

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

MÉMOIRE

Présenté au
CENTRE UNIVERSITAIRE DE OUM EL BOUAGHI

Pour obtenir le diplôme de
MAGISTÈRE EN GÉNIE CIVIL
(Option : Installations et thermique de bâtiment)

Par
M^f BOUNOUIOUA Ahmed Saber

Sur le thème :

**MODÉLISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE
A COMPRESSION MÉCANIQUE**

Soutenu publiquement le : 04 / 06 /2008 devant la commission d'examen:

M^f .A.KAABI	Professeur	Université de Constantine	Président
M^f .C.BOUGRIOU	Maître de Conférences	Université de Batna	Encadreur
M^f .A.BELHAMRI	Professeur	Université de Constantine	Examineur
M^f .Y.KHATIB	Maître de Conférences	Université de Constantine	Examineur
M^f .L.BENAMOUN	Docteur	C.U d'Oum El Bouaghi	Examineur

Dédicace :

Je dédie ce travail :

À ma famille

À mes amis

À la mémoire de l'éducateur Constantinois Abdelhamid Ben Badis

Remerciement :

Je me dois de remercier Allah le tout puissant pour toute la volonté et le courage qu'il m'a donné pour l'achèvement de ce travail.

Je tiens avant tout à remercier mon rapporteur et mon cousin monsieur le docteur Chérif BOUGRIOU pour la confiance qu'il m'a témoignée ainsi que l'intérêt constant qu'il a porté à mon travail.

Je remercie monsieur le professeur Abdenacer KAABI, monsieur le professeur Azzedine BELHAMRI, monsieur le docteur Yacine KHATIB, et monsieur le docteur Lyes BENNAAMOUN pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'examiner ce travail et de participer au jury.

Je tiens à adresser une pensée affectueuse à toute ma famille, et en particulier à mes parents et mes soeurs, pour leur soutien indéfectible durant ces années d'étude. Je suis heureux d'avoir pu lire de la joie et de la fierté dans leur regard.

J'adresse mes vifs et sincères remerciements à ma cousine qui a rendu agréable mes consultations chez mon rapporteur.

Enfin j'exprime ma reconnaissance et ma sympathie à mes collègues de Magister, à ami Abdelwahab ainsi que tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Sommaire

Nomenclature.....	1
Introduction	3
I. Généralités	6
I.1. Introduction.....	6
I.2. Phénomènes endothermiques et exothermiques.....	9
I.3. Coefficients de performance.	13
I.4. Classification des machines frigorifiques.....	14
I.5. Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique.....	16
I.6. Fluides frigorigènes	18
I.7. Le cycle frigorifique	23
I.8. Compresseur.....	29
I.9. Détendeur.....	32
I.10. Echangeur de chaleur.....	34
II. Synthèse bibliographique	41
II.1. Fluides frigorigènes.....	41
II.2. Compresseurs frigorifiques.....	43
II.3. Détendeurs frigorifiques.....	44
II.4. Echangeurs de chaleur	46
II.5. Machine et cycle frigorifiques.....	51
III. Modélisation mathématique.....	63
III.1. Introduction.	63
III.2. Hypothèses du modèle.....	65
III.3. Modélisation de fluide frigorigène (R22).....	66
III.4. Modélisation de compresseur.	72
III.5. Modélisation de détendeur	75
III.6. Modélisation des échangeurs.	81
IV. Résultats et discussions.	91
IV.1. Introduction.	91
IV.2. Fluide frigorigène.....	92
IV.3. Compresseur	97
IV.4. Détendeur.....	99
IV.5. Evaporateur et Condenseur	103
IV.6. Machine frigorifique.....	116

V. Conclusion et perspectives.....	123
Bibliographie.....	124

Nomenclature :

A, B, C, C1, C2, C	: Coefficients empiriques
c	: Nombre de constituants du système, Coefficient d'ajustement
Cp	: Chaleur massique spécifique ($J/kg^{\circ}C$)
D,d	: Diamètre intérieur (m)
e	: Erreur relative (%)
FF	: Fluide frigorigène
G	: Vitesse massique ($J.kg^{-1}.\circ C$)
h	: Enthalpie ($J.kg^{-1}.\circ C$)
k	: Coefficient d'échange convectif ($W.m^{-2}.\circ C^{-1}$)
L	: Longueur (m), Chaleur latente du réfrigérant (J/kg)
\dot{m}	: Débit massique (kg/s)
n	: Coefficient empirique
Nu	: Nombre de Nusselt
P	: Puissance
p	: Pression (Pa)
Pr	: Nombre de Prandlt
Q	: Energie (J/kg)
R	: Constante des gaz ($J.\circ C^{-1}.mol^{-1}$), Résistance thermique ($m^2.\circ C/W$)
Re	: Nombre de Reynolds
S	: Surface (m^2)
T	: Température ($\circ C$)
U	: Coefficient d'échange global ($W.m^{-2}.\circ C^{-1}$)
V	: Volume (m^3), Vitesse (m/s)
\dot{V}	: Débit volumique (m^3/s)
v	: Volume massique (m^3/kg), Variance, Vapeur
w	: Travail (J/kg)
x	: Titre de vapeur

Lettres grecques :

α	: Nombre des cylindres
β	: Coefficient de tube capillaire. Effets
γ	: Indice adiabatique
η_f	: Rendement électrique
η_m	: Rendement mécanique
η_v	: Rendement volumétrique

η_{tr}	: Rendement de la transmission mécanique
η_{Mel}	: Rendement du moteur électrique
λ	: Conductivité thermique ($W/m^{\circ}C$)
μ	: Viscosité dynamique ($Pa.s$)
Π, π	: Paramètre adimensionnel
ρ	: Masse volumique (kg/m^3)
σ	: Tension superficielle (N/m)
σ_0	: Coefficient empirique
φ	: Nombre de phases séparées, Course des pistons (m)
τ	: Taux de compression

Indice :

0	: Absence de sousrefroidissement
b	: Balayé
cr	: Critique
C, c	: Source chaude, Condensation
e	: Evaporation, Extérieur, Encrassement
eb	: Ebullition
eff	: Effective
ext	: Extérieur
F	: Source froide
f	: Liquide saturé
fg	: Différence entre liquide saturé et vapeur saturée
g	: Vapeur saturée
i, int	: Intérieur
id	: Idéal
in	: Admission
i1, i2	: Valeurs intermédiaires
M	: Moteur, Motrice
m	: Moyenne
r	: Référence
SC, s	: Surchauffe
sat	: Saturation
SR	: Sousrefroidissement
th	: Théorique

Introduction :

Le cycle à compression mécanique de vapeur est largement utilisé pour les pompes à chaleur de petites et grandes puissances, les climatiseurs et les groupes de réfrigérations classiques. Ce cycle comprend généralement trois éléments essentiels : les échangeurs aux sources chaude et froide (condenseurs et évaporateurs), le compresseur et le détendeur.

Depuis plusieurs années, l'amélioration de ces produits s'est traduite par une augmentation des performances (moins de consommation d'énergie) et de fiabilité. Cette amélioration n'a été rendue possible que par les progrès importants qu'ont connus les différents composants de ce cycle et l'introduction sur des unités importantes de systèmes de régulation et de contrôle performants.

Dans ce contexte marqué par un progrès notable des composants constituant les machines frigorifiques et les pompes à chaleur, la modélisation plus ou moins sophistiquée de ces cycles devient un outil indispensable de ceci pour plusieurs raisons :

1. Meilleur contrôle des installations en marche et conduite optimale :

Certains modèles ont été établis pour permettre un contrôle de processus pour des installations de puissance importante afin d'optimiser à tout moment le fonctionnement du système de la machine frigorifique. Ces systèmes présentent alors généralement des compresseurs à vitesse variable.

L'intérêt des composants performants est alors amplifié par l'adoption de cet ensemble de contrôle.

2. Meilleure utilisation des composants (et notamment des échangeurs) performants :

Le gain sur les performances d'une machine frigorifique qui permet la substitution d'un composant classique par un composant plus performant peut difficilement être apprécié sans modèle mathématique valide (en régime permanent) de la machine frigorifique utilisée. Des expérimentations systématiques sont rarement effectuées chez les constructeurs pour des raisons de coût excessif ; généralement les caractéristiques de l'échangeur seules ne suffisent

pas à prévoir le gain à escompter sur le cycle. Le cycle avec tous ces composants, dont l'échangeur avec ces caractéristiques, doit être pris en compte pour apprécier le gain qu'est susceptible d'apporter l'amélioration du seul évaporateur par exemple.

3. *Meilleure orientation des études sur les composants (et notamment les échangeurs) :*

Certaines études sur les échangeurs nécessitent, par exemple, la connaissance précise des transitoires qui interviennent lors du démarrage ou du changement de régime de la machine frigorifique : dans les évaporateurs noyés, le mécanisme de nucléation peut présenter un fort phénomène d'hystérésis, si un écart initial de température entre la paroi et le fréon n'est pas obtenu. Un modèle d'une machine frigorifique en régime transitoire peut apporter des éléments de réponse très intéressants.

Le développement de ces modélisations est freiné par différentes contraintes et inconnus qui subsistent à ce jour (notamment en régime transitoire) qui nécessite des méthodes et moyens importants pour la résolution des équations. Ce sont surtout et en premier lieu, l'absence de données publiées fiables et précises sur certains composants.

Dans le cadre de cette étude, nous nous sommes proposés de développer un modèle simple en régime permanent d'une machine frigorifique avec l'objectif suivant :

Apprécier l'impact de l'introduction de nouveaux modèles des différents composants sur les performances d'une machine frigorifique.

Ce mémoire de magistère est divisé en 4 parties :

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

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

Et on termine par une conclusion et quelques perspectives.

Chapitre I

Généralités

I.1 Introduction :

Fournir du froid à un corps, à un milieu, c'est lui extraire de la chaleur ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi, bien souvent, par des changements d'états : condensation, solidification, etc. Ce sont ces effets du froid qui sont, dans leur grande diversité, au service de l'homme. Les machines frigorifiques permettent, moyennant un apport énergétique, d'extraire de la chaleur aux milieux à refroidir. Elles rejettent cette chaleur, accompagnée de l'équivalent thermique de l'énergie reçue, à température plus élevée, dans le milieu ambiant. Ces machines peuvent aussi être utilisées comme systèmes de chauffage. Si le froid qu'elles produisent alors est généralement sans utilité (on se contente de prélever de la chaleur dans un milieu où celle-ci est gratuite, air, eau ou processus industriel). C'est la chaleur rejetée à température plus élevée qui est utilisée. On a alors affaire à ce que l'on appelle généralement une pompe à chaleur dont les principes de fonctionnement, et souvent la technologie, sont semblables à ceux des machines frigorifiques.

Si les modes de production de froid sont fort variés, certains d'entre eux se détachent nettement des autres dans tel ou tel domaine de températures à atteindre. Ainsi, par exemple, pour les domaines de température descendant, pour les machines frigorifiques, jusqu'à -80 °C, environ, et s'élevant, pour les pompes à chaleur, jusqu'à environ $+100$ °C, les cycles à compression de vapeurs liquéfiables (frigorigènes) exercent une domination quasi absolue, ne laissant que très peu de place aux autres modes de production de froid comme l'absorption, l'adsorption ou les cycles thermodynamiques à gaz. En revanche, ces derniers prennent une importance majeure dans le domaine des très basses températures (cryogénie).

Comme la plupart des applications économiquement très importantes du froid, le conditionnement d'air de confort (climatisation) ou industriel, la production, la conservation et la distribution des denrées périssables appartiennent au domaine des cycles à compression, l'importance de ces cycles est considérable. La primauté écrasante des machines frigorifiques à compression s'explique d'abord par leur simplicité et leur efficacité. Mais elle s'explique aussi par la très importante diversité de leurs composants (compresseurs, échangeurs thermiques, organes de régulation, etc.) utilisables dans les plus petites machines comme dans les plus grandes, composants disponibles à peu près partout dans le monde, généralement fabriqués en série avec des prix très étudiés car la concurrence internationale est sévère. Il est ainsi possible de réaliser, à la demande, n'importe quel type de cycles à compression en

assemblant ces composants.

La bonne connaissance des cycles frigorifiques à compression est donc d'une importance majeure, ce qui justifie le développement qui leur est réservé. Après des indications générales sur les systèmes frigorifiques, cet article étudie les cycles frigorifiques à un étage de compression mécanique : tracé des cycles, étude de la machine monoétagée, influence des conditions de fonctionnement de cette machine sur ses caractéristiques et modes de réglage de la puissance frigorifique. Un paragraphe est consacré ensuite aux cycles frigorifiques à compression polyétagée et, singulièrement, aux machines biétagées. Une étude des cycles frigorifiques en cascade complète ce texte qui se termine par un développement sur les fluides actifs des machines à compression : les frigorigènes.

« 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 la 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 (voir *Fig. I.1.a*).

Si, au contraire, le but recherché est la production de chaleur pour chauffer un milieu ou le maintenir à une température suffisamment haute à partir de chaleur gratuite récupérée à une température plus basse, le système en question est dénommé habituellement pompe à chaleur. L'effet utile est alors la chaleur rejetée au puits chaud (voir *Fig. I.1.b*). Notons que les hautes températures que produisent les pompes à chaleur sont généralement très inférieures

à celles que l'on obtient aisément en mettant en œuvre d'autres techniques, la combustion par exemple.

Dans certains cas spécifiques, on peut utiliser à la fois le froid produit à la source froide et la chaleur rejetée au puits chaud. Un tel système est alors généralement appelé thermofrigopompe.

Pour alimenter le système thermodynamique on utilise :

- Soit une énergie mécanique, ou équivalente, donc sous la forme de pure énergie; 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.

Le système en question est alors, au moins, tritherme.

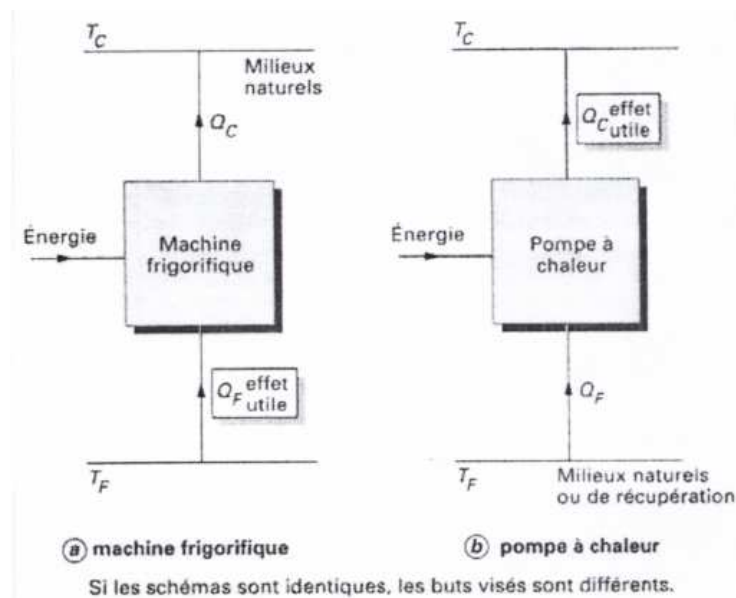


Fig. I.1: Principe d'une machine frigorifique et d'une pompe à chaleur [1]

I.2 Phénomènes endothermiques et exothermiques:

Pour transférer de la chaleur d'un milieu à basse température vers un autre à température plus élevée, il faut mettre en œuvre :

- Un phénomène endothermique, s'effectuant à la température T_F de la source froide pour extraire de la chaleur au milieu extérieur froid.
- Un processus thermodynamique, pour élever le niveau thermique de cette chaleur de T_F à T_C .
- Un phénomène exothermique, s'effectuant à la température T_C du puits chaud pour rejeter la chaleur vers le milieu extérieur chaud.

Ces phénomènes peuvent s'effectuer simultanément dans les diverses parties du système produisant du froid ou, plus généralement, déplaçant de la chaleur en continu. S'ils s'effectuent séquentiellement, les divers phénomènes évoqués ci-dessus se produisent successivement. La production du froid, ou plus généralement le déplacement de chaleur, s'effectue alors de manière discontinue ou intermittente.

Le milieu, qui dans le système frigorifique est le siège de ces phénomènes, est dénommé fluide frigorigène. Dans le système, le frigorigène peut subir une transformation qui le laisse dans un état final différent de l'état initial (transformation ouverte) ou bien une série de transformations qui le ramène périodiquement dans le même état. Il a alors parcouru un cycle qui en l'occurrence est un cycle frigorifique.

Le tableau (I.1) [1] présente quelques-unes des transformations endothermiques et exothermiques que l'on peut mettre en œuvre pour la production du froid ou le déplacement de la chaleur vers les températures croissantes. Toutes ne sont pas énumérées mais les principales y figurent.

Tableau I.1 : Phénomènes endothermiques et exothermiques permettant de déplacer de la chaleur dans un système frigorifique ou une pompe à chaleur [1]

Phénomènes endothermiques	Phénomènes exothermiques	Observations
Fusion d'un solide	Solidification d'un liquide	Mise en jeu de l'enthalpie de fusion h_f ($h_{f(\text{glace})} = 335 \text{ kJ/kg}$)
Vaporisation d'un liquide (phénomène principal)	Condensation d'une vapeur	Mise en jeu de l'enthalpie de vaporisation h_v avec $h_v > h_f$ ($h_{v(\text{eau à } 0^\circ\text{C})} = 2\,500 \text{ kJ/kg}$)
Sublimation d'un solide	Condensation en phase solide	Mise en jeu de l'enthalpie de sublimation d'une vapeur $h_s > h_v > h_f$
Désorption d'un gaz ou d'une vapeur : - d'un liquide ; - d'un solide.	Absorption d'un gaz ou d'une vapeur : - dans un liquide (absorption) ; - dans un solide (adsorption).	Sorption peut : - être physique ; - s'accompagner d'une transformation chimique (chimisorption).
Détente d'un gaz comprimé : - sans travail extérieur (robinet détenteur) - avec travail extérieur (machine de détente)	Compression d'un gaz	Détente sans travail extérieur ne s'accompagne de refroidissement que dans certaines conditions
Effet Peltier Refroidissement de jonctions thermo-électriques : soudures paires		Voir (Fig. I.2)
Échauffement de jonctions thermo-électriques : soudures impaires		
Dissolution d'un soluté dans un solvant	Autres méthodes et phénomènes	Cette dissolution peut être endothermique ou exothermique
Démixtion	Mixtion	
Désaimantation d'un matériau paramagnétique	Aimantation	Basses températures

- Fusion d'un solide

Ce processus est essentiellement utilisé pour l'accumulation de froid. On fait largement appel à la glace. Les applications principales sont :

- Les transports frigorifiques.
- L'écrêtage de pointes de demande de froid.

- Vaporisation d'un liquide

C'est sur ce phénomène (et son contraire la condensation d'une vapeur) que s'appuient les principaux types de machines frigorifiques et de pompes à chaleur. Le fluide frigorigène restant à l'état fluide, avant et après la mise en œuvre des phénomènes thermiques dans le système frigorifique, son déplacement dans les circuits de ce système ne pose pas de problème.

On met en œuvre l'enthalpie de vaporisation qui est beaucoup plus grande que l'enthalpie de fusion.

- Sublimation d'un solide

Cette transformation directe d'une substance de l'état solide à l'état vapeur met en œuvre l'enthalpie de sublimation encore plus grande que l'enthalpie de vaporisation. Toutefois comme, d'une part, le déplacement d'un solide dans un circuit pose des problèmes et que, d'autre part, les échanges thermiques sont peu efficaces entre un solide qui se sublime et la paroi qui lui apporte la chaleur nécessaire, ce type de phénomène n'est pas utilisé dans les systèmes frigorifiques cyclés.

En technique frigorifique, on l'exploite parfois en système ouvert. Il s'agit alors de la sublimation du dioxyde de carbone (CO₂) qui se sublime à -78,5°C sous la pression atmosphérique. Ce procédé peut être utilisé pour la congélation rapide de denrées sans utilisation d'une machine frigorifique (congélation cryogénique).

