
3. Température de sortie d'eau du condenseur  $T_8$ .
4. Température de refoulement  $T_4$ .
5. Température de sortie de fréon du condenseur  $T_1$ .
6. Titre de vapeur à l'entrée de l'évaporateur, après évaporation partielle dans le détenteur.
7. Puissance fournie par le compresseur.

En plus des 7 principales inconnues, la résolution du problème nous a fourni les valeurs des paramètres suivants : le coefficient d'échange de chaque zone, la longueur des tubes correspondant à chacune des zones et le coefficient de performance réel de la machine frigorifique qui est calculé avec la relation :

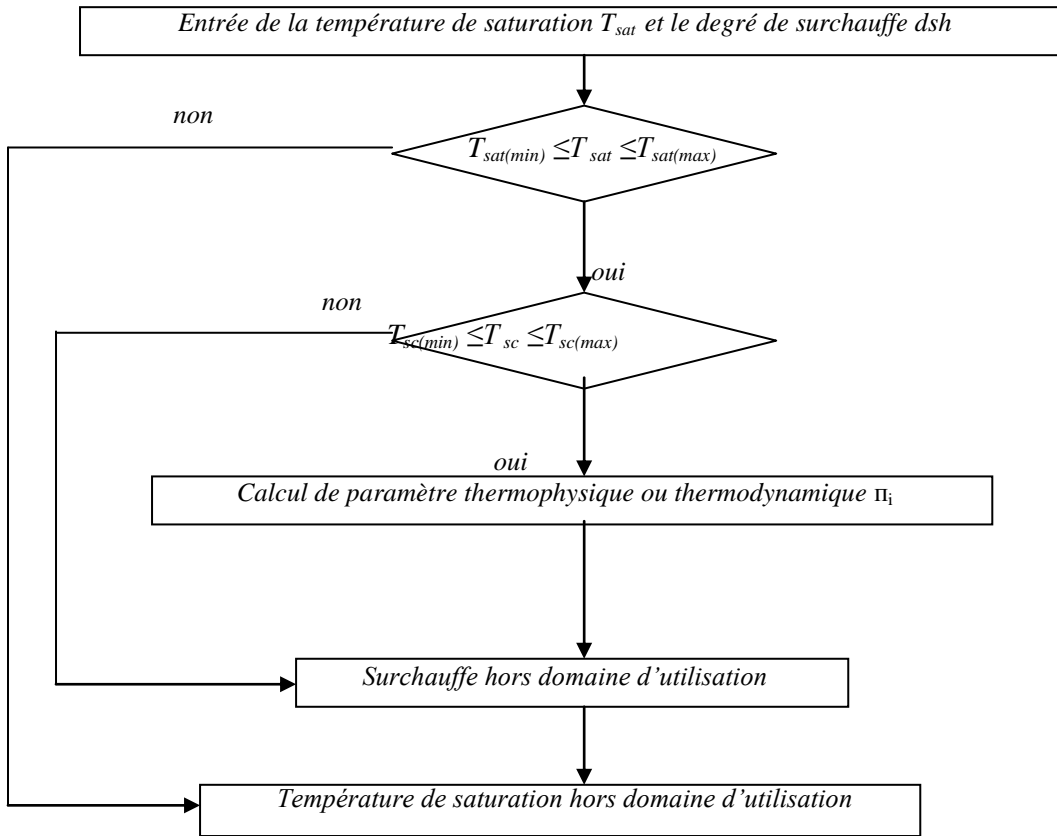
$$\text{COP} = P_{\text{evap}} / P_{\text{comp}} \dots \dots \dots (\text{IV.1})$$

**IV.2 Fluide frigorigène :**

Le calcul des propriétés thermophysiques du fluide frigorigène est très simple. Dans le cas de fluide frigorigène en état biphasique, on doit seulement fournir au programme de simulation la température de saturation correspondante (voir **Fig. IV.1**) où il doit tout d'abord vérifier si elle appartient au domaine de validité avant de commencer le calcul. Dans le cas de la vapeur surchauffée en plus de la température de saturation on doit fournir au programme le degré de surchauffe (voir **Fig. IV.2**) où il doit tout d'abord vérifier si il appartient au domaine de validité avant de commencer le calcul.



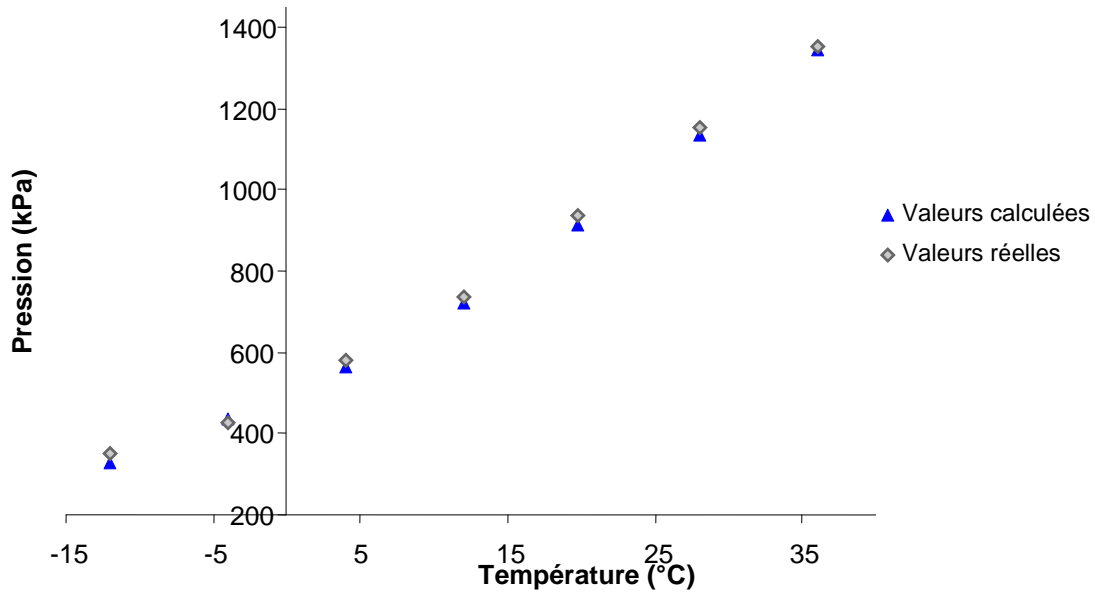
**Fig. IV.1:** Organigramme de fluide en état diphasique



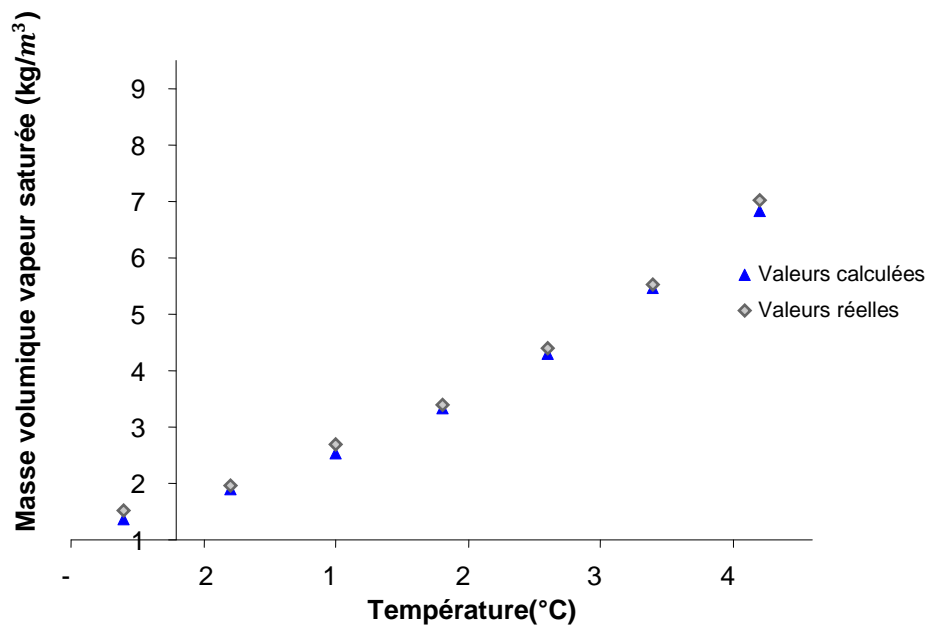
**Fig. IV.2:** Organigramme de la vapeur surchauffée

On a utilisé dans notre mémoire plusieurs corrélations et modèles pour déterminer les différentes propriétés thermophysiques de R134a.

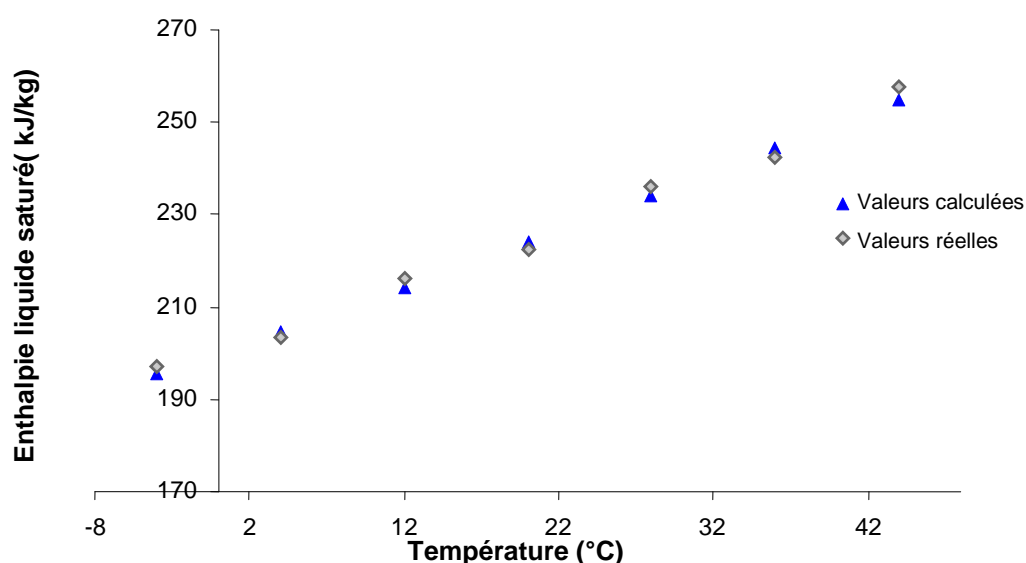
Chaque sous-programme de R134a dans le programme principal calcule les propriétés de ce fluide, le résultat obtenu est comparé à des données expérimentales d'une société américaine appelé IRC[39].



**Fig. IV.3 :** Variation de pression de saturation (réelle et calculée) suivant la température de saturation.



**Fig. IV.4:** Variation de la masse volumique de la vapeur saturée (réelle et calculée) suivant la température de saturation



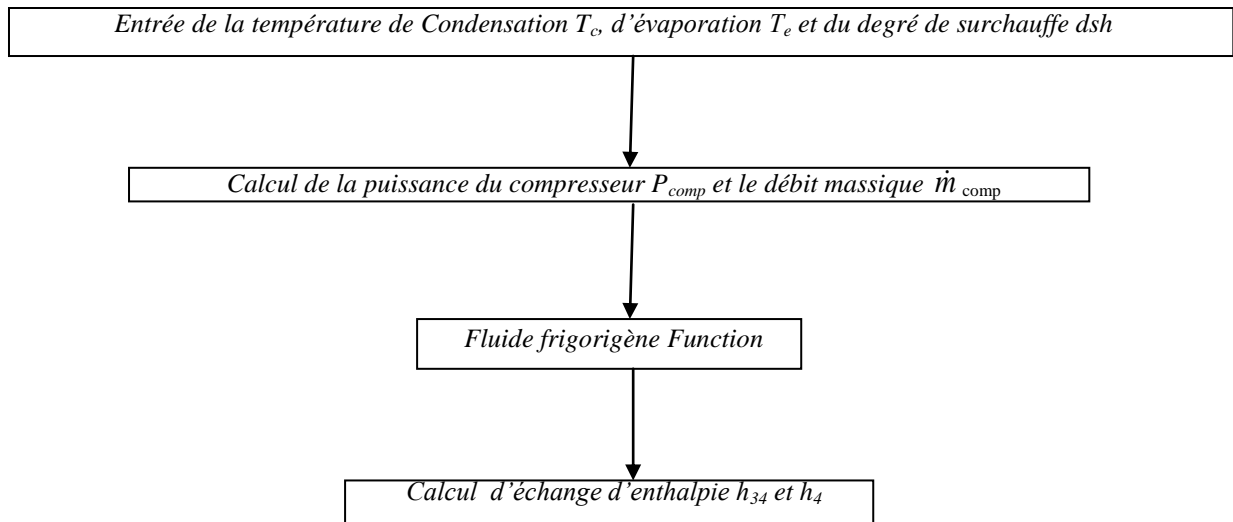
**Fig. IV.5 :** Variation de l'enthalpie de liquide saturé (réelle et calculée) suivant la température de saturation.

Les figures *IV.3*, *IV.4* et *IV.5* représentent respectivement la différence entre les valeurs (réelles et calculées) de la pression de saturation, la masse volumique, et l'enthalpie suivant la température de saturation. On voit bien sur les graphes que l'erreur relative entre les valeurs réelles et calculées est inférieure à 3%.

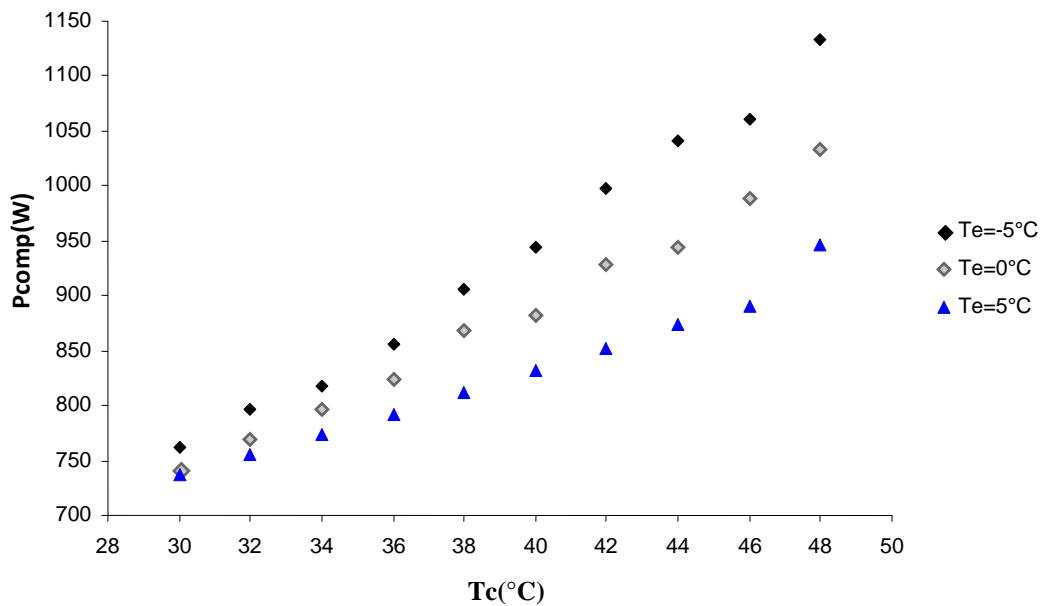
D'autre part, on constate que les trois paramètres augmentent au fur et à mesure avec la température de saturation. On conclut que le modèle utilisé nous a donné des résultats de calculs optimaux.

### **IV.3 Compresseur :**

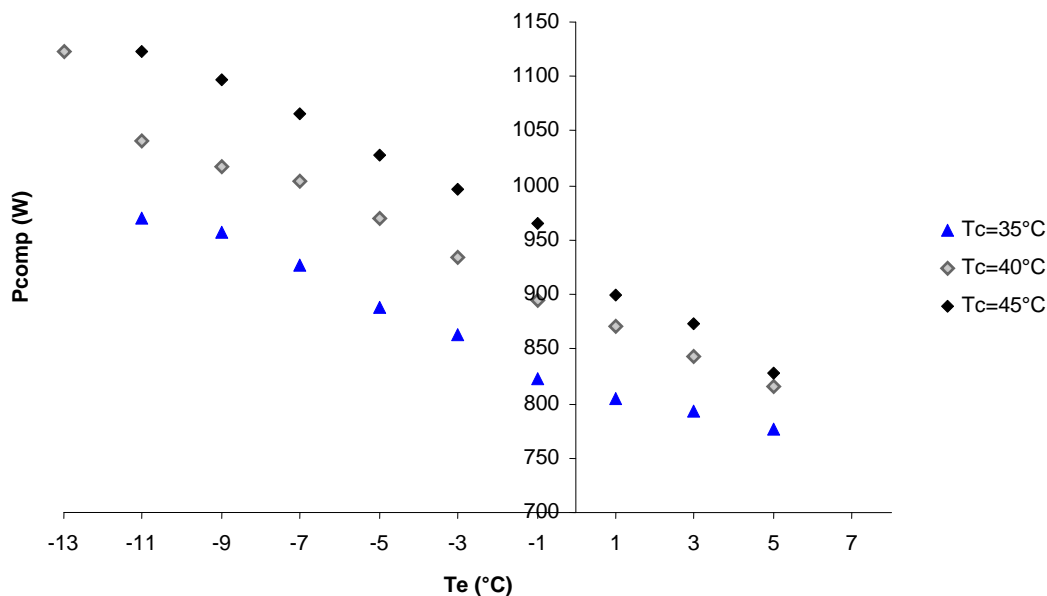
Pour la compression le programme utilise directement les relations empiriques décrites dans le chapitre III pour calculer la puissance fournie par le compresseur et le débit massique du fluide frigorigène dans ce dernier. Après cette étape le programme fait appel à quelques fonctions du fluide frigorigène pour calculer l'échange de l'enthalpie lors de la compression, on termine par le calcul de l'enthalpie du fluide frigorigène à la sortie de compresseur (voir *Fig. IV.6*).