- Phénomènes de sorption

Si l'on met un gaz en présence d'une substance absorbante (sor-bant) celle-ci, suivant sa nature et sa température, fixe une quantité de gaz qui dépend de la nature et de la pression de ce dernier. L'absorption peut se faire de manière uniforme, dans toute la masse du sorbant. C'est ce qui se passe lors de l'absorption du gaz par un liquide absorbant. Si la sorption se fait sur la surface d'un solide, il s'agit alors d'adsorption du gaz par le solide adsorbant.

Lorsque le gaz absorbé ou adsorbé (sorbant) conserve sa nature chimique, on a affaire à

une sorption physique. Mais s'il y a interaction d'ordre chimique entre le sorbant et le sorbat avec formation d'un nouveau composé chimique, on dit qu'il y a chimisorption.

La sorption d'un gaz par un sorbant est exothermique. L'effet est particulièrement intense lorsqu'il y a chimisorption. L'extraction du gaz hors du sorbant, ou désorption, est endothermique. Là aussi l'effet est plus intense lorsqu'il y a interaction chimique car la libération du gaz correspond à la décomposition du composé chimique qui s'était élaboré lors de la chimisorption.

- Détente d'un gaz comprimé

La détente d'un gaz comprimé peut s'effectuer de deux manières.

La détente sans travail extérieur ou détente Joule-Thomson qui s'effectue au travers d'un robinet ou d'un orifice ne fournit pas de travail extérieur. Si le gaz détendu était parfait, cette détente ne s'accompagnerait d'aucune variation de sa température. Selon le gaz réel et son état thermodynamique avant détente, cette dernière peut s'accompagner d'un refroidissement du gaz, c'est ce que l'on cherche, ou, dans certains cas, d'un échauffement.

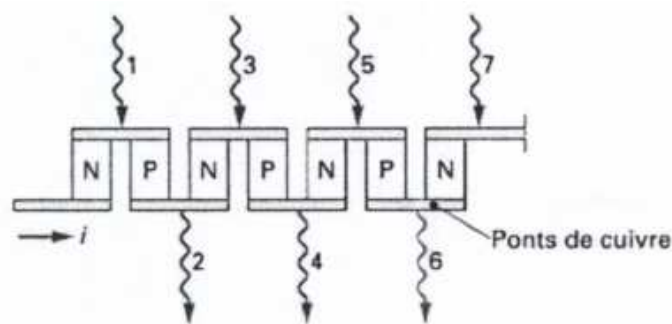
La détente avec travail extérieur s'effectue dans un détendeur mécanique approprié. Le refroidissement que l'on peut attendre d'une telle détente est bien supérieur à celui obtenu par le mode de détente précédent. L'importance du refroidissement du gaz dépend : de sa nature, de ses conditions thermodynamiques initiales, du taux de détente du gaz (rapport de la pression initiale à la pression finale), de la qualité du détendeur mécanique et des échanges thermiques entre cet appareil et l'extérieur.

Ces modes de refroidissement, en particulier le second, sont largement mis en œuvre pour la production des basses températures (cryogénie) et la liquéfaction des gaz.

- Effet Peltier

Lorsque l'on fait passer un courant continu i dans un circuit hétérogène constitué, par exemple, de deux métaux dissemblables alternativement associés en série par des soudures thermoélectriques (voir **Fig. I.2**), les soudures d'une même parité sont le siège d'une

absorption de chaleur tandis que celles de la parité opposée sont le siège d'un dégagement de chaleur. Dans les systèmes actuels, les matériaux dissemblables sont des semi-conducteurs (comme par exemple le composé Bi_2Te_3) que l'on dope avec des atomes donneurs d'électrons pour le rendre N ou accepteurs d'électrons pour le rendre P. Ce mode électronique de production de froid, après avoir suscité beaucoup d'espoirs, n'est pas actuellement en mesure de concurrencer les modes précédents dont l'efficacité est beaucoup plus grande. Son emploi est, présentement, très marginal (petits réfrigérateurs transportables, refroidissement d'éléments d'appareils de mesure comme le miroir des appareils à point de rosée, etc.). L'inversion du sens du courant inverse les effets thermiques aux jonctions.



Les soudures (ponts de cuivre) impaires absorbent de la chaleur, les soudures paires en rejettent. Ces soudures thermoélectriques relient alternativement l'un à l'autre les conducteurs dissemblables N et P.

Fig. I.2 : Principe d'une machine frigorifique à effet Peltier [1]

- Mise en oeuvre d'autres phénomènes

Nombre de phénomènes physiques s'accompagnent d'effets thermiques souvent inexploitable car trop peu importants. Certains peuvent, cependant, présenter de l'intérêt dans un domaine particulier de température comme les températures très basses par exemple.

I.3 Coefficients de performance :

Pour caractériser l'efficacité d'une machine frigorifique ou d'une pompe à chaleur, on considère, respectivement :

- Coefficient de performance frigorifique :

$$COP_F = \frac{\text{Froid produit à la source froide.....(I.1)}}{\text{Énergie apportée au système}}$$

- Coefficient de performance calorifique :

$$COP_C = \frac{\text{Chaleur dégagée au puits chaud.....(I.2)}}{\text{Énergie apportée au système}}$$

Ces rapports adimensionnels sont objectivement des rendements, mais on évite de leur donner ce nom pour ne pas choquer les habitudes car ils ont très souvent des valeurs supérieures à l'unité, contrairement aux rendements des machines thermiques produisant de l'énergie mécanique.

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 :

$$+|Q_F| + |W| - |Q_C| = 0 \dots\dots\dots(I.3)$$

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

Ou encore $|P| = |P_C| - |P_F| \dots\dots\dots(I.5)$

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

$$COP_F = \frac{|Q_F|}{|Q_C| - |Q_F|} = \frac{1}{\left(\frac{|Q_C|}{|Q_F|}\right) - 1} \dots\dots\dots(I.6)$$

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 :

$$\frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_C}{T_C} = 0 = + \frac{|Q_F|}{T_F} - \frac{|Q_C|}{T_C} \Rightarrow \frac{|Q_C|}{|Q_F|} = \frac{T_C}{T_F} \dots\dots\dots(I.7)$$

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

$$COP_{F,(id)}^W = \frac{T_F}{T_C - T_F} \dots\dots\dots(I.8)$$

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

W : indiquant que le système reçoit du travail.

1.4.2 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^{er} cas : $T_M > T_C > T_F$
- 2^e cas : $T_C > T_M > T_F$

I.5 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique utilisant un changement de phase d'un fréon :

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.

- 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 $T_{eb} = 77 \text{ K}$) ou l'hélium liquide ($T_{eb} = 4,2 \text{ K}$) ;
- 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.

- 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). 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.

1.5.1 Variance d'un système :

Loi de Gibbs. Pression de vapeur

La loi de Gibbs nous enseigne que la variance ν du système que constitue le frigorigène est :

$$\nu = c + 2 - \varphi \dots\dots\dots (I.10)$$

avec :

c : nombre de constituants du système.

φ : nombre de phases séparées.

- 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 :

$$\Delta T_{SR} = T_{sat} - T_l \dots\dots\dots (I.11)$$

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 :

$$\Delta T_{SC} = T_v - T_{sat} \dots\dots\dots(I.12)$$

Avec:

T_v température de cette vapeur.

- Systeme biphasique :

Dans l'évaporateur et le condenseur d'un circuit frigorifique, les phases liquides et vapeur du frigorigène coexistent. D'après (I.10), la variance du système est alors $\nu = 1$. 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.

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

$$\lg p = A + \frac{B}{T} + C \lg T + DT + \dots \dots\dots(I.13)$$

I.6 Fluide frigorigène :

Le fluide frigorigène permet les échanges de chaleur dans un système frigorifique par ses changements d'état que sont l'évaporation et la condensation. Il peut se définir comme une substance chimique dont la température d'évaporation à la pression atmosphérique est inférieure à la température ambiante, autrement dit le fluide frigorigène doit être liquide à cette ambiance.

Par température ambiante, il faut comprendre l'ambiance ou le milieu à refroidir. Le tableau (I.2) donne les températures d'évaporation (d'ébullition) de certains fluides frigorigènes à la pression atmosphérique.

Tableau I.2 : Températures d'ébullition de quelques fluides à la pression atmosphérique [2]

Fluide (réfrigérant)	Température d'ébullition (°C)
Eau – H ₂ O – R718	100
R11	23.3
R12	-29.8
R22	-40.7
R502	-45.6
Ammoniac - NH ₃ – R717	-33.3

Il est important pour un fluide frigorigène (réfrigérant) d'avoir une température d'évaporation peu élevée pour que le changement d'état (passage de la phase liquide à la phase vapeur) soit réalisable.

Le changement d'état s'effectue à température et pression constantes (stabilisation de l'effet de réfrigérant à une température donnée) et c'est durant cette phase que la quantité de chaleur absorbée (ou rejetée) est la plus importante.

Le tableau (I.3) donne les chaleurs sensibles et les chaleurs latentes d'évaporation de quelques fluides (liquides).

Tableau I.3: Chaleurs sensibles et chaleurs latentes d'évaporation de quelques fluides [2]

Fluide (Liquide)	Chaleur sensible nécessaire pour chauffer le liquide de 1°C (kJ/kg°C)	Chaleur latente nécessaire pour évaporer le liquide à la pression atmosphérique (kJ/kg°C)
Eau	4.18	2250
R12	0.98	169
R22	1.40	231

Les valeurs du tableau ci-dessus permettent de conclure que la quantité de chaleur absorbée durant l'évaporation est équivalente au fait d'avoir élevé la température de :

- 538°C environ pour l'eau
- 170°C environ pour le R12 et le R22

C'est la raison pour laquelle l'évaporation et la condensation sont partout présentes dans la production du froid. Le fluide frigorigène étant un médium qui sert à évacuer de la chaleur possède des caractéristiques propres (physiques, thermodynamiques et chimiques).

I.6.1 Classification :

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide.

Cette classification est effectuée sur la base de critères différents suivant la famille ou la sous famille de fluides considérés.

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

- Composés inorganiques
- Composés organiques

I.6.1.1 Composés inorganiques:

Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700. Le fluide le plus utilisé de cette famille est l'ammoniac (NH_3) et il est désigné par R717

I.6.1.2 Composés organiques :

Les composés organiques sont des dérivés du méthane (CH_4) et de l'éthane (C_2H_6). Ils se divisent en trois sous familles :

- Corps purs
- Mélanges (de corps purs)
- Hydrocarbures

- Corps purs :

Les corps purs se regroupent en trois sous groupes suivant leur composition chimique :

1. Les CFC (chlorofluorocarbone) – exemple le R12
2. Les HCFC (hydrochlorofluorocarbone) – exemple le R22
3. Les HFC (hydrofluorocarbone) – exemple le R134a

La caractéristique principale d'un corps pur est qu'il se condense et s'évapore à température et pression constante. Les molécules des CFC sont complètement halogénées.

Ceux des HFC ne contiennent aucun atome de chlore. Quant aux molécules des HCFC, ils contiennent du chlore non complètement halogéné; autrement dit certains atomes de chlore ont été remplacés par des atomes d'hydrogène.

Ces appellations ne sont pratiquement pas utilisées en froid.

- Mélanges :

Les mélanges de corps purs se regroupent en deux sous groupes que sont :

1. Mélanges azéotropiques qui se comportent comme des corps purs.
2. Mélanges zéotropiques qui ne sont pas des corps purs.

Les mélanges azéotropiques sont les fluides frigorigènes de la série 500. Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition du fluide considéré.

Exemple : le R502 (mélange de 48.8% de R22 et de 51.2% de R115)

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

Exemple : le R404A (mélange de 52% de R143a, de 44% de R125 et de 4% de R134a)

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

- Hydrocarbures :

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel. Ce sont essentiellement le R600 (butane), le R600a (isobutane) et le R290 (propane) qui est le plus utilisé. Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables.

Un bon fluide frigorigène doit posséder les propriétés suivantes [2] :

- Ne pas détruire la couche d'ozone.
- Avoir un faible potentiel d'effet de serre.
- Avoir une grande chaleur latente de vaporisation.
- Avoir un point d'ébullition sous la pression atmosphérique suffisamment bas compte tenu des conditions de fonctionnement désirées (de sorte que la température d'évaporation soit toujours à un niveau plus élevé que la température correspondant à la pression atmosphérique).
- Avoir une température critique élevée (de sorte que la température de condensation dans les conditions d'utilisation soit bien inférieure à cette température critique).
- Avoir un faible rapport de compression, c'est à dire faible rapport entre les pressions de refoulement et d'aspiration.
- Avoir un faible volume massique de la vapeur saturée rendant possible l'utilisation d'un compresseur et de tuyauteries de dimensions réduites.
- Ne pas avoir d'action sur le lubrifiant (huile) employé conjointement.
- Etre non toxique et sans effet sur la santé du personnel.
- Etre non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Etre non corrosif, pas d'action sur les métaux constituant le circuit, pas d'action sur les joints.
- Sans odeur ou n'ayant qu'une odeur non désagréable.
- Sans action sur les denrées à conserver.

- Etre d'un coût peu élevé et d'un approvisionnement facile.
- Fuites faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle.

I.7 Le cycle frigorifique :

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.

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 les diagrammes enthalpiques permettent la détermination des pressions d'évaporation et de condensation à partir des températures d'évaporation et de condensation.

I.7.1 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.

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

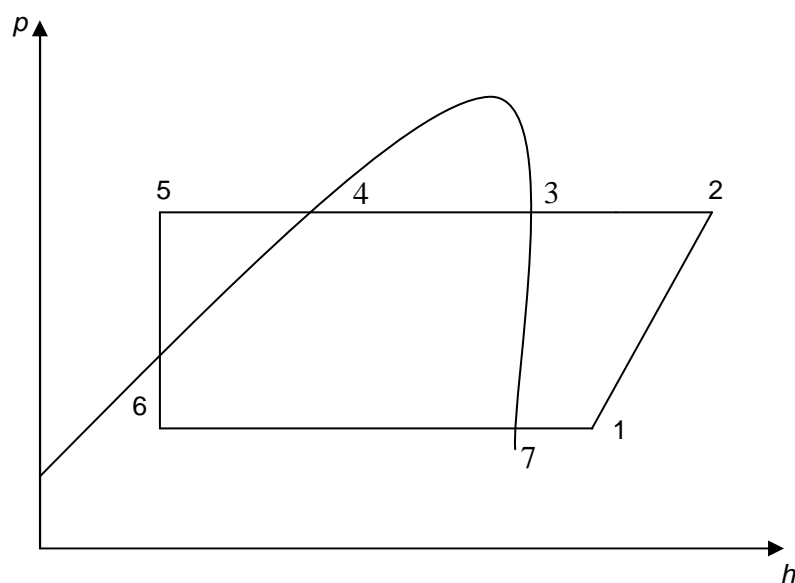


Fig. I.3: Le cycle frigorifique de référence

- 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 proposées 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.

1.7.2 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.

1.7.3 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'.

1.7.4 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.

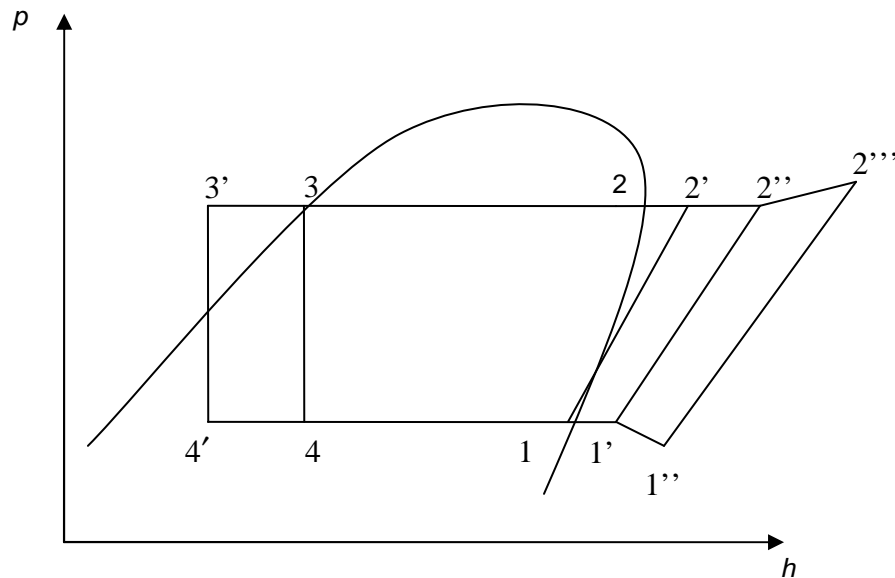


Fig. I.4 : Les cycles frigorifiques

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

I.7.5 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.

I.7.5.1 Cycles à compression à un seul fluide frigorigène pur ou fluide azéotropique :

- 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.

- Cycle à compression polyétagée :

- 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.

- 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.

1.7.5.2 Cycles à compression à plusieurs fluides frigorigènes :

- 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).

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.

- 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.

I.8 Compresseur:

Le compresseur a pour rôle de créer une haute pression d'un côté et une basse pression de l'autre et par conséquent, d'assurer la circulation du fluide dans le circuit frigorifique.

Le compresseur aspire et refoule toujours du réfrigérant en phase vapeur. Il existe 3 grandes familles de compresseurs frigorifiques :

- Hermétiques
- Semi hermétiques
- Ouverts

Il y a plusieurs types et technologies des compresseurs frigorifique comme les compresseurs rotatifs, à piston, à spiral...etc. On s'intéressera dans ce qui suit que des compresseurs à piston et à vis.

I.8.1 Débit volumique réellement aspiré par le compresseur :

Si, à l'entrée du compresseur, le volume massique est v_1 " (voir **Fig. I.4**), le débit volumique à aspirer pour obtenir le débit massique \dot{m}_1 est :

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_1 v_1 \dots\dots\dots(I.14)$$

1.8.2 Débit volumique balayé:

Le débit volumique balayé \dot{V}_b (débit théorique V_{th}) et correspond au débit volumique qui serait théoriquement aspiré si le compresseur se remplissait parfaitement.

S'il s'agit d'un compresseur volumétrique, on sait qu'il n'aspire jamais le volume de vapeur correspondant à celui balayé par les éléments mobiles de son système de capacités déformables : volume balayé par les pistons, volume existant entre les lobes et les sillons des rotors d'un compresseur à vis, etc. Le rendement volumétrique η_v est précisément le rapport du volume effectivement aspiré à ce volume balayé. Dans ces conditions, pour aspirer réellement le débit volumique \dot{V}_r , le volume balayé (par unité de temps) par les éléments mobiles du compresseur doit être [1]:

$$\dot{V}_{b1} = \frac{\dot{V}_{r1}}{\eta_v} > \dot{V}_{r1} \dots \dots \dots (I.15)$$

C'est à partir de ce débit géométrique \dot{V}_b que l'on peut choisir le compresseur dans la gamme des matériels disponibles.

Pour illustrer ce qu'est ce débit \dot{V}_b , considérons un compresseur à pistons comportant α cylindres de β effets, le diamètre des cylindres étant D (en m) et la course des pistons étant φ (en m). Pour une vitesse de rotation de N (en tr/s) on a, dans ce cas [1]:

$$\dot{V}_b = (\pi/4) D^2 \varphi \alpha \beta N \dots \dots \dots (I.16)$$

On trouve rarement un compresseur dont le débit balayé \dot{V}_b correspond exactement au débit calculé \dot{V}_{b1} . On choisit alors le matériel disponible offrant un débit balayé voisin de \dot{V}_{b1} , par exemple un débit un peu supérieur. On recalcule ensuite le débit massique \dot{m} qui correspond au matériel effectivement choisi [1]:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 \frac{\dot{V}_b}{\dot{V}_{b1}} \dots\dots\dots(I.17)$$

Ce débit massique \dot{m} , auquel correspond une nouvelle puissance frigorifique (ou calorifique) et un nouveau temps de marche journalier de la machine, est alors utilisé pour le calcul des autres éléments de l'installation.

I.8.3 Puissance effective absorbée par le compresseur:

Pour comprimer le débit massique \dot{m} de vapeur de 1 à 2'_{is} (voir **Fig. I.4**), le compresseur isentropique consommerait une puissance :

$$P_{is} = \dot{m} (h_{2'(is)} - h_1) \dots\dots\dots(I.18)$$

Comptes tenus des pertes thermodynamiques et mécaniques, le compresseur réel doit consommer sur son arbre, la puissance effective [1]:

$$P_{eff} = \frac{\dot{m}(h_{2'(is)} - h_1)}{\eta_{eff}} = \frac{\dot{m}(h_{2'(is)} - h_1)}{\eta_i \eta_m} \dots\dots\dots(I.19)$$

On doit choisir un moteur légèrement surpuissant de 10 à 30 % dans la gamme commerciale des moteurs asynchrones dont la puissance est [1]:

$$P_M = 1.1 \text{ à } 1.3 P_{eff} \dots\dots\dots(I.20)$$

On se doit de limiter l'importance de la surpuissance du moteur pour conserver une valeur élevée au rendement du moteur et pour que son facteur de puissance reste correct.

La puissance électrique consommée est :

$$P_{el} = \frac{P_{eff}}{\eta_{Mel} \eta_{tr}} \dots\dots\dots(I.21)$$

avec η_{Mel} rendement du moteur électrique et (éventuellement) η_{tr} , rendement de la transmission mécanique.

1.8.4 Rendements du compresseur :

Comparons le fonctionnement d'un compresseur réel et celui du compresseur parfait isentropique afin d'en déduire les définitions des divers rendements caractérisant le fonctionnement du compresseur réel. Raisonnons en nous appuyant sur le fonctionnement du compresseur à pistons alternatifs (le plus répandu qui soit). Les rendements que nous allons définir s'appliqueraient également aux autres types de compresseurs volumétriques (machines largement majoritaires dans nos techniques).

Afin d'estimer le rendement volumétrique η_v , on peut, pour un avant-projet, utiliser la relation suivante [1] :

$$\eta_v = 1 - a \tau \dots\dots\dots(\text{II.22})$$

Où $a = 0,04$ à $0,07$ ordinairement (la valeur $0,05$ est fréquemment utilisée).

Le rendement volumétrique décroît lorsque le taux de compression s'élève. Dans le domaine des taux de compression courants, la décroissance de η_v avec le taux de compression est sensiblement linéaire. Le rendement indiqué décroît moins vite, avec le taux de compression τ , que le rendement volumétrique.

1.9 Détendeur :

1.9.1 Technologie des détendeurs :

Les détendeurs sont destinés à l'alimentation des évaporateurs en fluide frigorigène.

Suivant le principe de fonctionnement des évaporateurs, on distinguera :

- les dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche
- les dispositifs alimentant les évaporateurs noyés

Les dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche communément appelés détendeurs seront abordés dans cette partie.

Quant aux autres dispositifs, il s'agit de systèmes de détection de niveau.

Les détendeurs pour évaporateurs à détente sèche se regroupent en trois types :

- Tubes capillaires ou détendeurs capillaires.
- Détendeurs thermostatiques.
- Détendeurs électroniques.

1.9.2 Les tubes capillaires :

Ceux sont des tubes en cuivre de longueur variable (de 1 à 7 m environ) et dont le diamètre intérieur varie entre 0.6 et 2 mm. C'est un restricteur non réglable dont la résistance d'écoulement représente la perte de charge désirée entre le condenseur et l'évaporateur, ses dimensions sont déterminées expérimentalement. Ils conviennent pour des installations de faible puissance thermiques.

1.9.3 Les détendeurs thermostatiques :

Ce sont les organes d'alimentation des évaporateurs les plus utilisés.

Ils assurent à la sortie de l'évaporateur une surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène (FF).

La surchauffe des vapeurs de FF à la sortie de l'évaporateur est la différence entre la température des vapeurs sortant de l'évaporateur et la température d'ébullition du fluide frigorigène (correspondant à la pression d'évaporation) à la sortie de l'évaporateur.

On distingue deux types de détendeurs thermostatiques :

- les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression interne
- les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression externe

I.10 Echangeur de chaleur :

I.10.1 Condenseur :

I.10.1.1 Technologie des condenseurs :

Les condenseurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement. Le fluide frigorigène cède la chaleur acquise dans l'évaporateur et lors de la compression au fluide de refroidissement. Lors de son passage dans le condenseur, le fluide frigorigène passe de l'état vapeur à l'état liquide. On distingue deux familles de condenseurs suivant le fluide de refroidissement :

1. Condenseurs à air
 - les condenseurs à air à convection naturelle
 - les condenseurs à air à convection forcée
2. Condenseurs à eau
 - les condenseurs à double tube (condenseurs coaxiaux)
 - les condenseurs bouteilles (condenseurs à serpentin)
 - les condenseurs multitubulaires
 - les condenseurs à plaques brasées (échangeur à plaques)

Le tableau (I.4) donne les avantages et les inconvénients de chacune des deux familles.

Tableau (I.4) : Avantages et inconvénients des condenseurs à air et à eau. [2]

	Avantages	Inconvénients
Condenseurs à air	Air disponible en quantité illimitée Entretien simple et réduit	Coefficients globaux d'échange thermique relativement faibles Plus imposants et plus lourds Températures de condensation élevées dans les pays chauds
Condenseurs à eau	Coefficients globaux d'échange thermique plus élevés Plus compacts et moins encombrants à puissance égale Températures de condensation stables et de bas niveau Fonctionnement moins bruyant Possibilité de récupération d'énergie	Gaspillage d'eau pour les condenseurs à eau perdue Nécessité de mise en place d'un système de refroidissement de l'eau

I.10.1.2 Echanges thermiques dans les condenseurs :

Les évolutions de FF dans les condenseurs sont considérées sans perte de charge et seuls les changements d'état sont pris en compte.

Des valeurs usuelles d'écart de températures sont utilisés pour caractériser (conditions de fonctionnement, diagnostic...) les condenseurs.

En désignant par :

- T1 : la température d'entrée au condenseur du fluide (air ou eau) de refroidissement des vapeurs de FF
- T2 : la température de sortie du condenseur du fluide (air ou eau) de refroidissement des vapeurs de FF
- Tc : la température de condensation des vapeurs de FF dans le condenseur

On définit :

Température moyenne du fluide
$$T_{fm} = \frac{T1 + T2}{2} \dots\dots\dots(I.23)$$

Ecart de température moyen logarithmique $\Delta T_{\ln} = \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{T_c - T_1}{T_c - T_2}\right)}$ (I.24)
 (ln : logarithme népérien)

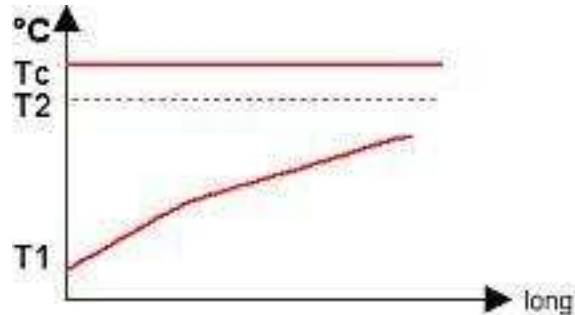


Fig. I.5 : Evolution de l'échange thermique dans les condenseurs

Les valeurs de référence des écarts de températures sont les suivantes [2]:

- Pour les condenseurs à air

Ecart de température sur l'air : 3 à 8°C

Ecart de température entre la condensation et l'entrée d'air : 12 à 15°C

- Pour les condenseurs à eau perdue (l'eau sortant du condenseur est rejetée)

Ecart de température sur l'eau : 10 à 15°C

Ecart de température entre la condensation et la sortie d'eau : 5°C

- Pour les condenseurs à eau recyclée (tour ouverte)

Ecart de température sur l'eau : 5°C

Ecart de température entre la condensation et la sortie d'eau : 5°C

Ecart de température entre l'entrée d'eau au condenseur et la température humide de l'air extérieur (approche) : 3 à 7°C

- Pour les condenseurs à eau recyclée (tour fermée)

Ecart de température sur l'eau : 5°C

Ecart de température entre la condensation et la sortie d'eau : 5°C

Ecart de température entre l'entrée d'eau au condenseur et la température humide de l'air extérieur : 7 à 15°C

I.10.1.3 Puissance calorifique cédée au condenseur d'une machine frigorifique:

La valeur exacte de cette puissance P_C (en kW) cédée au condenseur de la machine est (voir **Fig. I.4**):

$$P_C = \dot{m}(h_{2'} - h_{3'}) \dots\dots\dots(I.25)$$

Le point 2' figure (voir **Fig. I.4**) correspond à l'entrée du condenseur. Il peut être le point réel de refoulement du compresseur (point 2''') si la conduite de refoulement est courte. On ne connaît exactement ni 2' ni 2'''. Pour calculer P_C , on est donc conduit à faire une approximation sur ce point 2'.

Pour le calcul de P_C par la relation (III.37), on peut supposer que $2' = 2'_{is}$:

$$P_{C1} = \dot{m} (h_{2'_{(is)}} - h_{3'}) \dots\dots\dots(I.26)$$

I.10.2 Évaporateur:

I.10.2.1 Technologie des évaporateurs :

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène (FF) et le fluide à refroidir. Le FF absorbe la chaleur du fluide à refroidir ; ce dernier se refroidit tandis que le FF se vaporise.

On distingue deux familles d'évaporateurs suivant le fluide à refroidir :

- 1 Évaporateurs à eau
 - Évaporateurs doubles tube (évaporateurs coaxiaux)
 - Évaporateurs du type serpentin
 - Évaporateurs multitubulaires
 - Évaporateurs du type échangeur à plaques
- 2 Évaporateurs à air
 - Évaporateurs à air à convection naturelle

- Evaporateurs à air à convection forcée

Suivant le mode de fonctionnement de l'évaporateur, on distingue :

- Evaporateurs à détente sèche ou à surchauffe
- Evaporateurs noyés ou évaporateurs à regorgement

I.10.2.2 Echanges thermiques dans les évaporateurs :

Les évolutions de FF dans les évaporateurs sont considérées sans perte de charge et seuls les changements d'état sont pris en compte.

Des valeurs usuelles d'écart de températures sont utilisés pour caractériser (conditions de fonctionnement, diagnostic...) les évaporateurs.

En désignant par :

- T1 : la température d'entrée à l'évaporateur du fluide (air ou eau) à refroidir
- T2 : la température de sortie de l'évaporateur du fluide refroidi (air ou eau)
- Te : la température d'évaporation du FF dans l'évaporateur

On définit:

Température moyenne du fluide

$$T_{fm} = \frac{T1 + T2}{2} \dots\dots\dots(I.27)$$

Ecart de température moyen logarithmique

(ln : logarithme népérien)

$$\Delta T_{ln} = \frac{T1 - T2}{\ln\left(\frac{T1 - Te}{T2 - Te}\right)} \dots\dots\dots(I.28)$$

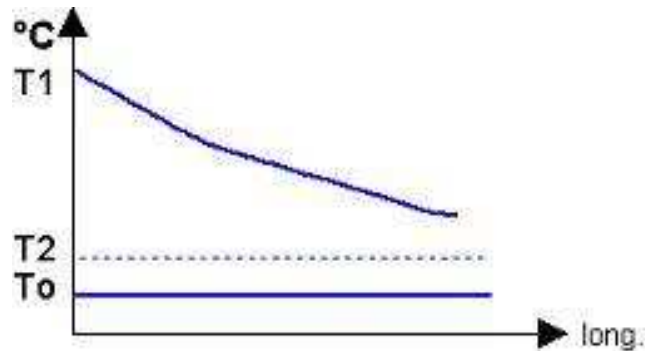


Fig. I.6 : Evolution de l'échange thermique dans les évaporateurs

Les valeurs de référence des écarts de températures sont les suivantes [2] :

- Pour les évaporateurs à air

Ecart de température sur l'air : 2 à 5°C

Ecart de température entre l'entrée d'air et l'évaporation : 6 à 10°C

- Pour les évaporateurs à eau (refroidisseurs d'eau)

Ecart de température sur l'eau : 5°C

Ecart de température entre la sortie d'eau et l'évaporation : 4 à 6°C

I.10.2.3 Puissance calorifique extraite à l'évaporateur:

La puissance calorifique que la machine frigorifique absorbe à sa source froide est (voir **Fig. I.4**):

$$P_F = \dot{m}(h_{1'} - h_{4'}) \dots\dots\dots(I.29)$$

Les points 4' et 1' sont généralement bien connus et l'application de cette relation se fait assez facilement.

I.10.3 Surfaces d'échange thermique des condenseurs et des évaporateurs :

La surface d'échange dans un échangeur peut se mettre sous la forme générale suivante :

$$S = \frac{P}{U(T_{ext} - T_{int})} \dots\dots\dots(I.30)$$

Avec :

P : La puissance totale échangée

U : coefficient de transmission thermique globale de l'échangeur rapporté à la surface d'échange S qu'il convient d'ailleurs de préciser (surface interne ou externe de l'échangeur).

T_{ext} : Température du milieu, ou du fluide caloporteur extérieur à l'échangeur considéré.

T_{int} : Température du frigorigène à l'intérieur de cet échangeur.

Chapitre II

Synthèse bibliographique

La synthèse bibliographique est subdivisée en cinq parties, la première est sacrée 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.1 Fluides frigorigènes :

Avant 1986, tous les frigoristes ont utilisé les sous-programmes mis au point par Chan et Haselden [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.

En 1986 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 R12, le R22, le R114, le R502 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.

W.W.S.Charters et al [5] ont publié en 1986 une brève communication étudie la documentation sur les relations fondamentales des propriétés thermodynamique du R22 à l'état saturé dans une plage étendue de températures. Les expressions empiriques associées aux états de liquide saturé et de vapeur saturée accélèrent les calculs impliqués dans la modélisation des systèmes et la simulation par ordinateur des groupes de compression de vapeur. 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, la viscosité dynamique de liquide saturé, la viscosité dynamique de la vapeur saturée, la conductivité thermique de la vapeur saturée, la conductivité thermique de liquide saturé et la chaleur latente de R22 à des différentes températures de saturation sont définies par des équation 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 1994 Marcia L. Huber et James F. Ely [6] ont mis au point un modèle de prévision des propriétés thermophysiques des fluides frigorigènes purs et en mélange. On prévoit les propriétés des fluides frigorigènes telle que la densité, l'enthalpie et l'entropie par l'utilisation d'un principe nommé « principe des états correspondants étendus » (ECS) qui inclut une corrélation récente, modifiée, celle de Benedict-Webb-Rubin à 32 termes pour le R134a, le fluide frigorigène utilisé comme fluide de référence. Ce modèle théorique utilise des facteurs de forme pour assurer la bonne correspondance entre les divers composants. Ils ont établi une corrélation pour les facteurs de forme en situant les limites de saturation des fluides concernés par rapport au fluide de référence, puis ils ont ajusté les résultats par une corrélation empirique.

En 1997, P.K.Bansal et B.Purkayastha [7] ont présenté un modèle de simulation de régime permanent pour prédire la performance des fluides frigorifiques de remplacement dans les systèmes frigorifiques ou les pompes à chaleur à compression de vapeur. Fondé sur la méthode NTU- ϵ utilisée pour analyser les échangeurs de chaleur. Ce modèle emploie une approche élémentaire. Ils ont étendu la méthode aux nouveaux fluides frigorigènes, y compris les hydrocarbures, en utilisant une banque de données étendue, celle de REFPROP.

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. Le modèle des états correspondants étendus (ECS) permettant le calcul de la conductivité thermique d'un fluide frigorigène pur ou en mélange est modifié par introduction d'un facteur de forme de la conductivité thermique qu'on détermine à partir des données expérimentales. Il a fallu appliquer une correction empirique supplémentaire (en plus de la corrélation utilisée pour la conductivité des gaz dilués), surtout pour des fluides frigorigènes polaires. Pour les fluides frigorigènes purs, ces facteurs supplémentaires ont donné lieu à une plus grande concordance entre les prévisions ECS et les données expérimentales. Une modification de plus élimine les discontinuités aux limites des composants purs. On a appliqué cette méthode à 11 fluides frigorigènes. Les déviations

moyennes entre les valeurs calculées et expérimentales variaient de 1,08 à 5,57 % pour les 14 fluides frigorigènes purs étudiés. Les déviations augmentent aux alentours du point critique, surtout pour les mélanges.

Et récemment, en Septembre 2007 Tayebeh Hosseinejad et Hassan Behnejad [9] ont calculé la viscosité et la conductivité thermique de quelques fluides frigorigène 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.2 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 et 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. Les équations de conservation (continuité et énergie) sont intégrées dans le domaine entier de compresseur et le bilan énergétique que fait le fluide frigorigène à l'intérieur de cylindre est calculé pour chaque pas de cycle de fonctionnement [10-12].

D'autre part, il y a des modèles dans lesquels il n'est pas très difficile d'obtenir des données d'entrée : par exemple l'état de fluide frigorigène à l'admission, la pression de fluide frigorigène au refoulement, volume de dégagement, vitesse de moteur. Huit données d'entrée sont suffisantes pour déterminer le débit massique et la puissance absorbée par le compresseur [13].

Un modèle thermodynamique simple pour les compresseurs à piston utilisés dans les appareils domestiques est donné 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.3 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.

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 de Buckingham est utilisé par Wolf et al [15] pour développer une corrélation générale en utilisant les fréons R22, R134a et R410A pour les deux cas

d'admission des fluides frigorigènes (sous-refroidi ou biphasique). Melo et al [16] ont également présenté une corrélation empirique pour les tubes capillaires adiabatiques basé sur le même théorème en utilisant les fluides (R12, R134a et R-600a). En 2003, Kim et al [17] ont développé une corrélation en utilisant des paramètres adimensionnels pour les tubes capillaires droits et enroulés pour les fluides (R22, R407c et R410a), ces paramètres adimensionnels sont corrigés par Yongchan Kim et al [18].

Quelques corrélations existantes incluent des paramètres adimensionnels compliqués dus à la répétition des variables telles que la viscosité et le volume spécifique en produisant des groupes de paramètres adimensionnel Π_i (Π_i -group) sans dimensions. 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 : R22, R290 et R407C. Les conditions d'essais sont choisies pour répondre aux conditions de fonctionnement des tubes capillaires utilisés dans la réfrigération domestique pratique. La pression du fluide frigorigène à l'admission du tube capillaire est ajustée sur la pression de saturation correspondante aux températures de condensation du 38, 45 et 52°C, alors que la pression à la sortie du tube capillaire est maintenue à la pression de saturation correspondante à la température d'évaporation 7°C. Pour chaque température de condensation, le degré de sous-refroidissement prend les valeurs de 1, 4, 9 et 14°C.

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

Fréons	R-22, 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)	38.0, 45.0, 52.0
Température d'évaporation (°C)	7.0
Degré de sous-refroidissement (°C)	1.0, 4.0, 9.0, 14.0

Les données expérimentales des fréons R22, R290 et R407C qui sont les états

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.4 Echangeurs de chaleur:

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

1. Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔT_{log}
2. Méthode du nombre d'unité de transfert (NUT- ϵ) appelée méthode de l'efficacité.

Dans la méthode de la différence moyenne logarithmique ΔT_{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 de l'ébullition ou on doit traiter chaque régime par sa corrélation (voir **Fig. II.1**).