**Fig. IV.6:** Organigramme du compresseur



**Fig. IV.7 :** Influence de la température de condensation sur la puissance Consommée par le compresseur



**Fig. IV. 8:** Influence de la température d'évaporation sur la puissance Consommée par le compresseur

Les deux figures (*IV.7* et *IV. 8*) représentent respectivement la variation de la puissance du compresseur suivant la température d'évaporation et la température de condensation.

Dans la *Fig. IV.7*, on voit que la puissance consommée par le compresseur augmente au fur et à mesure de l'augmentation de la température de condensation à des températures d'évaporation constantes, puisque une augmentation de température de condensation donne automatiquement une augmentation de pression de condensation, cela est due à une augmentation de taux de compression qui exige une énergie mécanique supplémentaire au niveau de compresseur.

Dans la même figure on voit que la différence entre les 3 puissances absorbée par le compresseur aux 3 températures d'évaporation augmente au fur et à mesure de l'augmentation de la température de condensation, ce phénomène est du à la diminution de la pente des courbes isentropiques dans le diagramme enthalpique (p-h) au fur et mesure de la diminution de la température d'évaporation.

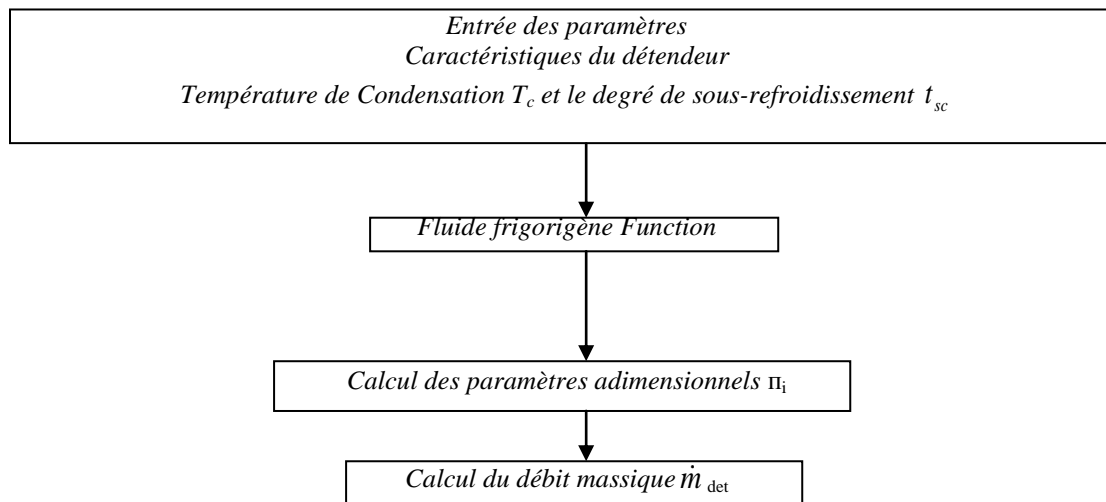
On voit sur la *Fig. IV. 8* que la puissance consommée par le compresseur diminue au fur et à mesure de l'augmentation de la température d'évaporation à des températures de condensation constantes, puisque une augmentation de température d'évaporation donne

automatiquement une augmentation de pression d'évaporation, on explique cette diminution de puissance par la réduction du taux de compression qui exige une énergie mécanique plus petite au niveau de compresseur.

Dans la même figure, on voit que la différence entre les 3 puissances absorbées par le compresseur aux 3 températures de condensation aux différentes températures d'évaporation diminue au fur et à mesure de l'augmentation de la température d'évaporation, ce phénomène est dû à la diminution de la pente des courbes isentropiques dans le diagramme enthalpique (p-h) au fur et mesure de la diminution de la température d'évaporation.

#### **IV.4 Détendeur :**

Le but de ce sous-programme de la détente est de calculer seulement le débit du fluide frigorigène dans le tube capillaire. Pour cela le programme doit faire appel à quelques fonctions du fluide frigorigènes pour calculer les différents nombre adimensionnels nécessaires au calcul du débit massique (voir **Fig. IV.9**).



**Fig. IV.9:** Organigramme du détendeur

Pour le détendeur on a choisi un tube capillaire dont les dimensions sont :

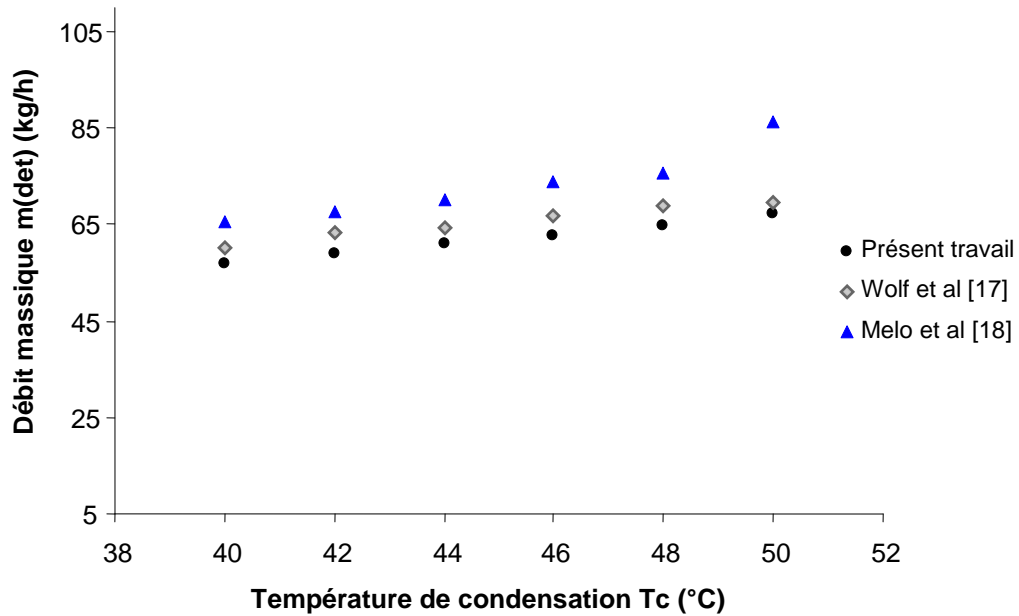
- Diamètre interne du tube : 1.5 mm.
- Longueur du tube : 1m.

Et dont les paramètres de fonctionnement sont :

- Température de condensation : 45°C.

– Degré de sous-refroidissement : 5°C.

#### IV.4.1 Influence de la température de condensation sur le débit :

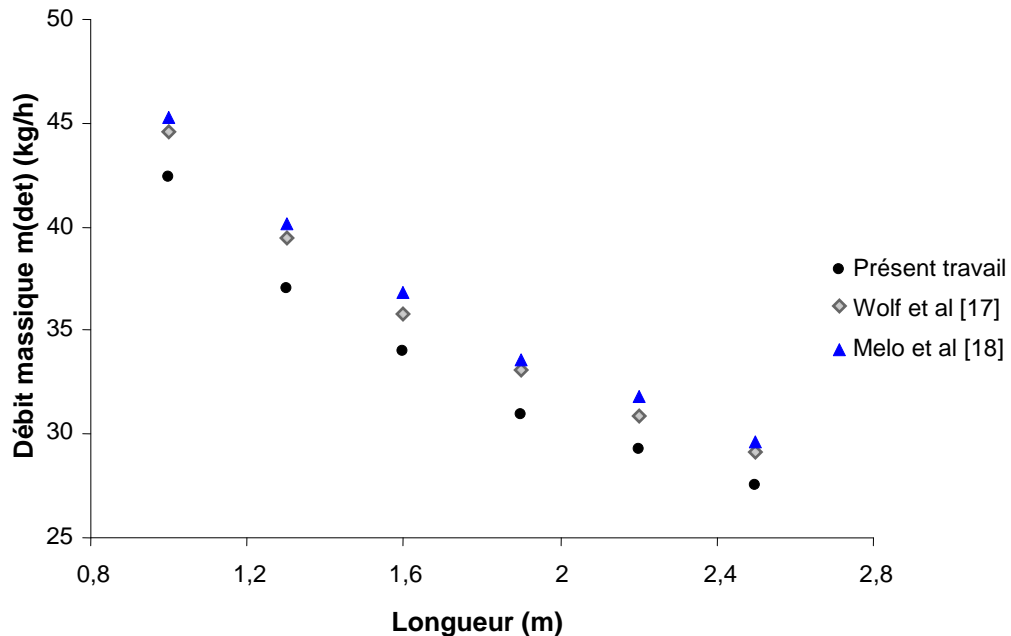


**Fig. IV.10:** Influence de la température de condensation sur le débit massique du détendeur

La **Fig. IV.10** représente la variation du débit massique de détendeur pour différentes températures de condensation. On remarque une faible augmentation du débit massique avec l'augmentation de la température de condensation.



#### IV.4.2 Influence de la longueur du tube capillaire sur le débit massique de détenteur :



**Fig. IV.11** : Influence de la longueur du tube capillaire sur le débit massique de détenteur

La **Fig. IV.11** représente la variation du débit massique de détenteur pour différentes longueurs de tubes capillaires. On remarque une forte diminution du débit massique avec l'augmentation de la longueur du tube capillaire. La cause de cette diminution est l'effet de la perte de charge à l'intérieur du conduit.