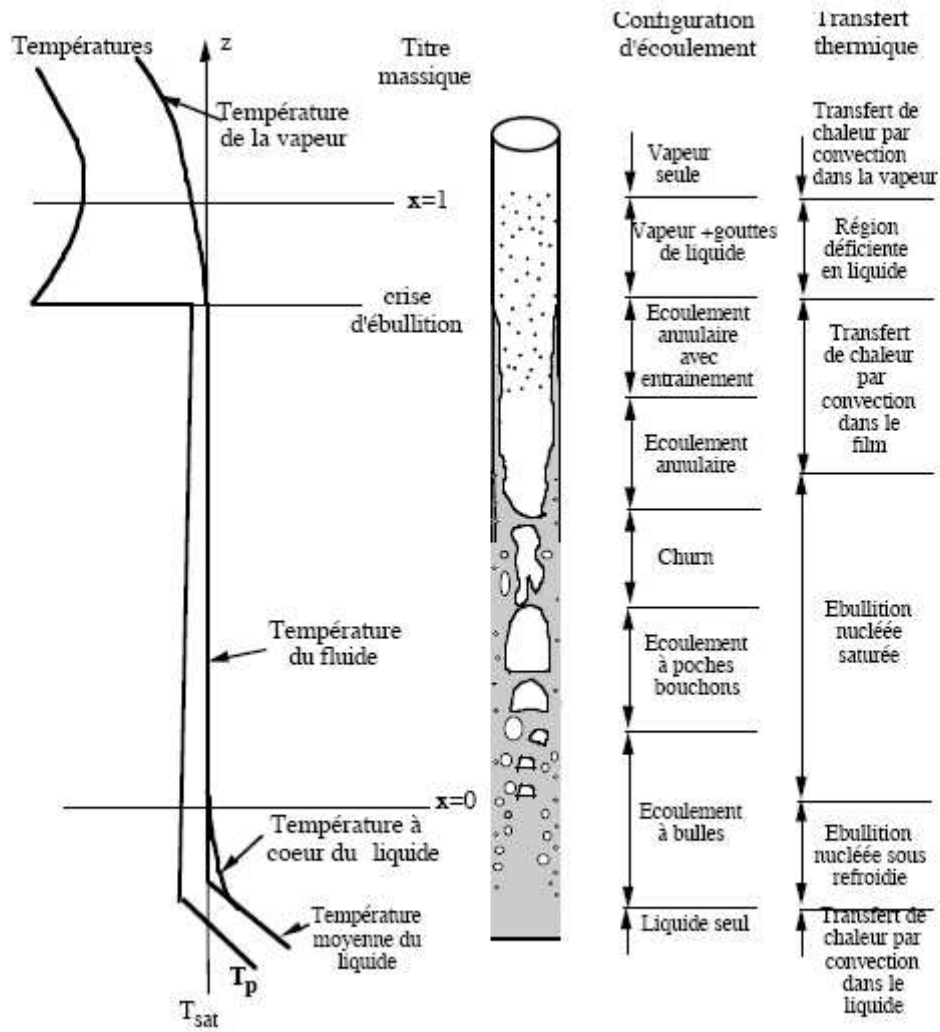


Fig. II.1 : Les différents régimes de l'ébullition convective

Où le régime est déterminé en connaissant deux paramètres (**Fig. II.2**) :

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

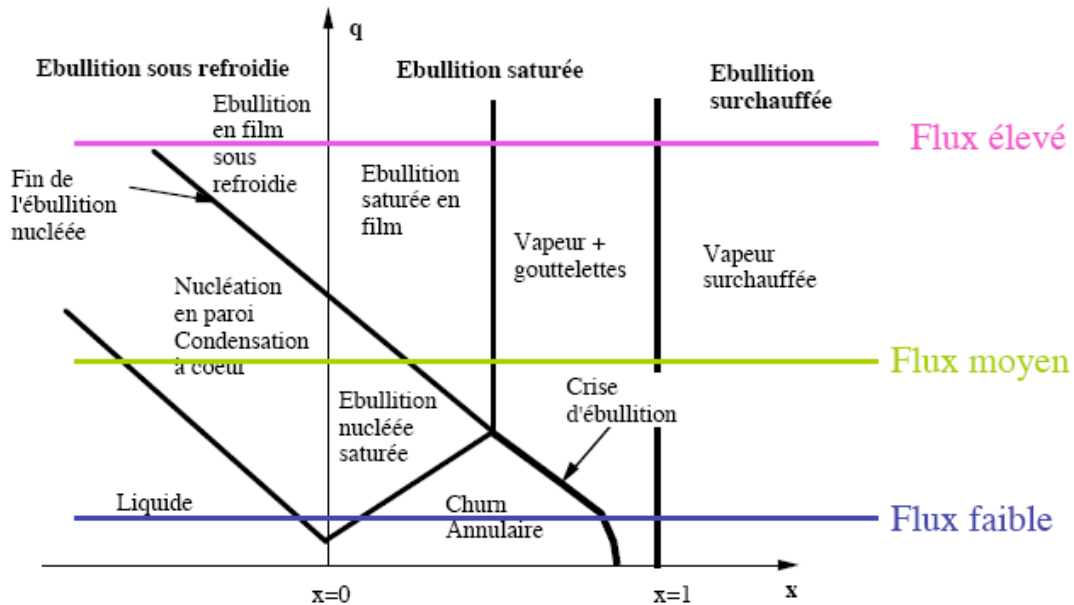


Fig. II.2: Régimes d'ébullition pour une température de paroi imposée

La méthode de calcul utilisant la différence moyenne logarithmique ΔT_{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- ϵ), 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.4.1 Echangeur 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- ϵ) aux évaporateurs et condenseurs à tubes à baïonnettes (voir **Fig. II.3**) 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.

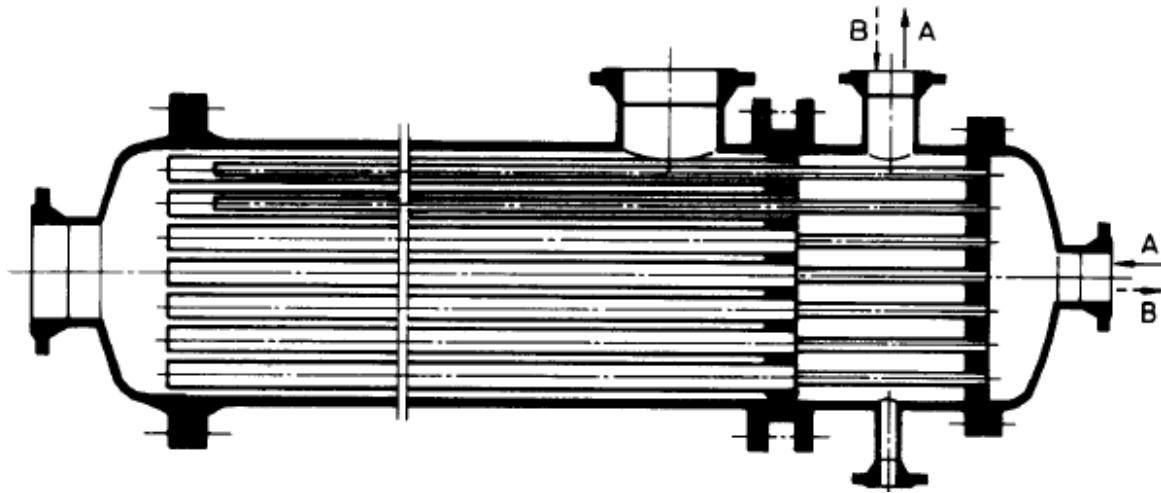


Fig. II.3: Schéma d'un échangeur de chaleur à tubes baïonnettes

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.4.2 Echangeur 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.

II.4.3 Echangeur de chaleur tubulaire à ailettes [21]:

J.R. García-Cascales et al [21] ont présenté un article qui étudie l'exécution d'un étude l'exécution d'un modèle d'une machine frigorifique au moyen de l'évaluation de la température de condensation. Ils ont 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.

Après la présentation des corrélations des coefficients de transfert thermique utilisées dans ce travail pour caractériser le comportement des échangeurs de chaleur tubulaires à ailettes, une comparaison générale avec les corrélations les plus communes est effectuée. Parmi elles celles proposées par Cavallini et Zecchin, Shah, Dobson et Chato, Cavallini et autres [21]. Ce travail est conclu en comparant les résultats expérimentaux aux résultats obtenus numériquement pour finir avec une conclusion finale.

II.4.4 Echangeur de chaleur tubulaire à micro-ailettes:

Un nouveau modèle semi-empirique de condensation a comme but la modélisation de coefficient de transfert de chaleur d'un réfrigérants purs à l'intérieur des tubes à micro-ailettes est présenté par Louay M. Chamra et al [22]. Le nouveau modèle est développé en se basant sur une analyse théorique de la condensation turbulente en film à l'intérieur des tubes lisses. Plusieurs modifications ont été mises en application dans le modèle original des tubes lisses pour expliquer les effets du perfectionnement de transfert thermique dus à la présence des micro-ailettes sur la surface des tubes. Le nouveau modèle de condensation est comparé à un ensemble d'environ 400 points expérimentaux.

II.5 Machine et cycle frigorifiques:

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.

D'autres proposent un modèle général pour le comportement global de la machine frigorifique [24-26]. Ces modèles peuvent traiter le régime dynamique ou le régime stationnaire de fonctionnement mais la plupart des travaux sont concentrés sur la modélisation du régime statique et c'est le cas de ce travail de recherche où les paramètres d'entrée-sortie de système sont constants. En outre, selon les propriétés des modèles, il y a les modèles (black-box), les modèles physiques, et les modèles (grey-box) (combinaison des modèles (black-box) et physiques).

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.5.1 Modélisation d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur à un seul étage de compression [26] :

C'est un article [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.4*).

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 et R22). 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.

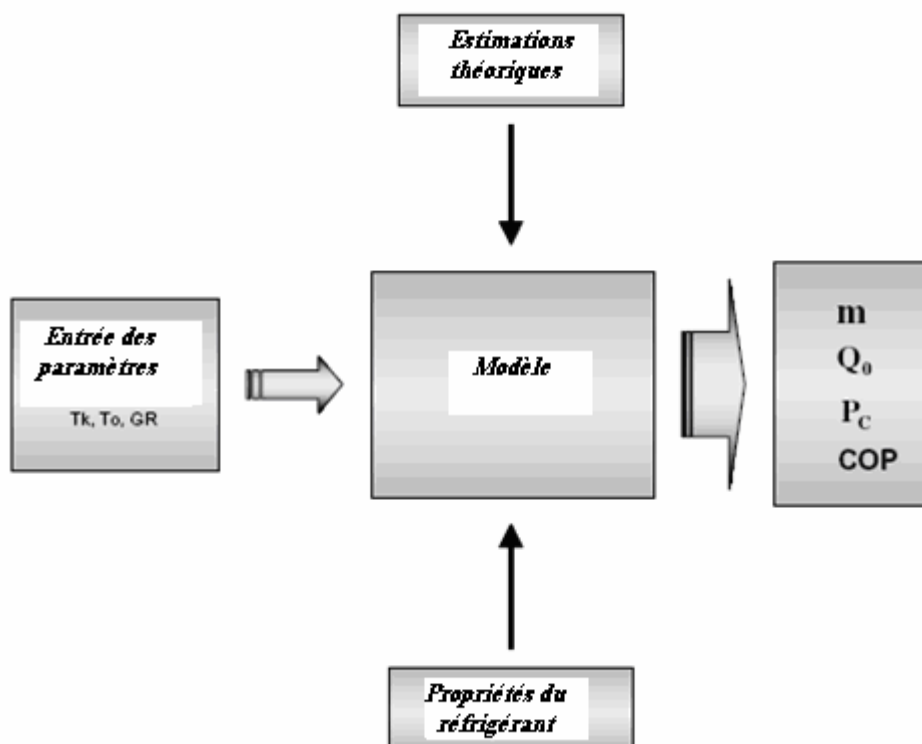


Fig. II.4 Présentation du modèle utilisé par [26]

II.5.2 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.5.3 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.

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).

Les données obtenues comprennent les variables de performance telles que la puissance électrique requise, le coefficient de performance (COP) ainsi que les états du fluide frigorigène pendant l'intégralité du cycle frigorifique. 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.5.4 Simulation numérique d'un système frigorifique à vitesse variable [29] :

R.N.N. Koury et al [29] ont proposé un travail dans lequel l'objectif est de présenter deux modèles afin de simuler le fonctionnement d'un système frigorifique à compression mécanique de vapeur en régime transitoire et en régime permanent. Le condenseur et l'évaporateur ont été divisés en plusieurs volumes élémentaires.

Un système d'équations différentielles a été obtenu à partir de l'application, pour chaque volume élémentaire, des équations des bilans énergétique, massique et de quantité de mouvement. Puisque le détendeur et le compresseur ont une faible inertie thermique, ces composants ont été modélisés en régime permanent. Les prévisions des modèles en régime transitoire et permanent ont été comparées avec des résultats expérimentaux et ils ont montré une bonne concordance des résultats.

Des simulations supplémentaires ont été réalisées afin de vérifier la possibilité d'effectuer la régulation de la puissance frigorifique et de la surchauffe du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur à partir de la vitesse du compresseur et de la section de détendeur.

Les résultats obtenus indiquent que les modèles peuvent être utiles dans le développement d'un algorithme de régulation d'un système frigorifique.

II.5.5 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.5*).

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.

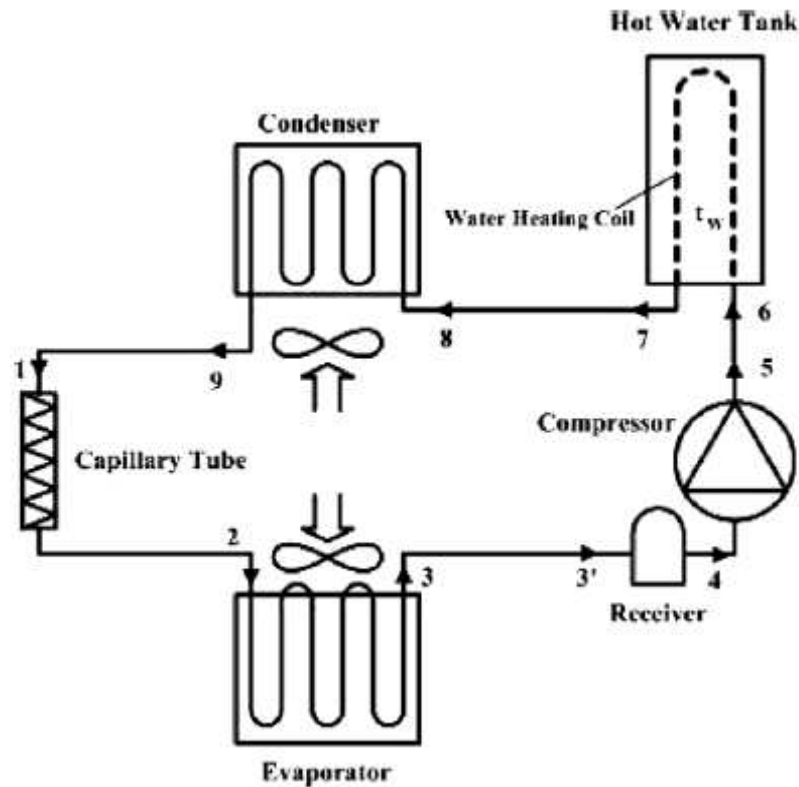


Fig. II.5 Présentation de la machine frigorifique modélisée par [24]

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.6*).

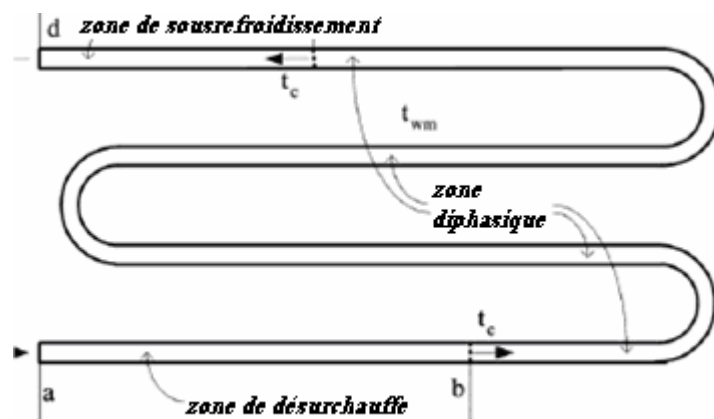


Fig. II.6 Evolution de transfert thermique dans le serpentin de chauffe-eau [24]

Les transferts thermiques dans le condensateur sont modélisés en utilisant la méthode de NTU- ϵ . Le secteur de transfert thermique dans le condensateur 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.

Le transfert thermique dans les lignes de liquide, d'aspiration et de refoulement est évalué sous forme de convection libre.

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.

II.5.6 Cycle frigorifique de type Carnot à compression isotherme de vapeur [30]:

Une étude d'un cycle frigorifique de type Carnot à compression isotherme de vapeur est réalisée par [30].

Un cycle Carnot de réfrigération est présenté et réalisé pour trois configurations : sub-critique, trans-critique et liquéfaction.

Le principe de cycle de réfrigération Carnot est le même pour les trois configurations de cycle. Pendant ce cycle réversible, le réfrigérant échange la chaleur avec deux sources extérieures de chaleur aux températures constantes (T_0 et T_1) et échange un travail avec l'environnement pendant deux expansions réversibles et pendant une compression isotherme. Un échangeur (IHX) de chaleur idéal interne adiabatique est installé pour chauffer la vapeur de fluide frigorigène à basse pression BP de la basse température à la haute température et refroidit au même moment une fraction du fluide frigorigène à haute pression HP de la haute température à la basse température.

Une seule originalité de ce cycle est qu'une fraction x du fluide frigorigène de haute pression HP est transférée à l'IHX pour atteindre la basse température T_0 . Par conséquent, nous obtenons un cycle réversible fait en deux processus isotherme et un processus isentropiques, qui, s'accordant au théorème de Carnot, rapporte le COP de Carnot. Le matériel nécessaire pour réaliser ces cycles se compose de (voir **Fig. II.7**) [30] :

- un ou plusieurs compresseurs réversibles isothermes reliés à la source de chaleur de haute température T_1 .
- un condenseur (pour le cycle sub-critique seulement) relié à la source de chaleur de haute température T_1 .
- un évaporateur relié à la source de chaleur de basse température T_0 .
- un échangeur de chaleur idéal interne adiabatique permettant aux deux fluides entrants à contre-courant à deux température T_0 , T_1 respectivement de sortir à deux températures T_1 , T_0 respectivement sans échange thermique externe.
- deux moteurs d'expansion réversibles faisant le rôle de détendeur (un adiabatique et l'autre isotherme).

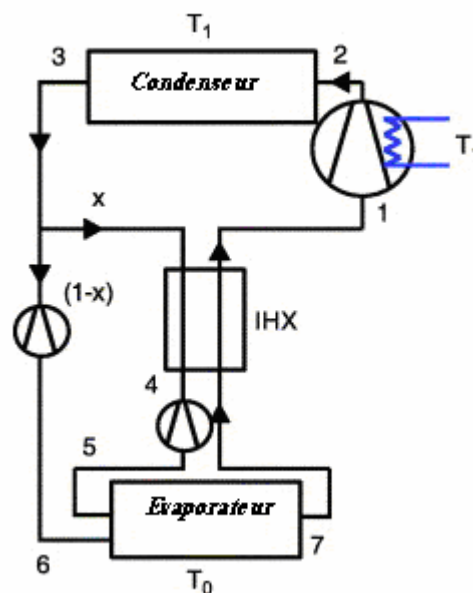


Fig. II.7 : Schéma d'une unité actionnant un cycle de Carnot avec condensation [30]

La description détaillée du cycle dépend de sa configuration.

II.5.7 Optimisation thermo-économique de sous-refroidissement et de surchauffe dans le cycle frigorifique à compression mécanique de vapeur [31]:

Une application d'optimisation thermo-économique basée sur la notion d'exergie est appliquée aux surchauffe et sous-refroidissement d'un système de réfrigération à compression mécanique de vapeur par [32]. L'avantage d'employer la méthode d'optimisation thermo-économique d'exergie est que les composants du système : échangeurs de chaleur (condenseur (avec ou sans sous-refroidissement), évaporateur (avec ou sans surchauffe)), peuvent être optimisés de façon indépendante l'un de l'autre. L'application consiste à déterminer les surfaces optimales des différents secteurs des échangeurs de chaleur correspondantes aux températures optimales de sous-refroidissement et de surchauffe. Tous les calculs sont effectués pour trois réfrigérants: R22, R134a, et R407c.

Dans la plupart des cas, des procédures de la surchauffe et de sous-refroidissement sont appliquées pour améliorer l'efficacité de système. Si un système de réfrigération simple est comparé avec un système de réfrigération avec surchauffe et sous-refroidissement, comme le montre la figure **Fig. II.8** [31], l'effet d'une unité de masse de fluide frigorigène sur l'efficacité de système sera plus favorable dans le deuxième par rapport au premier.

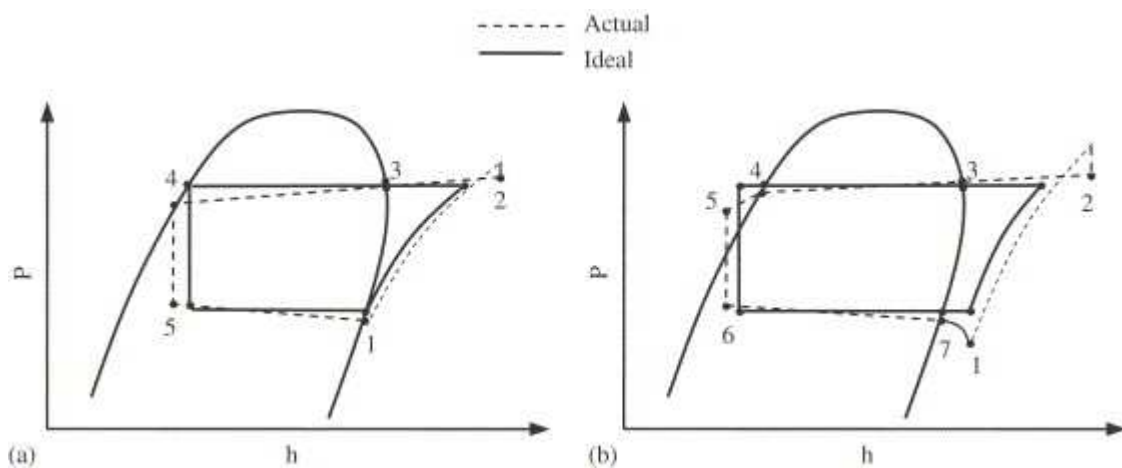


Fig. II.8 : Diagramme (p-h) (a) cycle de réfrigération simple (b) cycle de réfrigération avec surchauffe et sous-refroidissement [31]

II.5.7.1 Effet de surchauffe :

Puisque l'effet d'une unité de masse de fluide frigorigène est plus favorable pour un cycle avec surchauffe que pour un cycle saturé, le débit de fluide frigorigène par une unité de puissance frigorifique sera inférieur dans un cycle avec surchauffe par rapport à un cycle saturé. Donc le volume spécifique de la vapeur à l'aspiration de compresseur et le travail de compression par unité de masse de fluide frigorigène seront supérieurs pour un cycle avec surchauffe par rapport à un cycle saturé, aussi le volume de la vapeur comprimée par unité de puissance frigorifique et la puissance exigée (pour la compression) par unité de puissance frigorifique seront inférieurs pour un cycle avec surchauffe par rapport à un cycle saturé.

Pour le cycle avec surchauffe, le COP pour le cycle avec surchauffe sera plus grand par rapport à un COP du cycle saturé.

Indépendamment de l'effet sur le COP de cycle, quand la vapeur d'aspiration est tirée directement d'évaporateur dans le clapet d'aspiration du compresseur sans au moins un peu de surchauffe, il y a une forte possibilité que de petites particules de liquide non vaporisé seront entraînées dans la vapeur. Une telle vapeur s'appelle une vapeur humide. La vapeur humide dans le cylindre du compresseur compromet la capacité du compresseur. En outre, puisque les compresseurs de réfrigération sont conçus comme pompes de vapeur, si n'importe quelle quantité appréciable de liquide non vaporisé est admise dans la canalisation d'aspiration de compresseur, des dommages mécaniques sérieux peuvent résulter au compresseur. La surchauffe de vapeur avant l'aspiration de compresseur élimine la possibilité d'avoir une vapeur humide à l'admission de compresseur.

II.5.7.2 Effet de sous-refroidissement:

Sur le diagramme (p-h) (voir **Fig. II.8**) [31], un cycle saturé simple est comparé à un autre cycle dans lequel le liquide est sous-refroidi. Quand le liquide est sous-refroidi avant qu'il atteigne la valve d'expansion (détendeur), l'effet de réfrigération par unité de débit massique est augmenté. En raison de cette augmentation, le débit d'écoulement de fluide frigorigène par unité de puissance frigorifique est inférieur pour un cycle avec sous-refroidissement par rapport à un cycle saturé.

Il convient de noter que la vapeur de fluide frigorigène admise dans le compresseur est la même pour les deux cycles. Pour cette raison, le volume spécifique de la vapeur entrant dans le compresseur sera le même pour les deux cycles, puisque le débit d'écoulement par unité de puissance frigorifique est inférieur pour le cycle avec sous-refroidissement par rapport au cycle saturé, le volume de la vapeur que doit le compresseur manipuler par unité de puissance frigorifique sera également inférieur pour le cycle avec sous-refroidissement par rapport au cycle saturé.

II.5.7.3 Optimisation thermo-économique de surchauffe et sous-refroidissement :

Après l'analyse exergetique théorique de ce système de réfrigération, l'optimisation thermo-économique utilisée dans ce travail a amené les chercheurs à des équations d'optimisation pour chaque échangeur de chaleur. Des analyses itératives ont été effectuées pour les différentes températures de condensation, évaporation, sous-refroidissement et surchauffe [31].

A la fin de l'analyse thermo-économique effectuée du R22 avec une température de condensation de 45°C et d'évaporation de 11°C la surface optimale d'échangeur de chaleur est de 0.634726 m² (voir tableau II.2).

Tableau II.2 Valeurs optimales de COP et des différentes surfaces des échangeur du système de réfrigération (R22) avec une température de condensateur de 45°C et d'évaporation de 11°C [31]

Température de condensation T_C (°C)	45
Température d'évaporation T_E (°C)	11
Température de sous-refroidissement ΔT_{SR} (°C)	4.2
Température de surchauffe ΔT_{SC} (°C)	5.6335
Surface de condensation A_C (m ²)	0.159483
Surface de sous-refroidissement A_{SR} (m ²)	0.021768
Surface d'évaporation A_E (m ²)	0.41169
Surface de surchauffe A_{SC} (m ²)	0.041785
COP	4.7503

Les deux tableau II.3 et II.4 montrent l'influence de l'augmentation des températures de condensation et d'évaporation (pour le R22) sur la surface totale de l'échangeur de chaleur. On voit bien qu'en augmentant la température de condensation, la surface totale de

l'échangeur de chaleur diminue et en conséquence, le coût diminue. On voit aussi qu'en augmentant la température d'évaporation la section totale d'échangeur de chaleur augmente, et en conséquence, le coût augmente.

Tableau II.3 Résultat de l'optimisation thermo-économique suivant la variation de la température de condensation (R22) [31]

	$T_C=35^\circ\text{C}$			$T_C=45^\circ\text{C}$			$T_C=55^\circ\text{C}$		
Température d'évaporation T_E ($^\circ\text{C}$)	7	9	11	7	9	11	7	9	11
Température de sous-refroidissement ΔT_{SR} ($^\circ\text{C}$)	5.4	5.2	4.2	4.8	5	5.6	6.65	5.4	5.8
Température de surchauffe ΔT_{SC} ($^\circ\text{C}$)	9.64	7.651	5.633	9.651	7.639	5.594	9.648	7.628	5.561
Surface de condensation A_C (m^2)	0.245	0.239	0.235	0.169	0.164	0.159	0.142	0.14	0.136
Surface de sous-refroidissement A_{SR} (m^2)	0.038	0.036	0.027	0.018	0.019	0.021	0.021	0.017	0.018
Surface d'évaporation A_E (m^2)	0.263	0.321	0.411	0.263	0.321	0.411	0.263	0.321	0.411
Surface de surchauffe A_{SC} (m^2)	0.056	0.066	0.048	0.074	0.0578	0.041	0.073	0.057	0.041

Tableau II.4 Résultat de l'optimisation thermo-économique suivant la variation de la température d'évaporation (R22) [31]

	$T_E=8^\circ\text{C}$			$T_E=10^\circ\text{C}$			$T_E=12.5^\circ\text{C}$		
Température de condensation T_C ($^\circ\text{C}$)	35	45	55	35	45	55	35	45	55
Température de sous-refroidissement ΔT_{SR} ($^\circ\text{C}$)	4	6.5	4.4	5.7	5	5	5.3	4.5	5
Température de surchauffe ΔT_{SC} ($^\circ\text{C}$)	8.653	8.647	8.641	6.647	6.624	6.605	4.084	3.98	3.91
Surface de condensation A_C (m^2)	0.244	0.164	0.143	0.235	0.162	0.139	0.228	0.157	0.134
Surface de sous-refroidissement A_{SR} (m^2)	0.026	0.025	0.013	0.040	0.019	0.015	0.036	0.017	0.015
Surface d'évaporation A_E (m^2)	0.289	0.289	0.289	0.360	0.360	0.360	0.523	0.523	0.523
Surface de surchauffe A_{SC} (m^2)	0.075	0.065	0.066	0.057	0.049	0.049	0.034	0.029	0.028

En conséquence, d'après [31] il est très important de déterminer les paramètres et les températures optimales de fonctionnement dans la conception d'un système de réfrigération. Cette étude fournira des équipements en déterminant des critères optimaux de fonctionnement des systèmes de réfrigération à compression de vapeur pour différentes applications. En outre, il est nécessaire d'étudier les effets d'application de sous-refroidissement et de surchauffe dans les systèmes qui emploient les nouveaux fluides frigorigènes.

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.

Comme toutes les machines de conversion, le cycle utilisé par la machine frigorifique peut être monophasique ou diphasique. En règle générale, on utilise un cycle avec changement d'état. Les calories sont prélevées au milieu froid par l'évaporation d'un fluide dans un évaporateur, puis après compression, transférées au milieu chaud grâce à un condenseur dans le quel le fluide est ramené à l'état liquide. Ce fluide traverse un détendeur à travers lequel il repasse à la basse pression tout en étant refroidi.

Le schéma du dispositif de réfrigération proposé dans ce mémoire de magistère est 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.

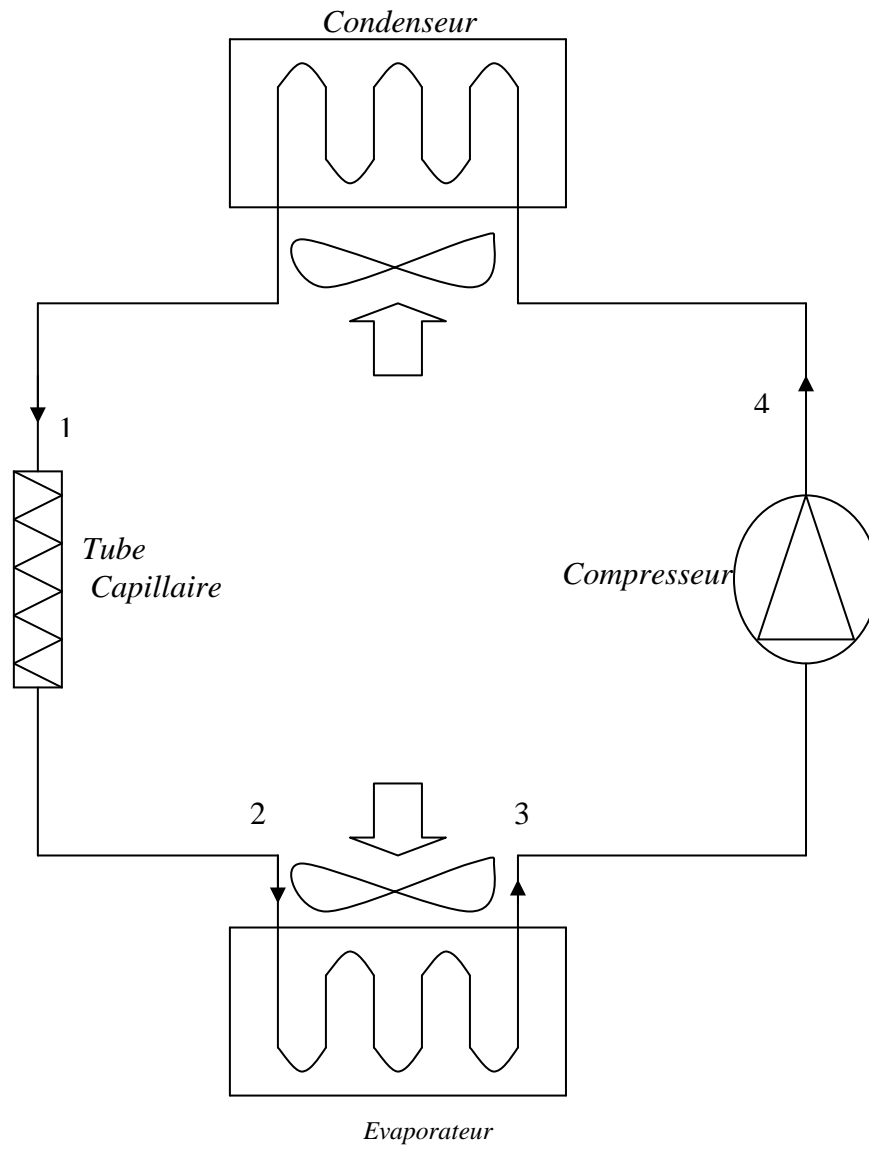


Fig. III.1: Schéma de machine frigorifique à compression mécanique de vapeur

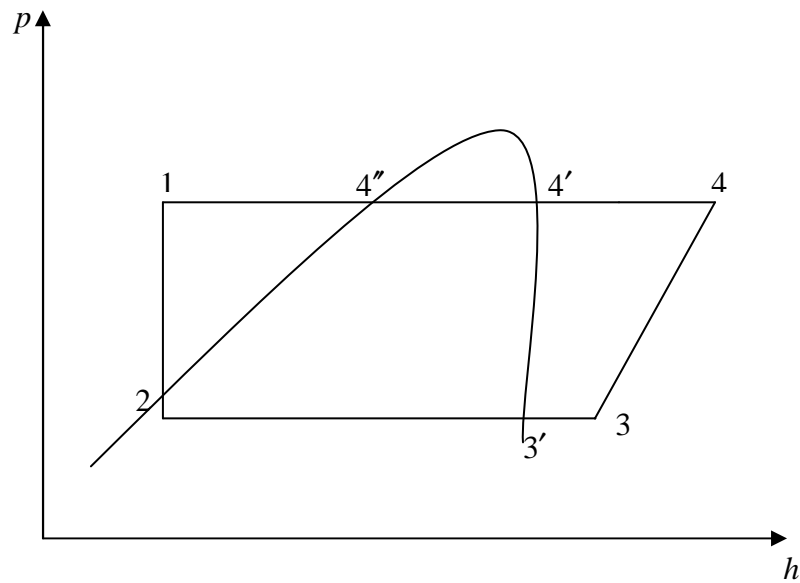


Fig. III.2: Diagramme enthalpique (pression-enthalpie) du cycle frigorifique à compression mécanique de vapeur

- 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 Hypothèses du modèle :

Nous résumons ici succinctement les principales hypothèses prises en compte, pour la modélisation de la machine frigorifique :

- a. La machine frigorifique fonctionne en régime permanent, c'est-à-dire la vitesse de rotation du compresseur est constante ainsi que les autres paramètres (débit et températures).
- b. Nous avons négligé les pertes de charges hydrauliques dans les différentes conduites et composants de la machine frigorifique.
- c. Pour le calcul de la puissance échangée dans les échangeurs, nous avons négligé les pertes de chaleur (thermiques).

III.3 Modélisation de fluide frigorigène (R22) :

Dans cette étude on a utilisé le R22 comme fluide frigorigène. En se basant sur des corrélations employant des méthodes de régression, les caractéristiques thermodynamiques et thermophysiques de fréon R22 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.3.1 Pression et température de saturation :

Le problème principal avec l'approche polynomiale est que les équations obtenues ont une gamme limitée d'applicabilité, et les erreurs peuvent être grandes si elles sont extrapolées. En conséquence, la philosophie générale prise dans le travail de [4] est d'établir des ajustements des courbes pour améliorer la précision des équations et étendre les plages de température pour calculer :

- 1. La température de saturation en fonction de la pression de saturation.
- 2. La pression de saturation en fonction de la 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 -50°C à 60°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
21.25384	-2025.4518	248.94

III.3.2 Différentes caractéristiques thermodynamiques et thermophysiques à l'état saturé liquide et vapeur:

En se basant sur une communication de [5] qui a utilisé l'équation polynomiale (III.1) pour déterminer les différentes expressions et équations des caractéristique thermodynamique et thermophysiques de R22, 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 R22 liquide saturée [5]

coefficient	ρ_f	h_f	μ_f	λ_f	Cp_f
a_0	-789.60336903	200.004	23.4909399375	97.3121	1.171117595803
a_1	41.1153860801	1.16451	-0.169516424218	-0.468641	$2.41357321228 \times 10^{-3}$
a_2	-0.255410446126	1.54244×10^{-3}	$1.5511829541 \times 10^{-3}$	9.07607×10^{-5}	$1.93601117333 \times 10^{-5}$
a_3	$6.68592007073 \times 10^{-4}$	1.67447×10^{-5}	$-6.73801758861 \times 10^{-6}$	-4.54474×10^{-5}	$3.04180050348 \times 10^{-7}$
a_4	$-6.69907086411 \times 10^{-7}$	-4.14189×10^{-7}	$-9.97968293679 \times 10^{-8}$	8.54931×10^{-7}	$3.04891000697 \times 10^{-9}$
a_5	0	4.71931×10^{-9}	0	-7.85059×10^{-9}	0

Tableau (III.3) : Coefficients a_i pour le R22 vapeur saturée [5]

coefficient	ρ_g	h_g	μ_g	λ_g	Cp_g
a_0	0.0212379	405.368	1.19791093598	9.3837854793	0.713812
a_1	6.44247×10^{-4}	0.364655	$4.94126334057 \times 10^{-3}$	$6.40858703196 \times 10^{-2}$	6.4888×10^{-3}
a_2	8.45863×10^{-6}	-1.65288×10^{-3}	$1.46248817918 \times 10^{-5}$	$9.6047166812 \times 10^{-5}$	3.41125×10^{-5}
a_3	1.61163×10^{-7}	-2.64813×10^{-5}	$2.11874239565 \times 10^{-7}$	$-4.47171748634 \times 10^{-6}$	-4.25335×10^{-6}
a_4	-3.27212×10^{-9}	5.55942×10^{-7}	0	$-5.67779208879 \times 10^{-8}$	7.01085×10^{-8}
a_5	3.61647×10^{-11}	-6.25181×10^{-9}	0	$1.85558049327 \times 10^{-9}$	0

La valeur maximale de n est de 5. T_{sat} est en °C sauf pour ρ_f où T_{sat} est en K. Les domaines de validité pour le calcul de ces caractéristiques sont énumérés dans le tableau III.4 [5]. Les incertitudes relatives maximales entre les valeurs réelles et les valeurs calculées par ces corrélations sont également notées sous forme de pourcentage dans le tableau III.4. Comme le montre le tableau III.4, toutes les incertitudes maximales relatives sont inférieures à 1%.