#### **IV.5 Evaporateur et Condenseur :**

Pour l'évaporateur et le condenseur on a choisi des échangeurs coaxiaux dont les dimensions sont :

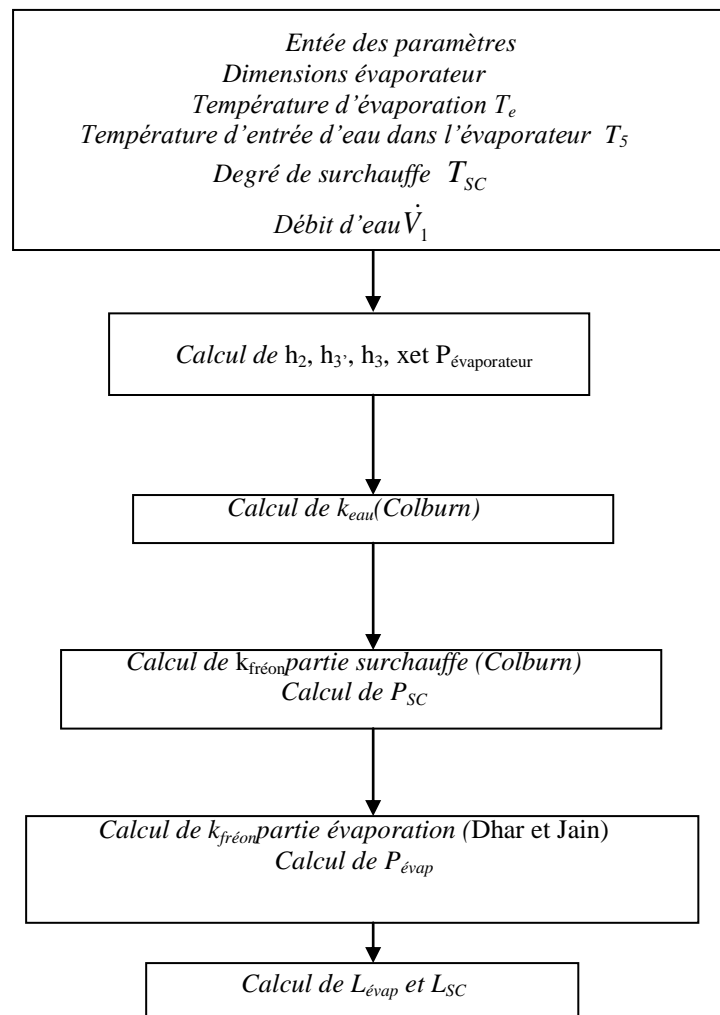
- Diamètre interne du tube interne : 5mm.
- Diamètre interne du tube externe : 10mm.
- Epaisseur du tube interne : 1mm.
- Conductivité du tube interne : 400 W/(m.K).

Et dont les paramètres de fonctionnement sont :

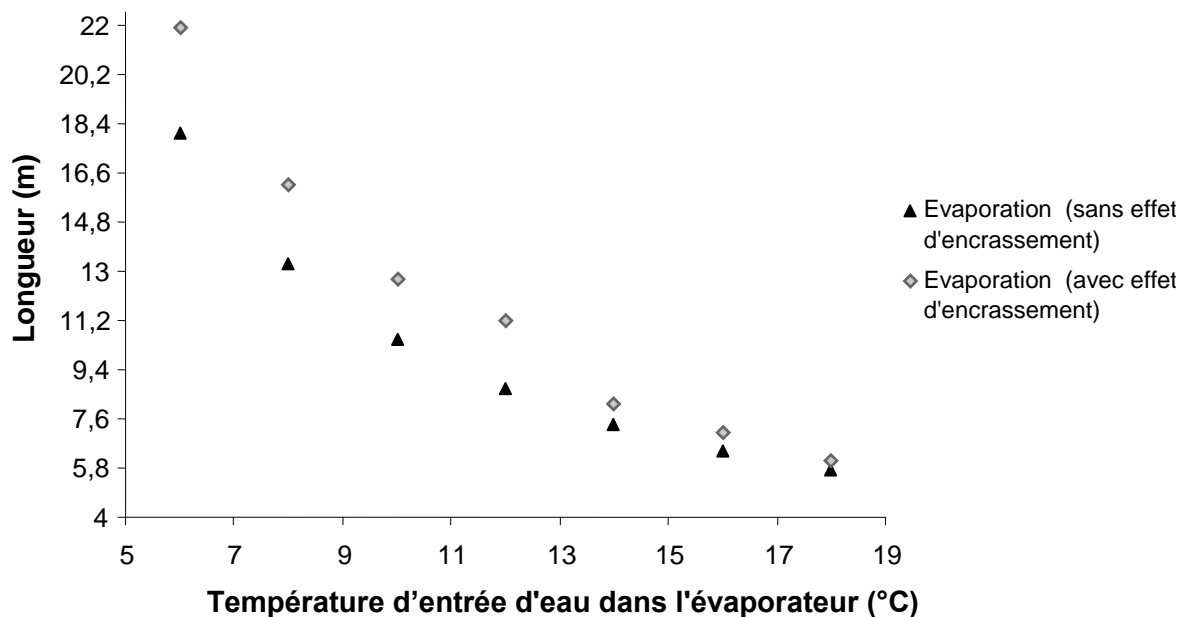
- Température de condensation : 45°C.

- Température d'évaporation : 0°C.
- Degré de surchauffe : 5°C.
- Degré de sous-refroidissement : 5°C.
- Débit d'eau dans l'évaporateur : 1m<sup>3</sup>/h.
- Débit d'eau dans le condenseur : 1m<sup>3</sup>/h.
- R<sub>encrassement</sub> (coté eau)=0.0005 m<sup>2</sup>°C/W.

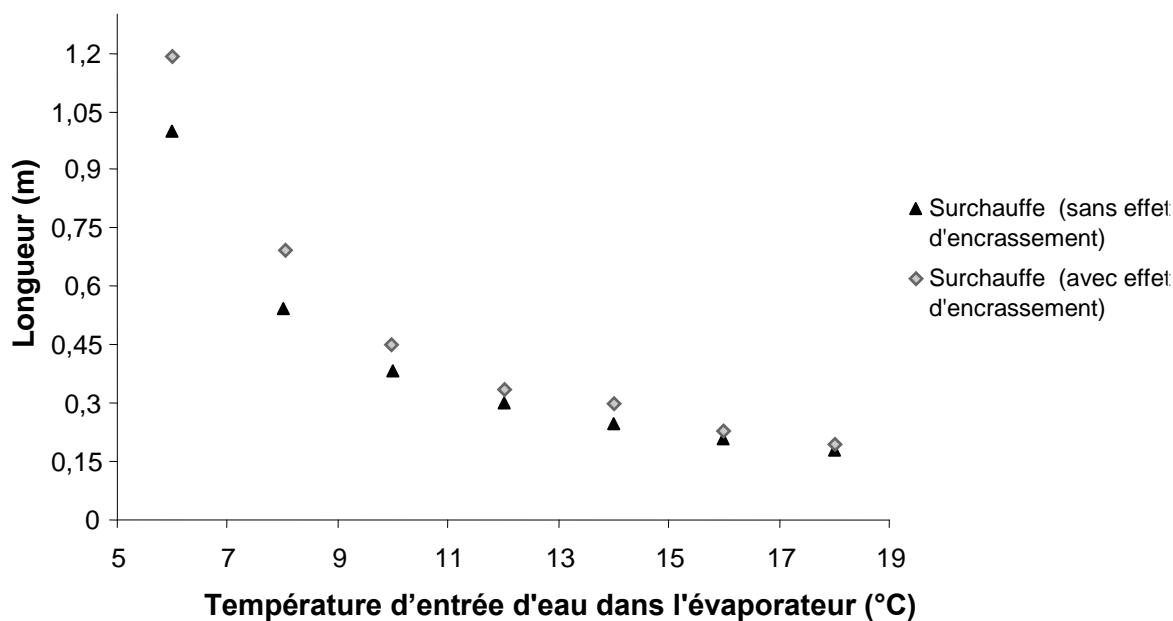
Pour commencer la simulation de l'évaporateur, le programme lit un ensemble des données de fabriquant et de fonctionnement (voir **Fig. IV.12**), après cette étape il commence à calculer la puissance de l'évaporateur et les deux surfaces : d'évaporation et de surchauffe en passant par le calcul des nombres de Prandtl, Reynolds et Nusselt pour les différentes corrélations.