Tableau (III.4) : Domaines de validité et les erreurs relatives des différentes caractéristiques de R22 [5]

Paramètre de la fonction Π	Domaine de validité (K)	Incertitude relative e (%)
ρ_g (kg.m ⁻³)	220-360	0.90
ρ_f (kg.m ⁻³)	220-340	0.04
h_f (kJ.kg ⁻¹)	175-375	0.67
h_g (kJ.kg ⁻¹)	220-340	0.0074
μ_f (x10 ⁻⁵ Pa.s)	230-350	0.41
μ_g (x10 ⁻⁵ Pa.s)	230-350	0.36
λ_f (x10 ⁻³ W.m ⁻¹ K ⁻¹)	230-350	0.225
λ_g (x10 ⁻³ W.m ⁻¹ K ⁻¹)	230-350	0.83
Cp_f (kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹)	230-350	0.43
Cp_g (kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹)	230-350	0.65

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 220 à 320 K. L'incertitude maximale entre les valeurs calculées et les valeurs réelles est de 1.2% [5].

III.3.3 Enthalpie et volume massique (spécifique) à l'état vapeur surchauffée:

L'auteur A. C. Cieland [4] propose une solution sous forme d'équations dont le calcul est plus rapide. La précision de l'estimation des propriétés à partir des équations proposées doit convenir à de nombreuses situations pratiques.

Pour une vapeur surchauffée sous une pression p_{sat} et une température T_s (sa température de saturation T_{sat} à la pression p_{sat} est calculé par (III.3), le calcul de l'enthalpie de la vapeur surchauffée passe par le calcul de deux valeurs intermédiaires d'où la première est représenté par un polynôme d'ordre 3 [4]:

$$h_{i1} = a_8 + a_9 T_{sat} + a_{10} T_{sat}^2 + a_{11} T_{sat}^3 \dots\dots\dots(III.5)$$

Les coefficients a_8 , a_9 , a_{10} et a_{11} sont énumérés dans le tableau III.5 [4]

Et la deuxième est représentée par un polynôme en fonction de la première sous la forme [4] :

$$h_{i2} = h_{i1} [1 + (b_1 + b_2 T_{sat} + b_3 T_{sat}^2)(b_4 \Delta T_s + b_5 \Delta T_s^2)] \dots\dots\dots(III.6)$$

D'où :

$$\Delta T_s = T_s - T_{sat} \dots\dots\dots(III.7)$$

L'équation (III.4) n'est pas directement adaptée par régression linéaire donc elle est remplacée par l'équation suivante [4] :

$$h_{i2} = h_{i1} \left[\begin{array}{l} 1 + a_{13} \Delta T_s + a_{14} (\Delta T_s)^2 + a_{15} (\Delta T_s)(T_{sat}) \\ + a_{16} (\Delta T_s)^2 (T_{sat}) + a_{17} (\Delta T_s)(T_{sat})^2 + a_{18} (\Delta T_s)^2 (T_{sat})^2 \end{array} \right] \dots\dots\dots(III.8)$$

Et on aura finalement [4] :

$$h_s = (h_{i2} + a_{12}) \dots\dots\dots(III.9)$$

Les coefficients $a_{12}, a_{13}, a_{14}, a_{15}, a_{16}, a_{17}$ et a_{18} sont énumérés dans le tableau III.5 [4]

Tableau (III.5) : Coefficients a_i pour calculer l'enthalpie des vapeurs surchauffées de R22 [4]

a_8	a_9	a_{10}	a_{11} (x10 ⁻³)	a_{12}	a_{13} (x10 ⁻³)
250027	367.265	-1.84133	-11.4556	155482	2.85446

a_{14} (x10 ⁻⁷)	a_{15} (x10 ⁻⁶)	a_{16} (x10 ⁻⁸)	a_{17} (x10 ⁻⁸)	a_{18} (x10 ⁻¹⁰)
4.0129	13.3612	-8.11617	14.1194	-9.53294

L'incertitude relative entre les valeurs réelles et les valeurs calculées par les équations précédentes d'enthalpie pour le R22 est de $\pm 0.17\%$ pour des températures entre -50°C et 50°C avec des surchauffes de 30°C au maximum.

Pour le calcul de volume massique de la vapeur surchauffée on utilise la même procédure de calcul des enthalpies des vapeurs surchauffés et on aura [4] :

$$v_{il} = \exp\left(a_{19} + \frac{a_{20}}{T_{sat} + 273.15}\right) \left(a_{21} + a_{22}T_{sat} + a_{23}T_{sat}^2 + a_{24}T_{sat}^3\right) \dots \dots \dots \text{(III.10)}$$

$$v_s = v_{il} \left(\begin{array}{l} 1 + a_{25}\Delta T_s + a_{26}(\Delta T_s)^2 + a_{27}(\Delta T_s)(T_{sat}) \\ + a_{28}(\Delta T_s)^2(T_{sat}) + a_{29}(\Delta T_s)(T_{sat})^2 + a_{30}(\Delta T_s)^2(T_{sat})^2 \end{array} \right) \dots \dots \dots \text{(III.11)}$$

Les coefficients $a_{19}, a_{20}, a_{21}, a_{22}, a_{23}, a_{24}, a_{25}, a_{26}, a_{27}, a_{28}, a_{29}$ et a_{30} sont énumérés dans le tableau III.6 [4]

Tableau (III.6) : Coefficients a_i pour calculer le volume massique des vapeurs surchauffées de R22 [4]

a_{19}	a_{20}	a_{21}	a_{22} (x10 ⁻⁴)	a_{23} (x10 ⁻⁶)	a_{24} (x10 ⁻⁷)
-11.82344	2390.321	1.01859	5.09433	-14.8464	-2.49547

a_{25} (x10 ⁻³)	a_{26} (x10 ⁻⁶)	a_{27} (x10 ⁻⁵)	a_{28} (x10 ⁻⁷)	a_{29} (x10 ⁻⁷)	a_{30} (x10 ⁻⁹)
5.23275	-5.59394	3.45555	-2.31649	5.80303	-3.20189

L'erreur relative entre les valeurs réelles et les valeurs calculées par les équations précédentes de volume massique pour le R22 est de $\pm 1.38\%$ pour des températures allant de -50°C à 50°C avec des surchauffes de 30°C au maximum.

III.3.4 La tension superficielle (de surface) :

La tension superficielle est une caractéristique très importante, c'est une caractéristique propre aux liquides. Une corrélation d'évolution de la tension superficielle en fonction de la température de type Van derWaals a été publiée par [32]. Le résultat obtenu est l'équation suivante :

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - \frac{T}{T_{cr}} \right)^n \dots\dots\dots(III.12)$$

Où σ_0 et n sont des coefficients empiriques obtenus à partir d'un ajustement par la méthode de moindres carrés des données expérimentales notant que T est en K et σ est calculé en (mN/m) avec une erreur relative maximale de 0.10% et $\sigma_0 = 61.56(\text{mN/m})$, $n = 1.2318$.

III.4 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 R22.

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 R22. Pour chaque valeur de température de condensation et d'évaporation correspond une courbe.

III.4.1 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.13) pour le débit massique du fréon et (III.14) pour la puissance fournie au compresseur, on doit utiliser :

$$\dot{m}_{comp} = \frac{1}{3600} \left[\begin{aligned} &130.12950 - 1.31674T_c + 0.00696T_c^2 + (9.90989 - 0.23284T_c - 0.00194T_c^2)T_e \\ &+ (0.43826 - 0.01524T_c + 0.00015T_c^2)T_e^2 \end{aligned} \right] \quad (III.13)$$

$$P_{comp} = \frac{1}{1000} \left[\begin{aligned} &389.81950 + 9.84761T_c + 0.06207T_c^2 + (18.09224 - 0.63628T_c - 0.00332T_c^2)T_e \\ &+ (1.37331 - 0.06466T_c + 0.00068T_c^2)T_e^2 \end{aligned} \right] \quad (III.14)$$

La valeur du débit massique calculée par l'équation (III.13) est comparée avec l'autre valeur calculée par l'équation (III.12) jusqu'à atteindre une valeur au-dessous du valeur de tolérance indiquée dans l'organigramme. Le travail fourni au fréon pendant le processus de compression (w_{34}) peut être calculé à partir de l'équation (III.15). Les rendements caractérisants le fonctionnement des compresseurs rotatifs sont donnés par Ozu et Itami [34]. Une valeur de 0.85 est recommandée pour les deux rendements : le rendement mécanique typique (η_m) et le rendement du moteur électrique (η_f).

$$w_{34} = \frac{\eta_m \eta_f P_{comp}}{\dot{m}_{r,comp}} \dots\dots\dots (III.15)$$

III.4.2 Echange d'enthalpie à travers la compression isentropique :

Une équation développée par A. C. Cieland [4] à travers l'ajustement des courbe isentropique de R22 nous a permis de calculer l'échange de l'enthalpie dans les deux cas d'aspiration (vapeur saturée et vapeur surchauffée) en se basant sur l'équation de compression réversible d'un gaz idéal (III.16) et la relation (III.1)

$$PV^\gamma = cte \dots\dots\dots(III.16)$$

III.4.3.1 Echange d'enthalpie dans la compression isentropique (vapeur saturée) :

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

Où :

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

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

c : coefficient d'ajustement.

En utilisant la relation (III.1) on aura :

$$c_{il} = a_{31} + a_{32}(T_{sat3}) + a_{33}(T_{sat3})^2 + a_{34}(\Delta T_c)(T_{sat3}) + a_{35}(\Delta T_c)(T_{sat3})^2 + \dots\dots(III.18)$$

$$a_{36}(\Delta T_c)^2(T_{sat3}) + a_{37}(\Delta T_c)^2(T_{sat3})^2 + a_{38}(\Delta T_c)$$

et :

$$\Delta T_c = T_{sat4} - T_{sat3} \dots\dots\dots(III.19)$$

$$c = c_{il} \dots\dots\dots(III.20)$$

Les valeurs des coefficients a_i sont définies dans le tableau III.7

Tableau (III.7) : Coefficients a_i pour calculer l'enthalpie des vapeurs surchauffées de R22 [4]

a_{31}	a_{32} (x10 ⁻³)	a_{33} (x10 ⁻⁶)	a_{34} (x10 ⁻⁶)	a_{35} (x10 ⁻⁷)	a_{36} (x10 ⁻⁸)	a_{37} (x10 ⁻⁷)	a_{38} (x10 ⁻⁴)	e (%)
1.137423	-1.50914	-5.59643	-8.74677	-1.49547	5.97029	1.41458	-4.52580	0.20

III.4.3.2 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 :

$$c = c_{il} \left[1 + a_{39}(\Delta T_s) + a_{40}(\Delta T_s)^2 + a_{41}(\Delta T_s)(T_{sat3}) + a_{42}(\Delta T_s)^2(T_{sat3}) \right] \dots \dots \dots (III.21)$$

et :

$$\Delta T_s = T_s - T_{sat3} \dots \dots \dots (III.22)$$

Les valeurs des coefficients a_i sont définies dans le tableau III.8 :

Tableau (III.8) : Coefficients a_i pour calculer l'enthalpie des vapeurs surchauffées de R22 [4]

a_{39} (x10 ⁻⁴)	a_{40} (x10 ⁻⁶)	a_{41} (x10 ⁻⁵)	a_{42} (x10 ⁻⁸)	e (%)
3.68417	-6.26076	1.45839	-1.65730	0.46

L'enthalpie de fréon à la sortie du compresseur (h_4) est calculée à partir de la relation :

$$h_4 = h_3 + w_{34} \dots \dots \dots (III.23)$$

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

III.5 Modélisation de détendeur :

On a choisi un détendeur 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 détendeur. 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) :

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2}{4} \left\{ \frac{2}{C_1} \left(\frac{D^{1+C_2}}{L} \right) \left(\frac{p_r}{v_r \mu_{in}^{C_2}} \right) \left[\frac{p_{in}}{p_r} - 1 + \frac{1 + \beta(\ln \beta - 1)}{(1 - \beta)^2} \right] \right\}^{1/2-C_2} \dots\dots(III.24)$$

Où :

\dot{m} : le débit massique

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

p , v et μ : 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 et recommandé près $C_1=0.23$ et $C_2=0.216$ (Nittle and Pate, 1996) [35].

in et r : dénotent respectivement admission et le point de référence.

Le point de référence est défini comme étant le point de début de la région diphasique pour une admission de fluide sous une forme biphasée et le point de croisement entre la ligne de processus isenthalpique et la courbe de liquide saturé dans le diagramme (pression enthalpie) pour une admission de fluide sous une forme sous-refroidie.

$$\beta = \frac{(1.63 \times 10^5 / p_f^{0.72}) p_f}{p_r + (1.63 \times 10^5 / p_f^{0.72})(p_f - p_r)} \dots\dots\dots(III.25)$$

Où :

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

Pour une admission de fluide sous une forme sous-refroidie $p_r=p_f$. l'équation(III.24) sera sous la forme suivante :

$$\frac{\dot{m}}{(\pi D^2 / 4)} = \left\{ \frac{2}{C_1} \left(\frac{D}{L} \right) \left(\frac{D^{C_2} p_r}{v_r \mu_{in}^{C_2}} \right) \left[\frac{p_{in}}{p_r} - 1 + \frac{1 + \beta(\ln \beta - 1)}{(1 - \beta)^2} \right] \right\}^{1/2-C_2} \dots\dots(III.26)$$

Le paramètre adimensionnel qui exprime le débit massique de fluide frigorigène est exprimé par la relation :

$$\pi_1 = \frac{\dot{m}}{(\pi D^2 / 4) \sqrt{p_{in} \rho_{in}}} = \frac{1.273 \dot{m}}{D^2 \sqrt{p_{in} \rho_{in}}} \dots\dots\dots(III.27)$$

Évidemment, le débit massique de fluide frigorigène est lié à la différence de pression entre l'admission et la sortie de tube capillaire, et le rapport p_{in}/p_r dans l'équation (III.26) peut refléter la caractéristique dynamique dans certaines mesures, ainsi le paramètre adimensionnel qui exprime l'influence de la pression d'admission sur le débit massique est :

$$\pi_2 = \frac{P_{int}}{P_r} \dots\dots\dots(III.28)$$

Où :

Pour une admission de fluide frigorigène sous une forme sous-refroidie $\pi_2 = \frac{P_{int}}{P_{sat}}$ et pour une forme diphasique $\pi_2 = 1$.

De même, on peut définir un autre paramètre adimensionnel pour considérer l'effet de la masse volumique :

$$\pi_3 = \frac{\rho_f}{\rho_g} \dots\dots\dots(III.29)$$

Où :

La masse volumique de liquide saturé et la densité de la vapeur, correspondant à la température d'admission.

Le paramètre adimensionnel qui caractérise la géométrie de tube capillaire est :

$$\pi_4 = \frac{D}{L} \dots\dots\dots(III.30)$$

L'effet de la viscosité dans l'équation (III.26) doit être pris en considération, ainsi le paramètre adimensionnel relatif est :

$$\pi_5 = \frac{\text{Re}}{\pi_1} = \frac{GD}{\mu_{in}} \frac{\sqrt{p_{in}\rho_{in}}}{G} = \frac{D\sqrt{p_{in}\rho_{in}}}{\mu_{in}} \dots\dots\dots(III.31)$$

Si l'état de fréon à l'admission de tube capillaire est biphasique, $\mu_{in} = x_{in}\mu_g + (1-x_{in})\mu_f$. La relation entre le titre d'admission et le débit massique à des faibles titres d'admission est approximativement dérivé par l'équation (III.26) comme suit [35]:

$$\frac{1}{\dot{m}} = \frac{1}{\dot{m}_0} + \frac{\dot{m}_0^{1-C_2} (v_{fg,in} - C_2 v_{f,in}) x_{in}}{2a_9} \dots\dots\dots(III.32)$$

Où :

0 : dénote l'absence de sous-refroidissement

a_9 : coefficient lié aux diamètre intérieur, la longueur et le fluide de fonctionnement mais il est strictement indépendant de titre d'admission.

$$a_9 = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)^{2-C_2} \left\{ \frac{2p_r}{C_1} \left(\frac{D^{1+C_2}}{L} \right) \left[\frac{p_{in}}{p_r} - 1 + \frac{1 + \beta(\ln \beta - 1)}{(1 - \beta)^2} \right] \right\} \dots\dots\dots(III.33)$$

En conséquence si le titre d'admission est très faible l'inverse de débit massique $\frac{1}{\dot{m}}$ est approximativement une fonction linéaire de titre d'admission. Le paramètre adimensionnel qui exprime le débit massique π_1 peut être exprimé en utilisant la fonction de titre d'admission $(1 + Cx_{in})^{-1}$, où C est un constant et la fonction $(1 + Cx_{in})^{-1}$ sera dans l'analyse adimensionnelle $(1 - x_{in})^c$, donc le paramètre adimensionnel qui exprime le titre d'admission est :

$$\pi_6 = 1 - x_{in} \dots\dots\dots(III.34)$$

Où :

$\pi_6 = 1$ dans le cas d'admission sous une forme sous-refroidie.

De même, la relation entre le degré de sous-refroidissement à l'admission de tube capillaire et le débit massique de fluide frigorigène est approximativement dérivés de l'équation (III.26) comme suit [35]:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 + \frac{a_7 h_{fg} T_{SR}}{2 \dot{m}_0^{1-C_2} R T_c^2} \dots \dots \dots (III.35)$$

Où :

a_7 : coefficient représente certaine partie de l'équation (III.13).

Le paramètre adimensionnel π_1 qui caractérise le débit massique de fluide frigorigène peut être dénoté par la fonction de sous-refroidissement $1 + C' \left(\frac{T_{SR}}{T_c} \right)$ où C' est une constante.

Tandis que $\frac{T_{SR}}{T_c}$ est inférieur à 1, le facteur de sous-refroidissement peut être évalué comme $\left(1 + \frac{T_{SR}}{T_c} \right)^{C'}$. Par conséquent, le paramètre adimensionnel lié à la température de sous-refroidissement à l'admission de tube capillaire est :

$$\pi_7 = 1 + \frac{T_{SR}}{T_c} \dots \dots \dots (III.36)$$

Dans le cas d'admission sous une forme biphasée π_7 sera égale à 1.

En outre, bien que la tension superficielle contribue à la croissance de bulle, son effet sur le débit massique est habituellement très faible (Bittle et autres, 1998) [35], ainsi elle n'est pas prise en considération ici.

Par conséquent, la relation qui donne le débit massique de fluide frigorigène en fonction des différents paramètres adimensionnels est représentée comme suit :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7) \dots \dots \dots (III.37)$$

Tous les paramètres adimensionnels sont cités dans le tableau III.9

Tableau (III.9) : Paramètres adimensionnels Π_i [35]

Groupe de Π_i	Paramètres	Effets
π_1	$\frac{1.273\dot{m}}{D^2 \sqrt{p_{in} \rho_{in}}}$	Débit massique
π_2	$\frac{p_{int}}{p_r}$	Pression d'admission
π_3	$\frac{\rho_f}{\rho_g}$	Masse volumique
π_4	$\frac{D}{L}$	Géométrie
π_5	$\frac{D \sqrt{p_{in} \rho_{in}}}{\mu_{in}}$	Frottement
π_6	$1 - x_{in}$	Titre
π_7	$1 + \frac{T_{SR}}{T_c}$	Sous-refroidissement

La corrélation généralisée résultante donne une formule de débit adimensionnel π_1 en fonction des six paramètres Π_i restants.

$$\pi_1 = C \pi_2^{m_2} \pi_3^{m_3} \pi_4^{m_4} \pi_5^{m_5} \pi_6^{m_6} \pi_7^{m_7} \dots \dots \dots (III.38)$$

Les coefficients et les exposants des six paramètres Π_i indépendants restants sont déterminés par une technique de régression non linéaire en utilisant les résultats mesurés [35] obtenus dans le laboratoire après l'introduction des données expérimentales de R22, R407C, et R290 .

$$\pi_1 = 4.2579 \times 10^3 \pi_2^{0.7338} \pi_3^{0.2220} \pi_4^{0.4671} \pi_5^{0.1226} \pi_6^{1.5956} \pi_7^{0.7061} \dots \dots \dots (III.39)$$

Les domaines de validité de cette corrélation sont cités dans le tableau III.10 [35].

Tableau (III.10) : Domaines de validité [35]

paramètre	Minimum	Maximum
Diamètre intérieur (mm)	0.606	2
Longueur (mm)	500	3050
Pression d'admission (MPa)	0.713	2.61
Température de condensation (°C)	28.6	71.8
Degré de sous refroidissement (°C)	1	16.7

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 :

$$h(T_1) = h(T_e) + xL_{(T_e)} \dots\dots\dots(III.40)$$

III.6 Modélisation des Echangeurs :

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

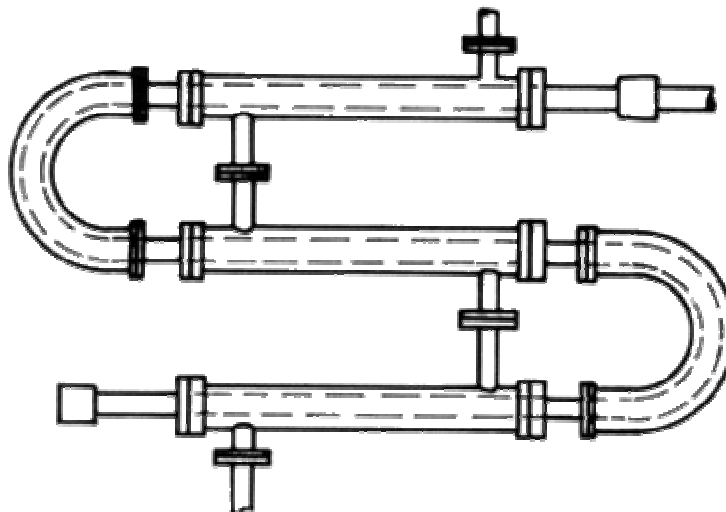


Fig. III.3: Schéma d'un échangeurs coaxial (double tube)

Dans notre cas on va utiliser la méthode de la différence moyenne logarithmique ΔT_{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 :

$$P = \dot{m}_{eau} C_{p_{eau}} \Delta T = \dot{m}_{fréon} \Delta h \dots\dots\dots(III.41)$$

$$P = US\Delta T_{Log} \dots\dots\dots(III.42)$$

Où

P : Puissance échangée.

\dot{m}_{eau} : Débit massique d'eau.

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

$C_{p_{eau}}$: Chaleur spécifique de l'eau.

ΔT : Écart des températures d'eau à l'entrée et à la sortie d'échangeur.

S : Surface d'échange.

ΔT_{Log} : Écart logarithmique des températures.

Δh : Écart enthalpique.

U : Coefficient d'échange moyen qui est calculé par la relation.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{k_{eau}} + \frac{1}{R_{ee}} + \frac{e}{\frac{S_e}{S_i} \lambda} + \frac{1}{\frac{S_e}{S_i} k_{fréon}} + \frac{1}{\frac{S_e}{S_i} R_{ei}} \dots\dots\dots(III.43)$$

Où

λ : Conductivité thermique de tube.

e : Epaisseur du tube.

R_{ei} : Résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube.

R_{ee} : Résistance due au film d'encrassement déposé à l'extérieur du tube.

Un des problèmes essentiels rencontrés, est celui de coefficient moyen d'échange U . En utilisant un coefficient moyen pour toutes les transformation de fluide frigorigène dans les

échangeurs (évaporation-surchauffe et désurchauffe-condensation-sous-refroidissement), les résultats obtenus sont irréalistes [36].

Nous avons alors 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 utilisé pour le calcul des coefficients d'échange de chacune de chaque zones.

III.6.1 Côté 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 :

$$f(Nu, Re, Pr) = 0 \dots \dots \dots (III.44)$$

Ou

$$Nu = f(Re, Pr) \dots \dots \dots (III.45)$$

Donc on aura :

$$\frac{kD}{\lambda} = f\left(\frac{\mu C_p}{\lambda}, \frac{\rho V_m D}{\mu}\right) \dots \dots \dots (III.46)$$

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

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{(1/3)} \dots \dots \dots (III.47)$$

Conditions d'application:

1. Le régime d'écoulement doit être parfaitement établi $x/D > 60$

2. $0,7 < Pr < 100$
3. $104 < Re < 1,2 \cdot 10^5$

III.6.2 Évaporateur :

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**).

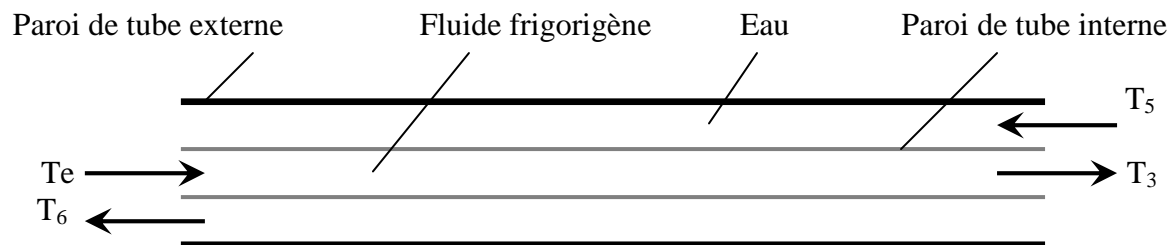


Fig. III.4: Représentation des différents écoulements dans l'évaporateur

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

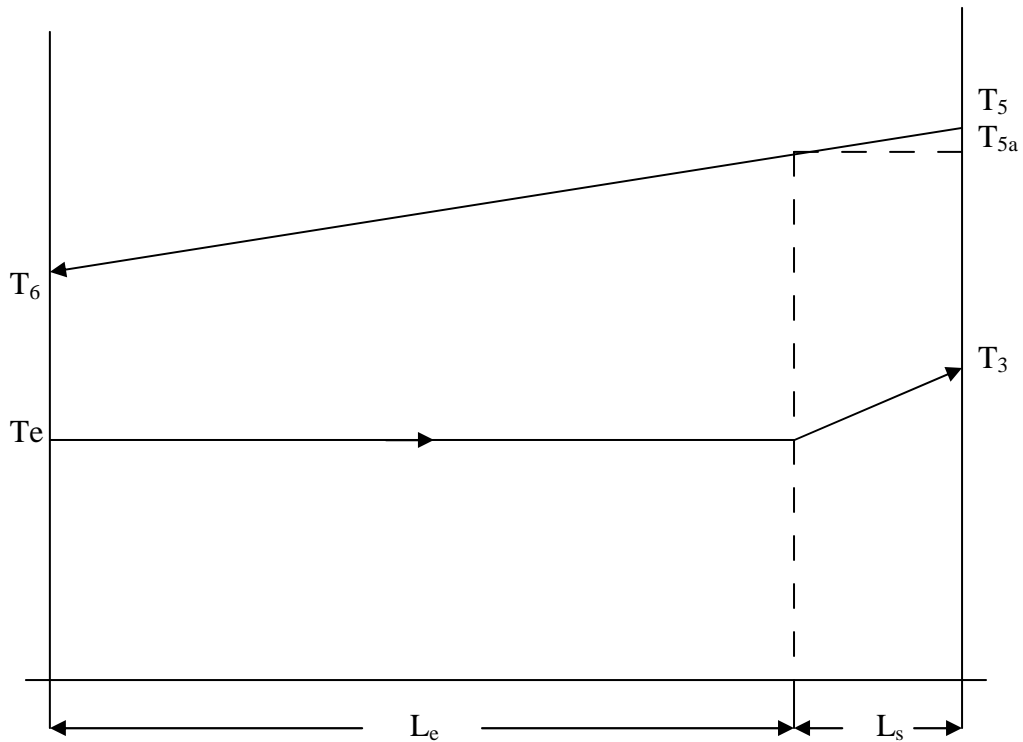


Fig. III.5 : Diagramme (T-longueur) d'évaporation

Où

T₅ : T_{entrée d'eau}

T₆ : T_{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 :

$$P_{\text{évap}} = \dot{m}_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}} \Delta T = \dot{m}_{\text{fréon}} (1-x) L_{(T_e)} \dots \dots \dots \text{(III.48)}$$

$$P_{\text{évap}} = U_{\text{évap}} S_{\text{évap}} \Delta T_{\text{Log}} \dots \dots \dots \text{(III.49)}$$

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.

ΔT_{Log} : Écart logarithmique pour l'évaporation qui est égale (selon **Fig. III.5**) :

$$\Delta T_{Log / \text{évaporation}} = \frac{(T_{5a} - T_e) - (T_6 - T_e)}{\text{Log}\left(\frac{T_{5a} - T_e}{T_6 - T_e}\right)} = \frac{T_{5a} - T_6}{\text{Log}\left(\frac{T_{5a} - T_e}{T_6 - T_e}\right)} \dots\dots\dots(\text{III.50})$$

Le coefficient d'échange coté fréon, est calculé avec la corrélation de DHAR et JAIN [37]. Cette corrélation a été vérifiée avec succès pour l'évaporation des fluides frigorigènes à l'intérieur de tubes lisses horizontaux (elle prend en compte l'effet combiné de l'ébullition nucléique et l'ébullition convectif) :

$$k_{\text{fréon}} = 0.115 [x^4(1-x^2)]^{0.11} \left(\frac{G^2}{g \cdot \rho_L \cdot \sigma}\right)^{0.44} \text{Pr}^{0.7} \frac{\lambda_{\text{fréon}}}{D} \dots\dots\dots(\text{III.51})$$

Où

σ : Tension superficielle

$\lambda_{\text{fréon}}$: Conductivité thermique de fréon liquide

g : accélération de la pesanteur

G : Vitesse massique

ρ_L : Masse volumique liquide

x est le titre massique local de vapeur, compris entre 0 et 1. C'est le rapport entre le débit massique local et le débit massique total.

Dans le cas où la variation du titre massique en vapeur le long de l'évaporation n'est pas linéaire, l'équation (III.51) peut généralement être résolue uniquement par des méthodes numériques

Dans le cas d'une évaporation totale, x passant de 0 à 1, l'équation (III.51) dévient :

$$k_{\text{fréon}} = 0.0727 \left(\frac{G^2}{g \cdot \rho_L \cdot \sigma}\right)^{0.44} \text{Pr}^{0.7} \frac{\lambda_{\text{fréon}}}{D} \dots\dots\dots(\text{III.52})$$

III.6.2.2 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 équation (III.41) et (III.42).

Pour le coefficient d'échange coté fréon, nous avons utilisé la corrélation de COLBURN, pour fluide à une seule phase (voir l'équation (III.47)).

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

$$\Delta T_{Log / surchauffe} = \frac{(T_5 - T_3) - (T_{5a} - T_e)}{\text{Log} \left(\frac{T_5 - T_3}{T_{5a} - T_e} \right)} \dots\dots\dots (III.53)$$

III.6.3 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**).

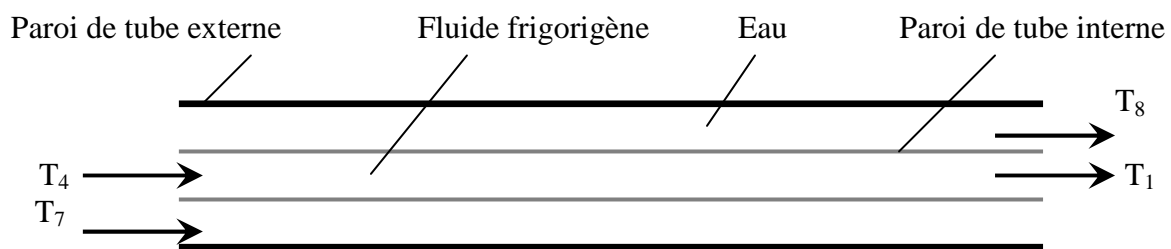


Fig. III.6: Représentation des différents écoulements dans le condenseur

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

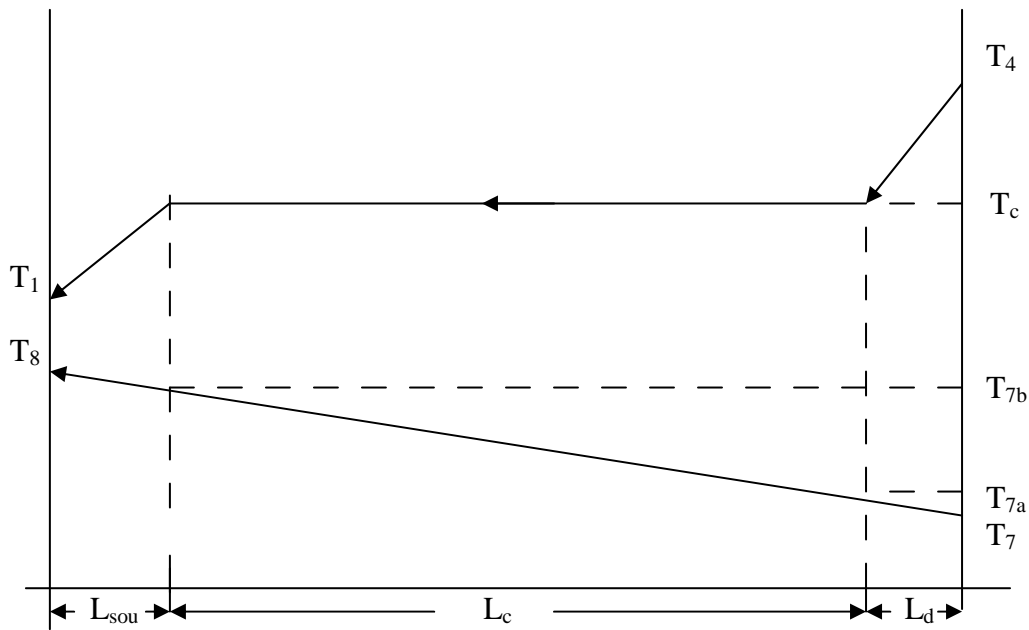


Fig. III.7 : Diagramme (T-longueur) de condensation

Où

T_7 : Température d'entrée d'eau

T_8 : Température de sortie d'eau

L_{sou} : Longueur de sous-refroidissement

L_c : Longueur de condensation

L_d : Longueur de désurchauffe

III.6.3.1 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 :

$$\Delta T_{Log / désurchauffe} = \frac{(T_4 - T_7) - (T_c - T_{7a})}{\text{Log} \left(\frac{T_4 - T_7}{T_c - T_{7a}} \right)} \dots \dots \dots \text{(III.54)}$$

$$\Delta T_{Log / \text{sous-refroidissement}} = \frac{(T_c - T_{7b}) - (T_1 - T_8)}{\text{Log}\left(\frac{T_c - T_{7b}}{T_1 - T_8}\right)} \dots\dots\dots(III.55)$$

III.6.3.2 Condensation :

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

$$P_{cond} = \dot{m}_{eau} Cp_{eau} \Delta T = \dot{m}_{fréon} L_{(Tc)} \dots\dots\dots(III.56)$$

$$P_{cond} = U_{cond} S_{cond} \Delta T_{Log} \dots\dots\dots(III.57)$$

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

$$\Delta T_{Log / \text{condensation}} = \frac{(T_c - T_{7a}) - (T_c - T_{7b})}{\text{Log}\left(\frac{T_c - T_{7a}}{T_c - T_{7b}}\right)} = \frac{T_{7b} - T_{7a}}{\text{Log}\left(\frac{T_c - T_{7a}}{T_c - T_{7b}}\right)} \dots\dots\dots(III.58)$$

Pour calculer le coefficient d'échange coté fréon, nous avons utilisé la corrélation de SHAH [38].

$$Nu = Nu_{liquide} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^{0.38}} \right] \dots\dots\dots(III.59)$$

Où

p : pression qui correspond à la température de condensation

p_{cr} : pression critique

x est le titre massique local de vapeur, compris entre 0 et 1. C'est le rapport entre le débit massique local et le débit massique total.

Dans le cas où la variation du titre massique en vapeur le long du condenseur n'est pas linéaire, l'équation (III.59) peut généralement être résolue uniquement par des méthodes numériques

Dans le cas d'une condensation totale, x passant de 1 à 0, l'équation (III.59) dévient :

$$Nu = Nu_{liquide} \left(0,57 + \frac{2,18}{\left(\frac{p}{p_{cr}} \right)^{0,38}} \right) \dots\dots\dots(III.60)$$

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 :

- 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.

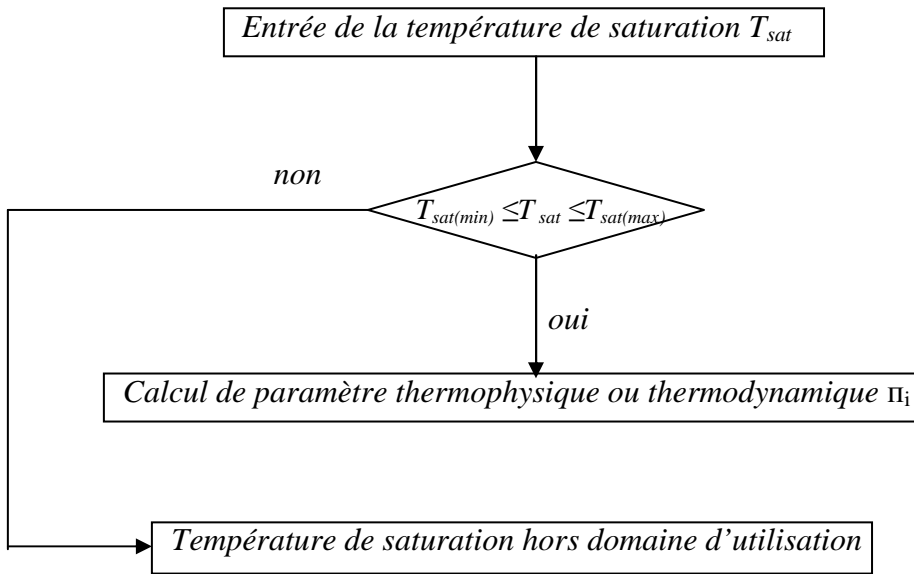


Fig. IV.1: Organigramme de fluide en état diphasique

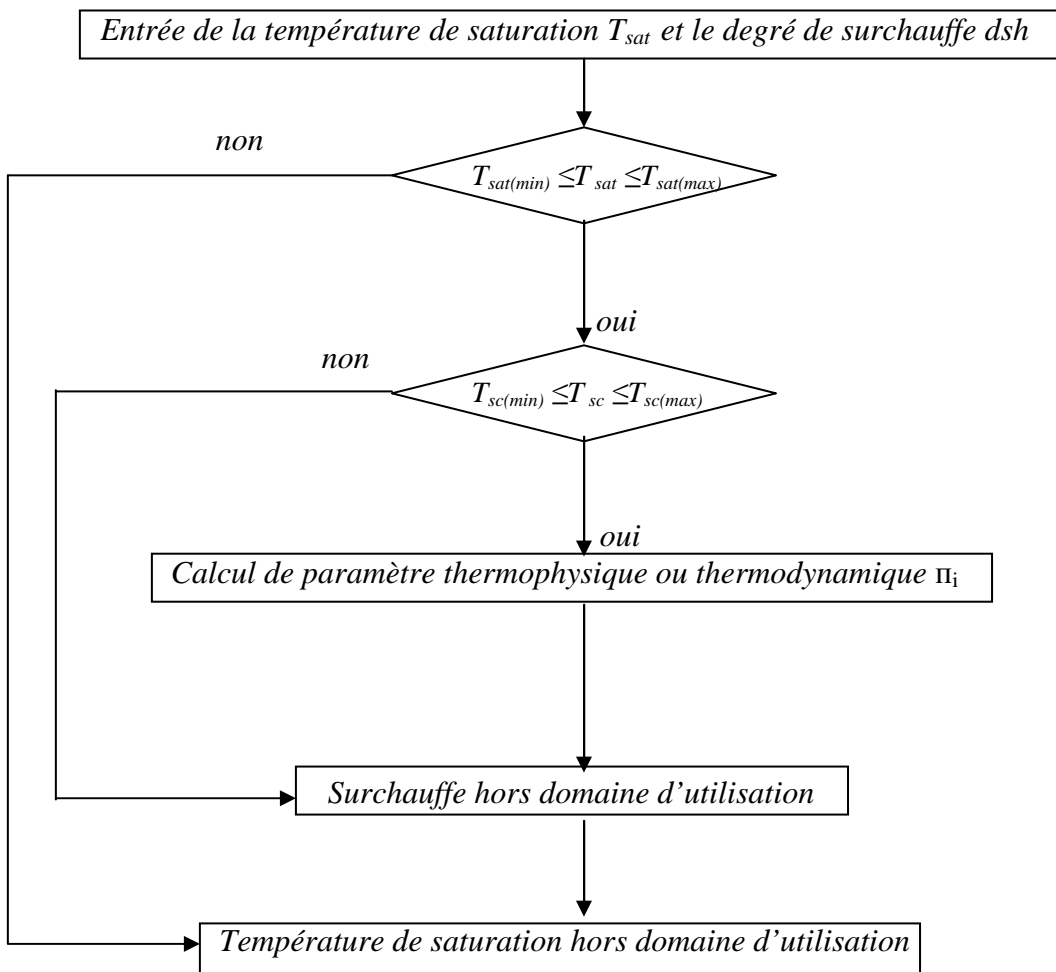


Fig. IV.2: Organigramme de la vapeur surchauffée

On a utilisé dans notre mémoire plusieurs corrélations et modèles pour déterminer les différentes propriétés thermophysiques de R22 .