**Fig. IV.12:** Organigramme de l'évaporateur



**Fig. IV.13** : Influence de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur Sur la surface d'échange d'évaporation



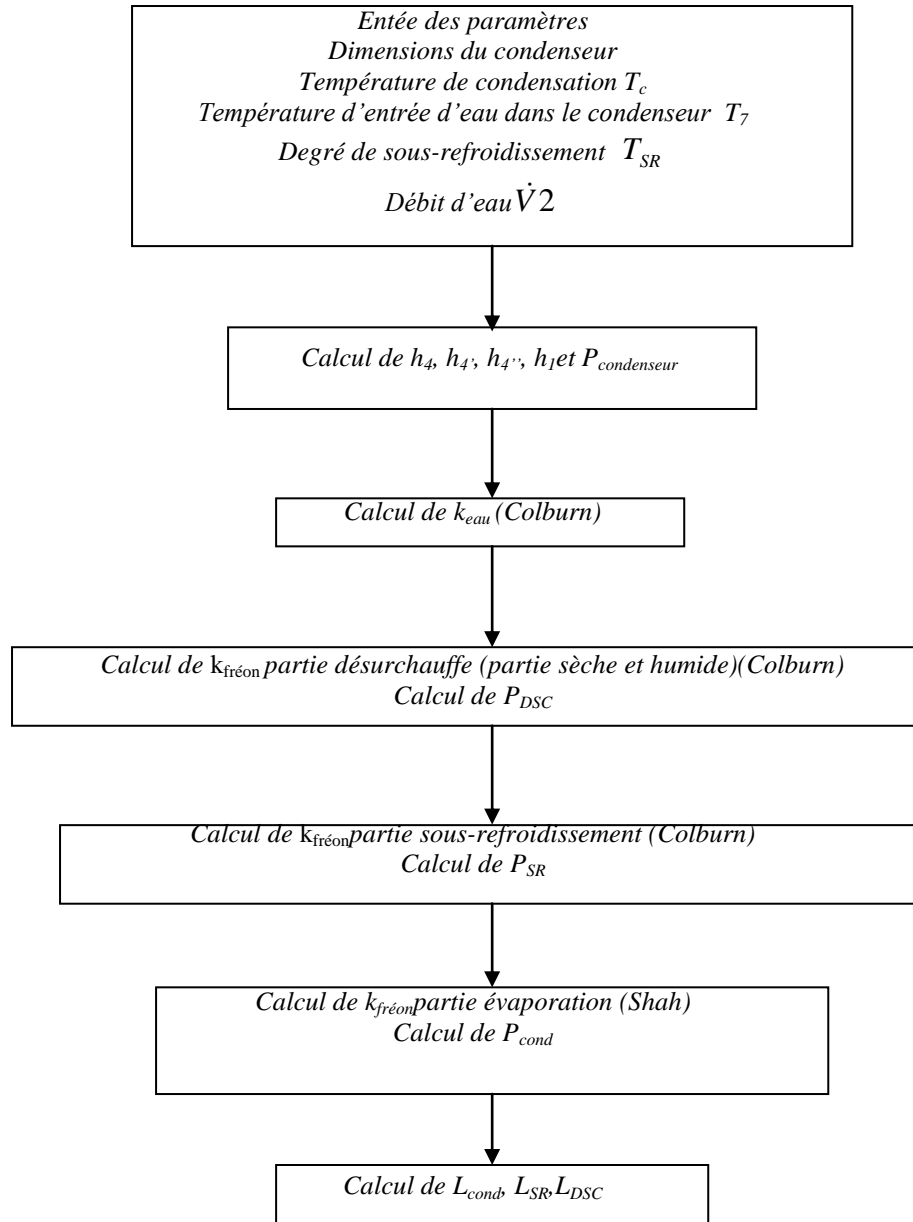
**Fig. IV.14** : Influence de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur Sur la surface d'échange de surchauffe

Les figures IV.13 et IV.14 représentent une comparaison entre les surfaces d'évaporation

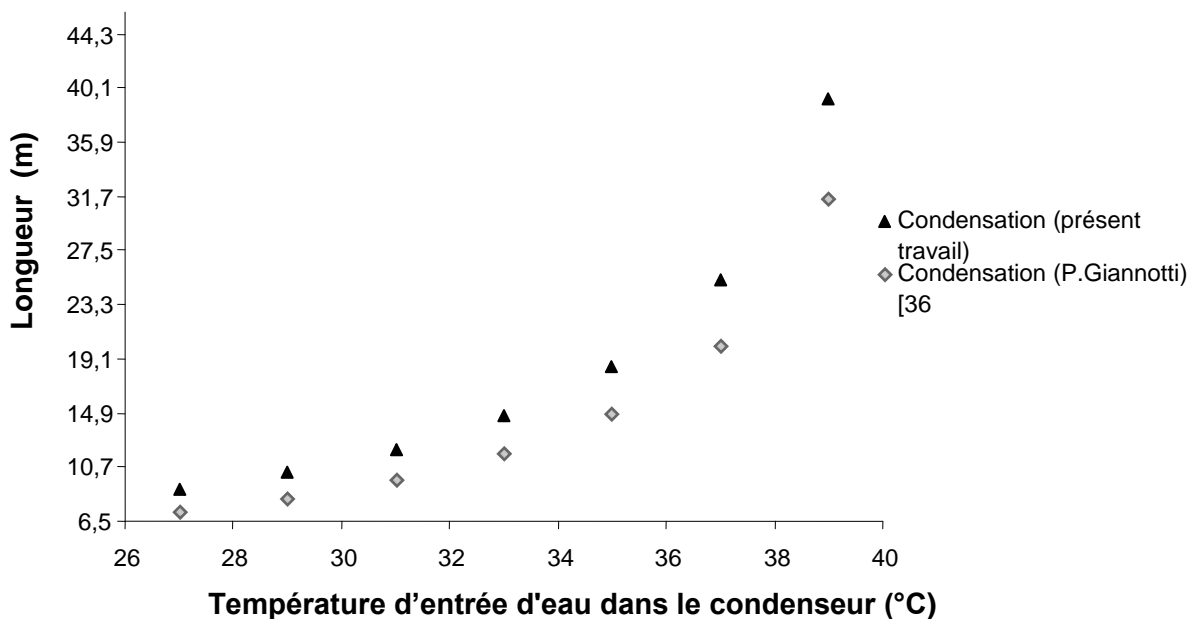
et de surchauffe (respectivement) avec et sans encrassement à l'extérieur des tubes intérieurs et suivant la variation de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur.

On remarque qu'en introduisant l'effet de l'encrassement la surface d'échange augmente de 21.15% à 21.22% pour l'évaporation et de 16.66% à 18.35% pour la surchauffe.

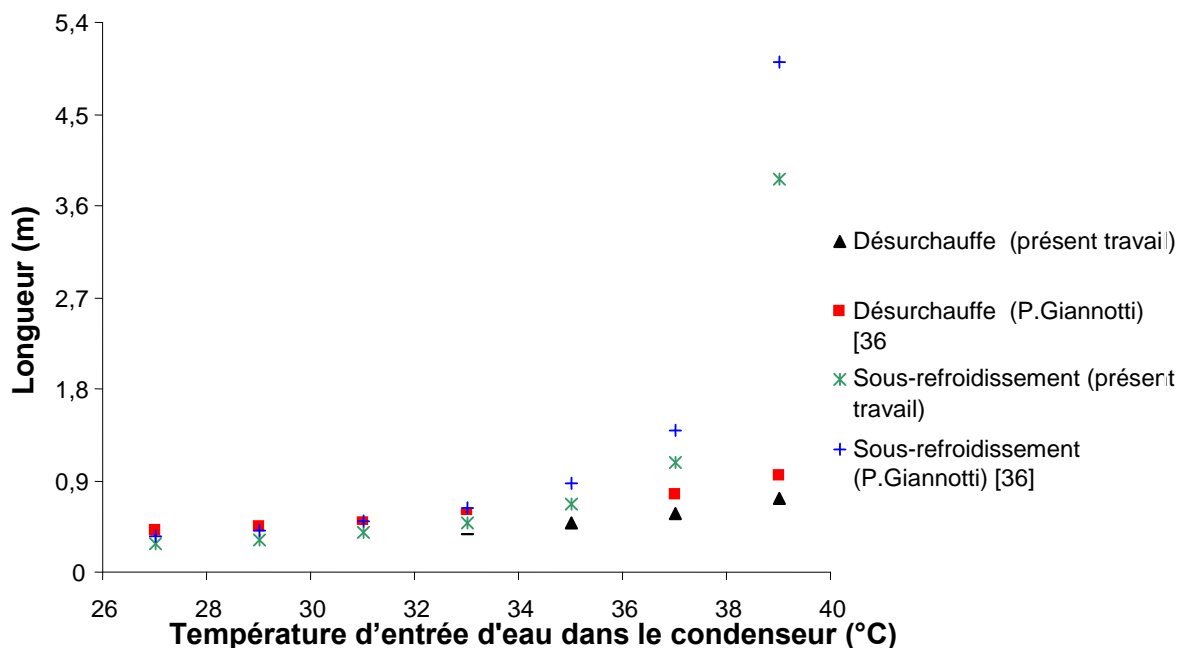
La procédure de la simulation du condenseur est la même que celle de l'évaporateur, la seule différence est que dans le condenseur on a 3 zones d'échange thermique : désurchauffe, condensation et sous-refroidissement, (voir **Fig. IV.15**).



**Fig. IV.15** : Organigramme du condenseur



**Fig. IV.16 :** Influence de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur la surface d'échange de condensation (sans effet d'encrassement)



**Fig. IV.17 :** Influence de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur les surfaces d'échange de désurchauffe et de sous-refroidissement (sans effet d'encrassement)

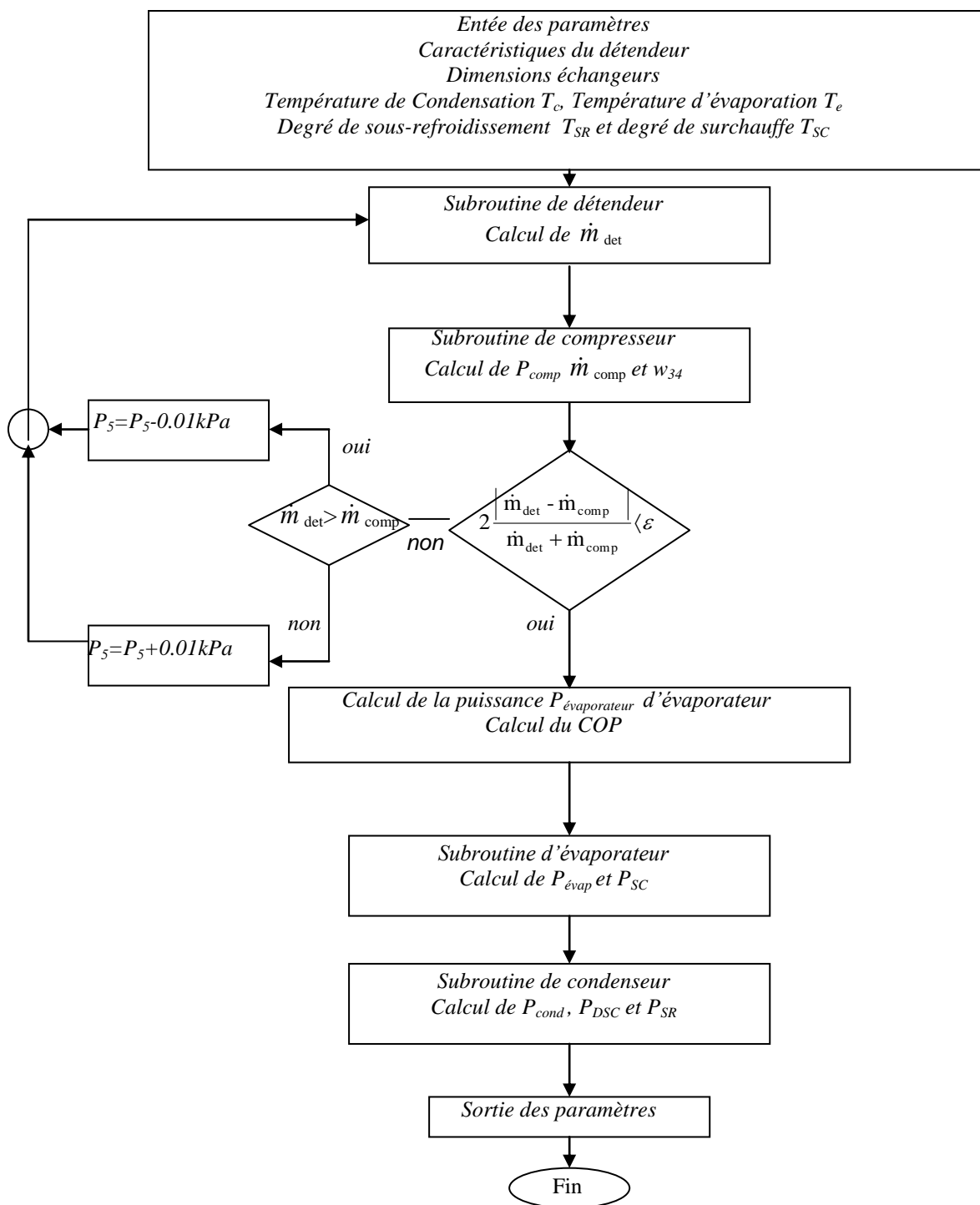
Les figures IV.16 et IV.17 représentent une comparaison entre les résultats obtenus dans ce travail et les résultats trouvés par P. Giannotti [36] pour les variations des surfaces d'évaporation, de désurchauffe et de sous-refroidissement (respectivement) suivant la variation de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sans prendre en considération

l'effet de l'encrassement. On remarque dans les deux cas une forte augmentation de la surface d'échange avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur.

On remarque que la pente de l'augmentation de la surface d'échange augmente au fur et à mesure de l'augmentation de la température d'eau (la cause est la même que celle de l'évaporateur)

#### **IV.6 Machine frigorifique :**

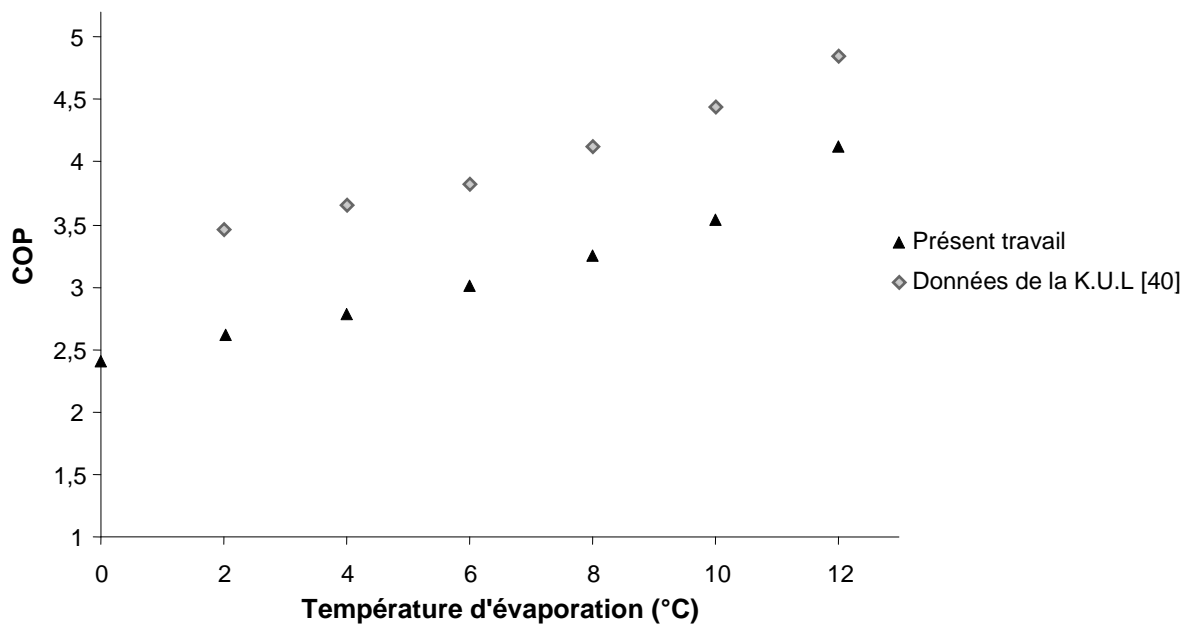
Tous les organigrammes précédents sont assemblés d'une façon constructive pour former un organigramme de toute la machine frigorifique. La seule chose à citer ici est que le débit massique du fluide frigorigène ( $\dot{m}_r$ ) est calculé suivant l'organigramme de la détente dans le tube capillaire qui est comparé au débit massique de fluide frigorigène ( $\dot{m}_r$ ), calculé à partir de l'organigramme de la compression. Si la différence entre les deux débits est grande qu'une valeur de tolérance acceptable (voir **Fig. IV.18**),  $p_4$  sera changée selon l'arrangement montré (voir **Fig. IV.18**), et le débit massique du fluide frigorigène sera recalculé jusqu'à que la différence entre les deux débits sera acceptée. Les données du constructeur et de fonctionnement sont les mêmes que celles utilisées dans la partie détenteur et la partie échangeurs de chaleur (condenseur et évaporateur).



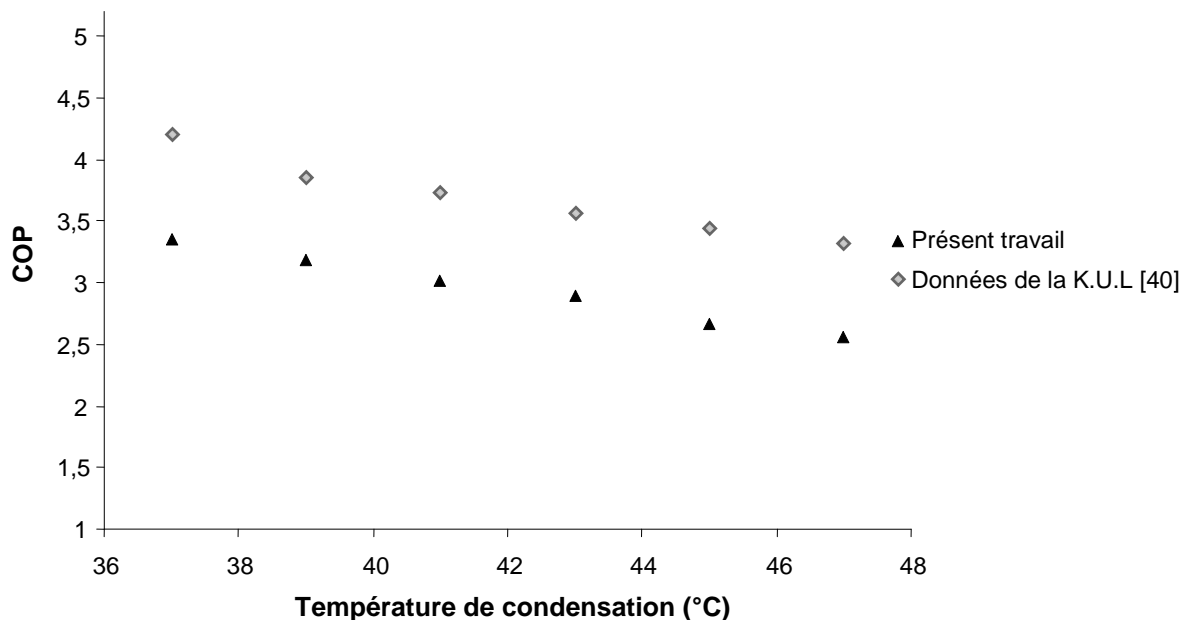
**Fig. IV.18:** Organigramme de la machine frigorifique



IV.6.1 Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique :



**Fig. IV.19** : Influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique



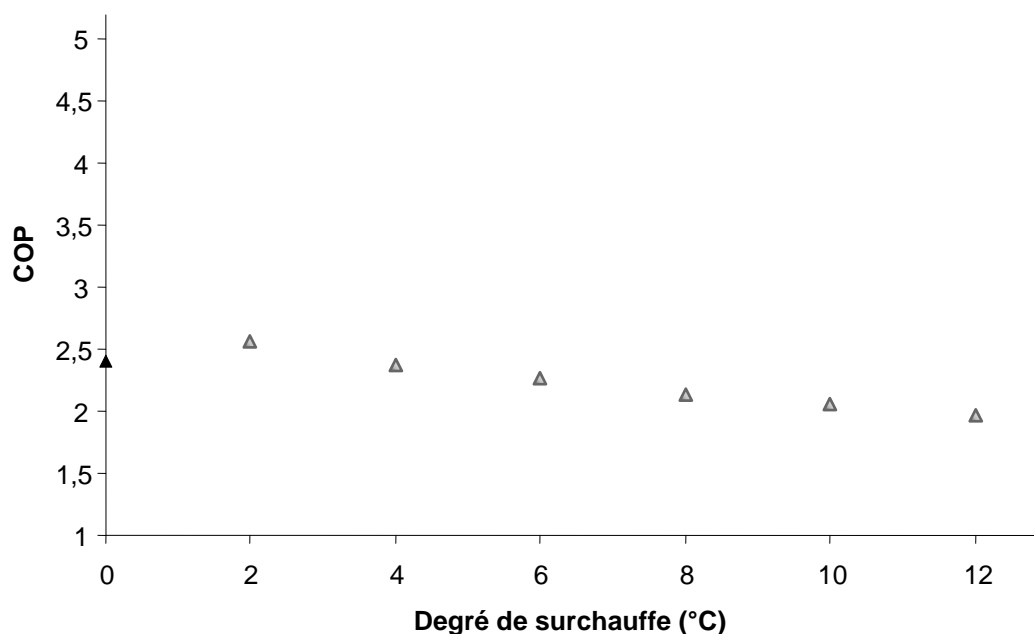
**Fig. IV.20** : Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique

Les figures IV.19 et IV.20 représentent l'influence des températures d'évaporation et de condensation respectivement sur le coefficient de performance de la machine frigorifique. Les

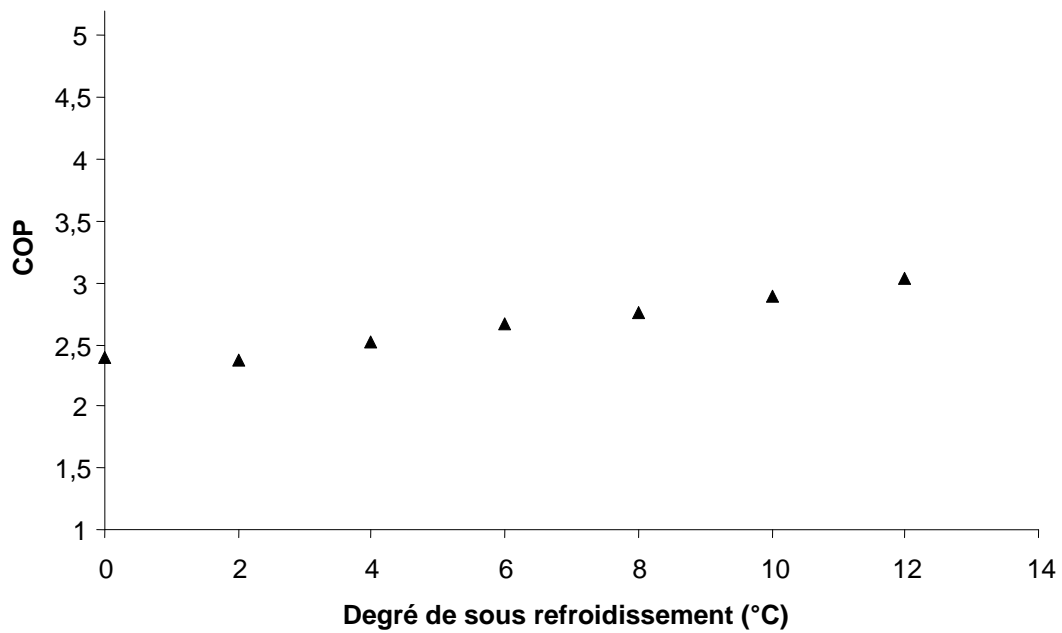
résultats obtenus dans les deux cas sont comparés aux résultats obtenus par KUL [40] en utilisant une pompe à chaleur fonctionnant avec les mêmes paramètres utilisés dans notre mémoire. On remarque que la différence entre le COP de la pompe à chaleur et celui de la machine frigorifique est de 0.85 pour la figure **IV.19** et de 0.75 pour la figure **IV.20** (l'écart théorique est égal à l'unité).

On remarque aussi une forte augmentation du COP avec l'augmentation de la température d'évaporation (**Fig. IV.19**) et une forte diminution du COP avec l'augmentation de la température de condensation (**Fig. IV.20**). Selon les résultats obtenus on peut dire qu'une augmentation de 2°C de la température d'évaporation signifie une augmentation de 7.5% du COP de la machine frigorifique et qu'une augmentation de 2°C de la température de condensation signifie une diminution de 5.5% du COP de la machine frigorifique.

#### IV.6.2 Influence du degré de surchauffe et de sous-refroidissement sur la machine frigorifique :



**Fig. IV.21** : Influence du degré de surchauffe sur le coefficient de Performance de la machine frigorifique



**Fig. IV.22** : Influence du degré de sous-refroidissement sur le coefficient de Performance de la machine frigorifique

Les figures *IV.21* et *IV.22* représentent l'influence du degré de surchauffe et de sous-refroidissement respectivement sur le coefficient de performance de la machine frigorifique.

On voit aussi une faible augmentation du COP avec l'augmentation du degré de sous-refroidissement et une faible diminution du COP avec l'augmentation de degré de surchauffe. Ainsi, on confirme que les températures d'évaporation et de condensation jouent le rôle majeur dans la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique.

## **V. Conclusion et perspectives :**

L'utilisation d'un modèle simple proposé pour représenter le fonctionnement d'une machine frigorifique, nous a permis d'avoir des résultats intéressants. L'amélioration des performances d'une machine frigorifique, peut être obtenue par la réduction de la température de surchauffe en sortie d'évaporateur, par l'augmentation de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur. Par ailleurs, en diminuant la température d'entrée d'eau au condenseur, par l'augmentation du débit d'eau aux condenseurs et évaporateur. Enfin, par la réduction de la température de condensation, étant entendu que le compresseur est conservé.

Ce mémoire ouvre diverses perspectives pour poursuivre avec plusieurs autres travaux. Parmi les points nécessitant des travaux complémentaires, on peut envisager de changer le type des échangeurs de chaleur, par exemple on peut utiliser des échangeurs à plaques, des échangeurs à tubes et calandre ou des échangeurs à ailettes. Par ailleurs, utiliser la méthode NUT- $\epsilon$  pour modéliser les échangeurs de chaleur, prendre en compte les différents régimes de l'ébullition pendant l'évaporation. Calculer la longueur du tube capillaire à partir de la puissance frigorifique. Autrement, utiliser un échangeur de chaleur intermédiaire entre le condenseur et l'évaporateur. Finalement ; on peut envisager d'utiliser d'autres fluides frigorigènes (purs ou mélanges).

## NOMENCLATURE

<i>Symbole</i>	<i>Nom</i>	<i>Unité</i>
$\lambda$	<i>la Conductivité thermique</i>	$[w/m.k^{\circ}]$
$T$	<i>Température</i>	$[K^{\circ}]$
$e$	<i>Epaisseur de tube</i>	$[m]$
$\dot{m}$	<i>Débit massique</i>	$[w/m2]$
$\rho$	<i>Masse volumique du fluide</i>	$[kg/m^3]$
$\Delta T$	<i>Ecart de température entre le fluide et la paroi solide</i>	$[K^{\circ}]$
$N_u$	<i>Nombre de NUSSELT</i>	-
$\beta$	<i>Coefficient de dilatation volumique</i>	$[1/K^{\circ}]$
$g$	<i>Accélération de la pesanteur</i>	$[m/s^2]$
$Pr$	<i>Nombre de PRANDTL</i>	-
$Re$	<i>Nombre de REYNOLDS</i>	-
$V$	<i>Vitesse du fluide</i>	$[m/s]$
$\mu$	<i>Viscosité dynamique du fluide</i>	$[N.s/m^2]$
$\nu$	<i>Viscosité cinématique du fluide</i>	$[m^2/s]$
$\varepsilon$	<i>Coefficient d'émission de la surface</i>	-
$\rho_{ae}$	<i>La masse volumique de l'air sec à l'extérieur</i>	$[kg/m^3]$
$\rho_{ai}$	<i>La masse volumique de l'air sec à l'intérieur</i>	$[kg/m^3]$
$\alpha_d$	<i>Le coefficient d'échange</i>	-
$t$	<i>Temps</i>	$[s]$
$D$	<i>diamètre intérieur</i>	$[m]$
$L$	<i>la longueur</i>	$[m]$
$P$	<i>Puissance échangée</i>	$[w]$
$\dot{m}_{eau}$	<i>Débit massique d'eau</i>	$[w/m2]$
$\dot{m}_{fréon}$	<i>Débit massique de fréon</i>	$[w/m2]$
$S$	<i>Surface d'échange</i>	$[m2]$
$e$	<i>Epaisseur du tube</i>	$[m]$
$x$	<i>Titre de vapeur à l'entrée de l'évaporateur après évaporation partielle dans le détendeur</i>	-
$\Delta T_{Log}$	<i>Écart logarithmique pour l'évaporation</i>	$[K^{\circ}]$

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] : Maxime DUMINIL. Théorie des machines frigorifiques. *Techniques de l'ingénieur, Dossier B9730, (1996).*
- [2] : [2] : Magister - M<sup>r</sup> Bounouioua Ahmed Saber, « MODÈLISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A COMPRESSION MÉCANIQUE», Centre Universitaire DE Oum EL Bouaghi.
- [3] : Chan, C.Y et Haselden. G.G. Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part I: Basic equations. *International Journal of Refrigeration, Volume 4, Issue 1, January 1981, Pages 7-12 .*
- [4] : A. C. Cieland. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. *International Journal of Refrigeration, Volume 9, Issue 6, November 1986, Pages 346-351.*
- [5] : W.W.S. Charters et H.A. Sadafi. Saturation property equations for R22. *International Journal of Refrigeration, Volume 10, Issue 2, March 1987, Pages 103-104.*
- [6] : Marcia L. Huber et F. Ely. A predictive extended corresponding states model for pure and mixed refrigerants including an equation of state for R134a. *International Journal of Refrigeration, Volume 17, Issue 1, 1994, Pages 18-31.*
- [7] : P.K. Bansal et B. Purkayastha. An NTU- $\epsilon$  model for alternative refrigerants. *International Journal of Refrigeration, Volume 21, Issue 5, July 1979, Pages 381-397.*
- [8] : Mark O. McLinden, Sanford A. Klein et Richard A. Perkins. An extended corresponding states model for the thermal conductivity of refrigerants and refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration, Volume 23, Issue 1, January 2000, Pages 43-63.*
- [9] : Tayebbeh Hosseinejad et Hassan Behnejad. Viscosity and thermal conductivity of some refrigerants at moderate and high densities on the basis of Rainwater-friend theory and the corresponding states principle. *Fluid phase Equilibria, Volume 263, September 2007, Pages 85-95.*
- [10] : C.D. Perez-Segarra, J. Rigola et A. Oliva. Modelling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behaviour of hermetic reciprocating compressors. Part 1: theoretical basis. *HVAC & R Research 9 (2) (2003) ,Pages 215-235.*

- [11] : J.M. Corberan, J. Gonzálvez, J. Urchuegua et A. Calas. Modelling of refrigeration compressors. *Proceedings of the 15<sup>th</sup> International Compressor Engineering Conference at Purdue University, USA 2000, Pages 571-578.*
- [12] : M.L. Todescat et F. Fagotti. Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors, *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue University, USA 1992, Pages 1419-1428.*
- [13] : P. Popovic et H.N. Shapiro. A semi-empirical method for modelling a reciprocating compressor in refrigeration systems. *ASHRAE Transactions 101 (1995) Pages 367-382.*
- [14] : C. Shein et R. Radermacher. Scroll compressor simulation model. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 123 (2001) Pages 217-225.*
- [15] : Wolf DA, Bittle RR et Pate MB. Adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants. *ASHRAE RP-762, 1995.*
- [16] : C. Melo, R.T.S. Ferreira, C.B. Neto, J.M. Goncalves et M.M. Mezavila. An experimental analysis of adiabatic capillary tubes. *Applied Thermal Eng, Volume 19, Issue 6, June 1999, Pages 669-684.*
- [17] : S.G. Kim, M.S. Kim et S.T. Ro. Experimental investigation of the performance of R22, R407C, and R410A in several capillary tubes for air-conditioner. *International Journal of Refrigeration, Volume 25, Issue 5, August 2002, Pages 521-531.*
- [18] : Jongmin Choi, Yongchan Kim et Ho Young Kim. A generalized correlation for refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes. *International Journal of Refrigeration, Volume 26, Issue 8, December 2003, Pages 881-888.*
- [19] : N. Kayansayan. Thermal design method of bayonet-tube evaporators and condensers. *International Journal of Refrigeration, Volume 19, Issue 3, 1996, Pages 197-207.*
- [20] : J.R. García-Cascales, F. Vera-García, J.M. Corberán-Salvador et J. González-Maciá. Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration, Volume 30, Issue 6, September 2007, Pages 1029-1041.*
- [21] : F. Vera-García, J.R. García-Cascales, J.M. Corberán-Salvador, J. González-Maciá et David Fuentes-Díaz. Assessment of condensation heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration, Volume 30, Issue 6, September 2007, Pages 1018-1028.*

- [22] : Louay M. Chamra, Pedro J. Mago, Meng-Onn Tan et Chea-Chun Kung. Modeling of condensation heat transfer of pure refrigerants in micro-fin tubes. *International Journal of Refrigeration*, Volume 48, Issue 7, March 2007, Pages 1293-1302.
- [23] : S. Porkhial, B. Khastoo et M.R. Modarres Razavi. Transient response of finned-tube condenser in household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, Issues 14-15, October 2006, Pages 1725-1729.
- [24] : P. Techarungpaisan, S. Theerakulpisut et S. Priprem. Modeling of a split type air conditioner with integrated water heater. *Energy Conversion and Management*, Volume 48, Issue 4, April 2007, Pages 1222-1237.
- [25] : Guo-liang Ding. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, Volume 30, Issue 7, November 2007, Pages 1119-1133.
- [26] : R. Cabello, J. Navarro and E. Torrella. Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant Model development and validation. *Applied Thermal Engineering*, Volume 25, Issues 11-12, August 2005, Pages 1740-1752.
- [27] : Denis Leducq, Jacques Guilpart et Gilles Trystram. Non-linear predictive control of a vapour compression cycle. *International Journal of Refrigeration*, Volume 29, Issue 5, August 2006, Pages 761-772.
- [28] : M. W. Browne et P. K. Bansal. An elemental NTU- $\epsilon$  model for vapour-compression liquid chillers. *International Journal of Refrigeration*, Volume 24, Issue 7, July 2001, Pages 612-627.
- [29] : R. N. N. Koury, L. Machado et K. A. R. Ismail. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, Volume 24, Issue 2, March 2001, Pages 192-200.
- [30] : F. Meunier. Refrigeration Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression. *International Journal of Refrigeration*, Volume 29, Issue 1, January 2006, Pages 155-158.
- [31] : Reşat Selbaş, Önder Kızıllıkan et Arzu Şencan. Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. *Energy*, Volume 31, Issue 12, September 2006, Pages 2108-2128.
- [32] : Hong Lin, Yuan-Yuan Duan and Qi Min .Gradient theory modeling of surface tension for pure fluids and binary mixtures. *Fluid Phase Equilibria*, Volume 254, Issues 1-2, 15 June 2007, Pages 75-90.



- [33] : Siam Compressor Industry Co., Ltd. Specification for compressor. *Thailand, 2002.*
- [34] : Ozu M, Itami T. Efficiency analysis of power consumption in small hermetic refrigerant rotary compressors. *International Journal of Refrigeration, Volume 4, Issue 5, September 1981, Pages 265-270.*
- [35] : Li Yang et Wen Wang .A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes. *International Journal of Refrigeration, Volume 31, Issue 2, March 2008, Pages 197-203.*
- [36] : P.Giannotti. Modélisation d'une pompe à chaleur. *Septembre 1985.*
- [37] : P.L. DHAR et V.K.JAIN ,16è Congrès Int. du froid (paris).
- [38] : C.-Y. Yang et T.-Y. Lin. Heat transfer characteristics of water flow in microtubes. *Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 32, Issue 2, November 2007, Pages 432-439.*
- [39] : PROPERTIES OF R-22(CHLORODIFLUOROMETHANE).*Industrial Refrigeration Consortium March.*
- [40] : Laboratoire du froid, Katholieke Universiteit Leuven.