Chaque sous-programme de R22 dans le programme principal calcule une propriété de ce fluide, le résultat obtenu est comparé à des données expérimentales d'une société américaine appelé IRC [39], voir les graphes suivants :

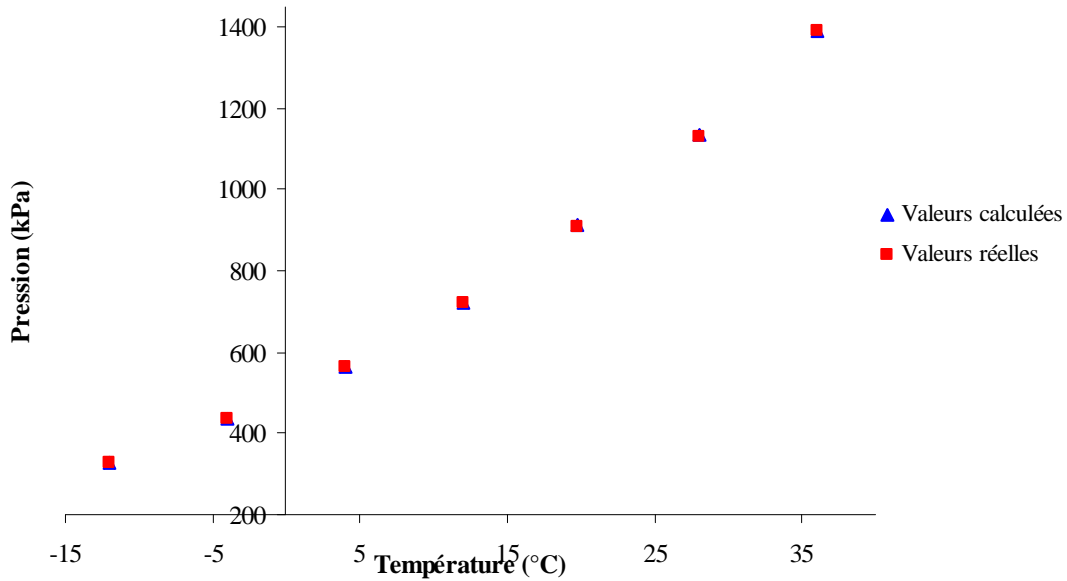


Fig. IV.3 : Variation de pression de saturation (réelle et calculée) suivant la température de saturation.

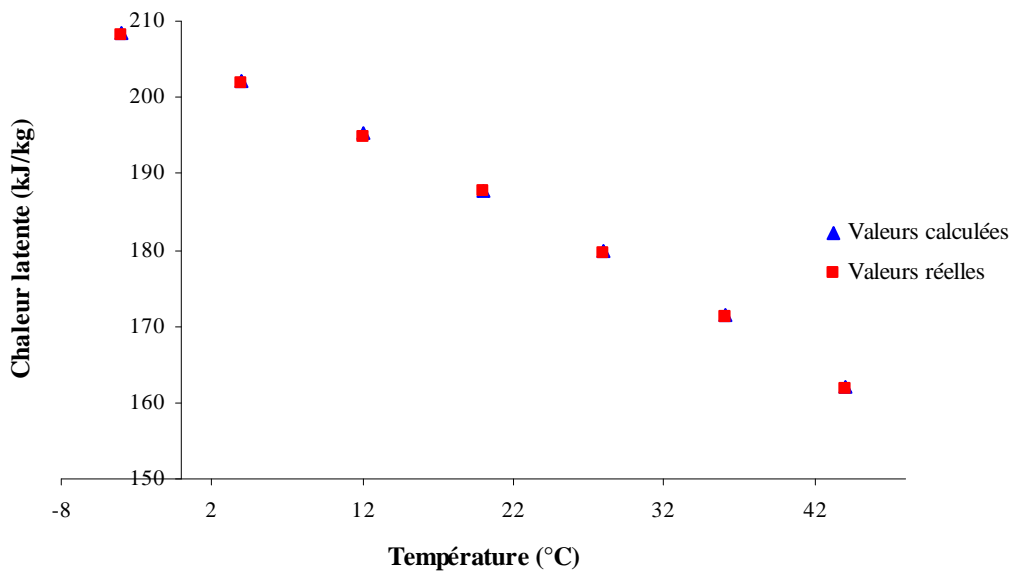


Fig. IV.4 : Variation de chaleur latente de saturation (réelle et calculée) suivant la température de saturation.

Les figures *IV.3* et *IV.4* représentent respectivement la différence entre la pression de saturation réelle et calculée et entre la chaleur latente dégagée réelle et calculée suivant la température de saturation. On voit bien sur les graphes que l'erreur relative entre les valeurs réelles et calculées est inférieure à 2%.

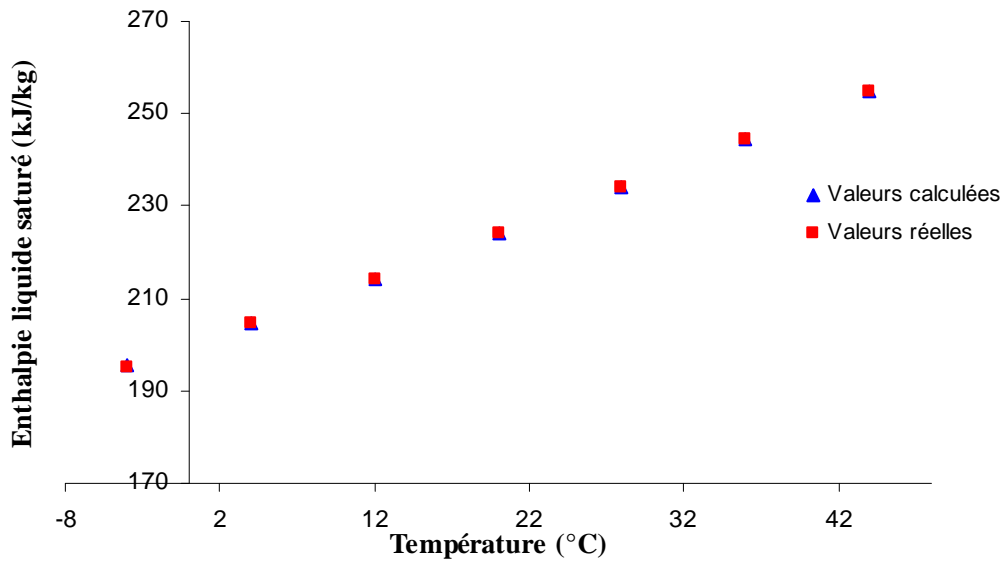


Fig. IV.5 : Variation de l'enthalpie de liquide saturé (réelle et calculée) suivant la température de saturation.

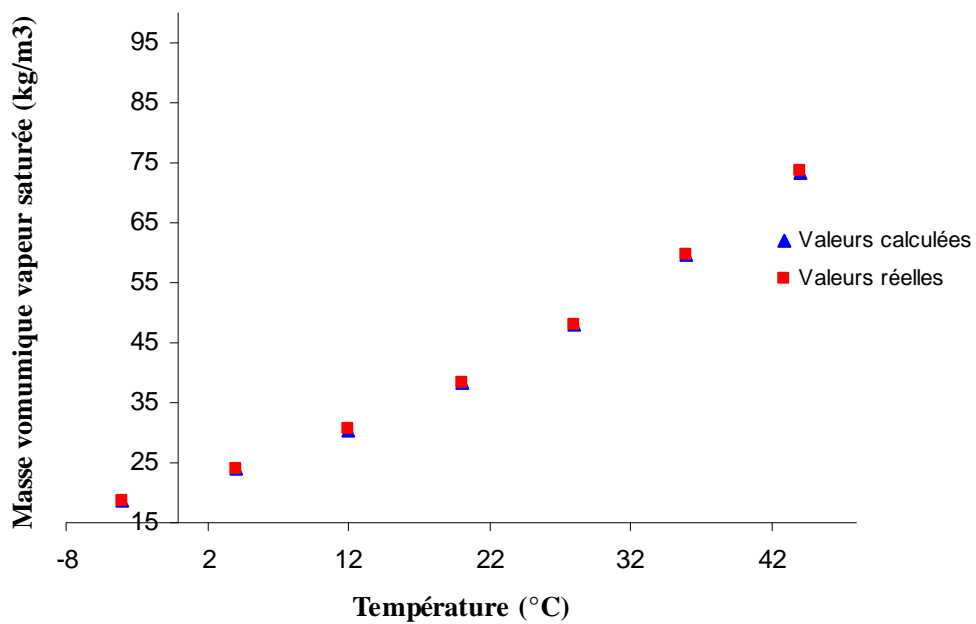


Fig. IV.6 : Variation de la masse volumique de la vapeur saturée (réelle et calculée) suivant la température de saturation

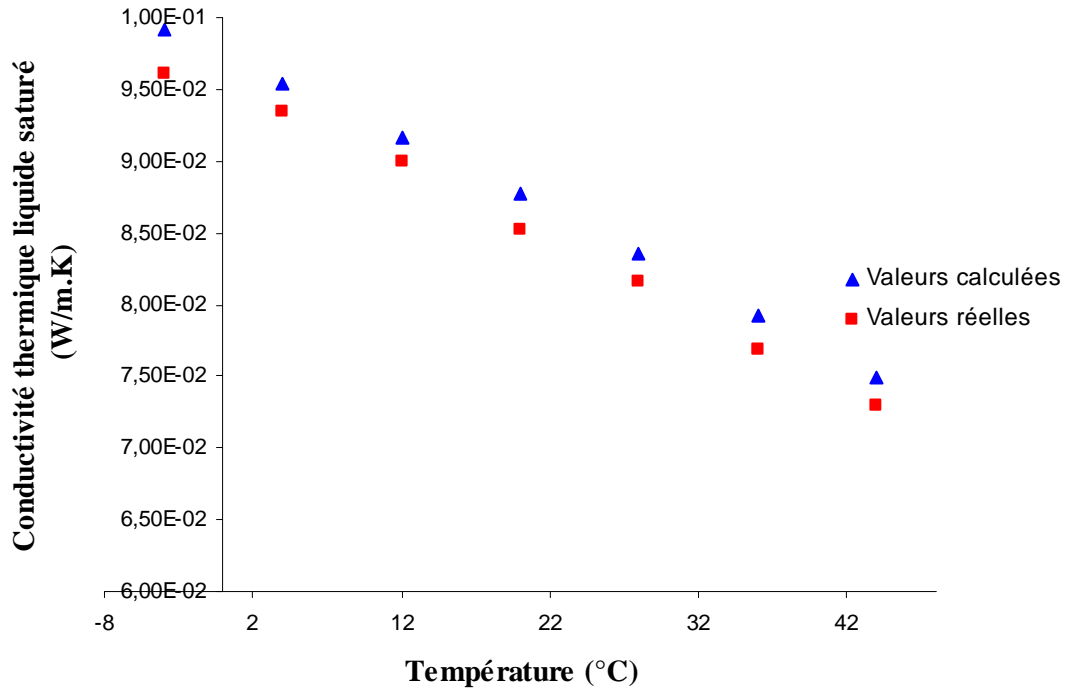


Fig. IV.7 : Variation de la conductivité thermique de liquide saturé (réelle et calculée) suivant la température de saturation.

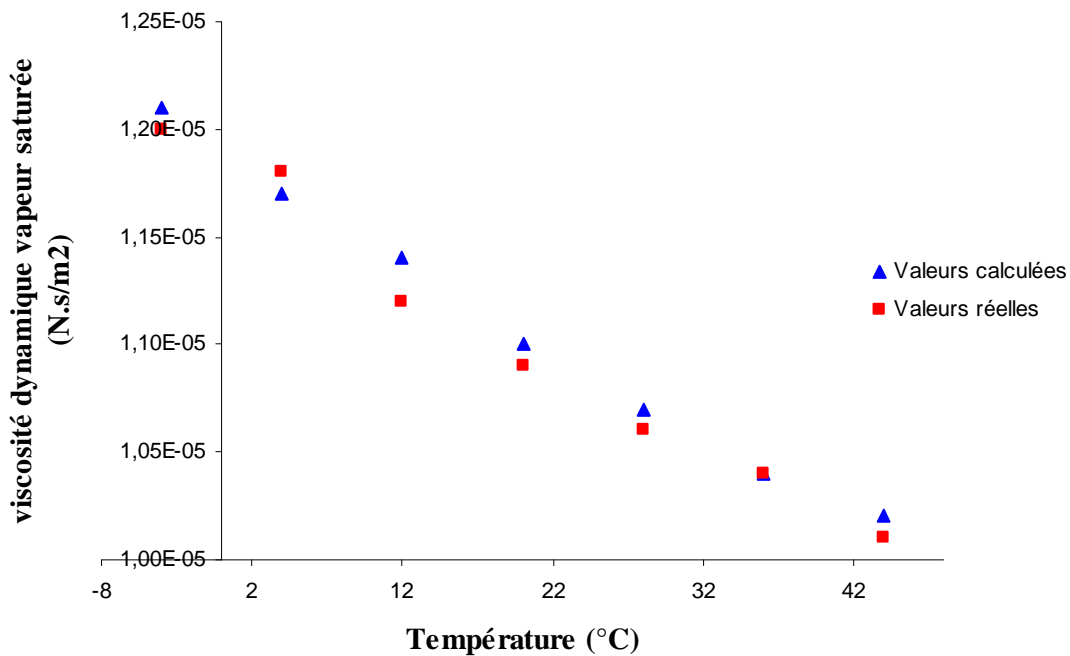


Fig. IV.8 : Variation de la viscosité dynamique de la vapeur saturée (réelle et calculée) suivant la température de saturation.

Les figures *IV.5*, *IV.6*, *IV.7* et *IV.8* représentent respectivement la différence entre l'enthalpie de liquide saturé réelle et calculée, la masse volumique de la vapeur saturée réelle et calculée, la conductivité thermique de liquide saturé réelle et calculée et entre la viscosité dynamique de la vapeur saturée réelle et calculée. On voit que pour la conductivité et la viscosité dynamique l'erreur relative est importante par rapport aux autres propriétés, cela est due au :

1. manque des publications et des modèles qui traitent les propriétés thermophysiques des fluides frigorigènes.
2. difficulté de mesurer les propriétés thermophysiques des fluides frigorigènes quelque soit la précision des machines utilisées.

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.9*).

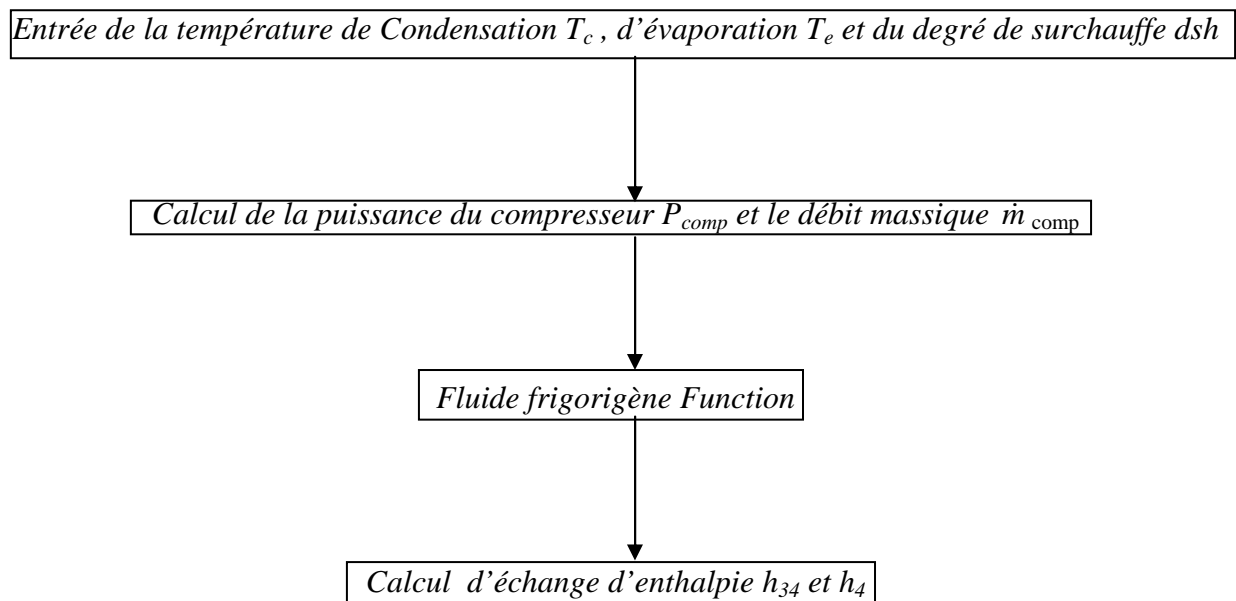


Fig. IV.9: Organigramme du compresseur

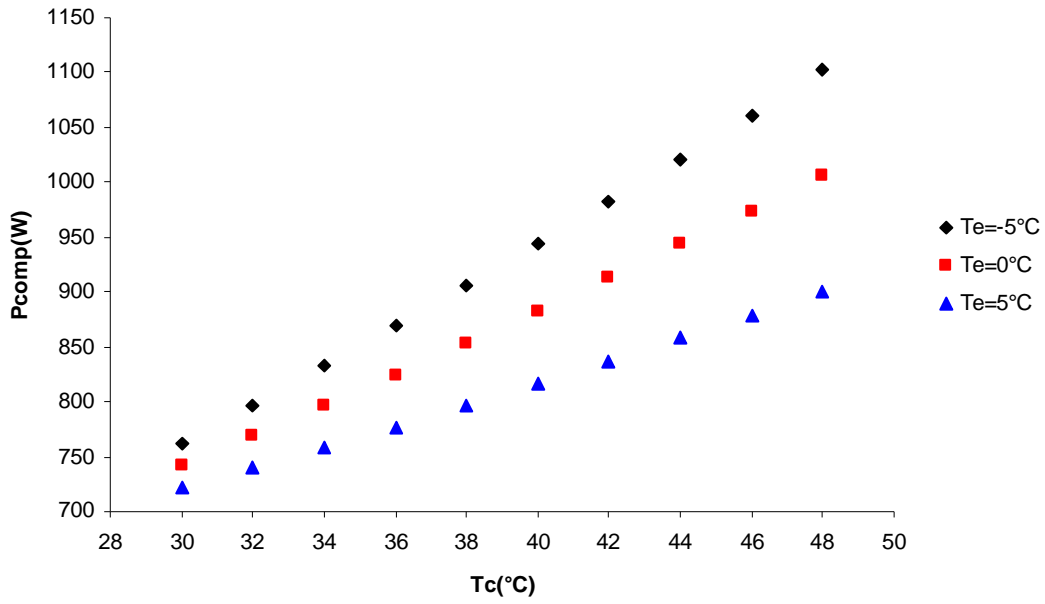


Fig. IV.10 : Influence de la température de condensation sur la puissance consommée par le compresseur

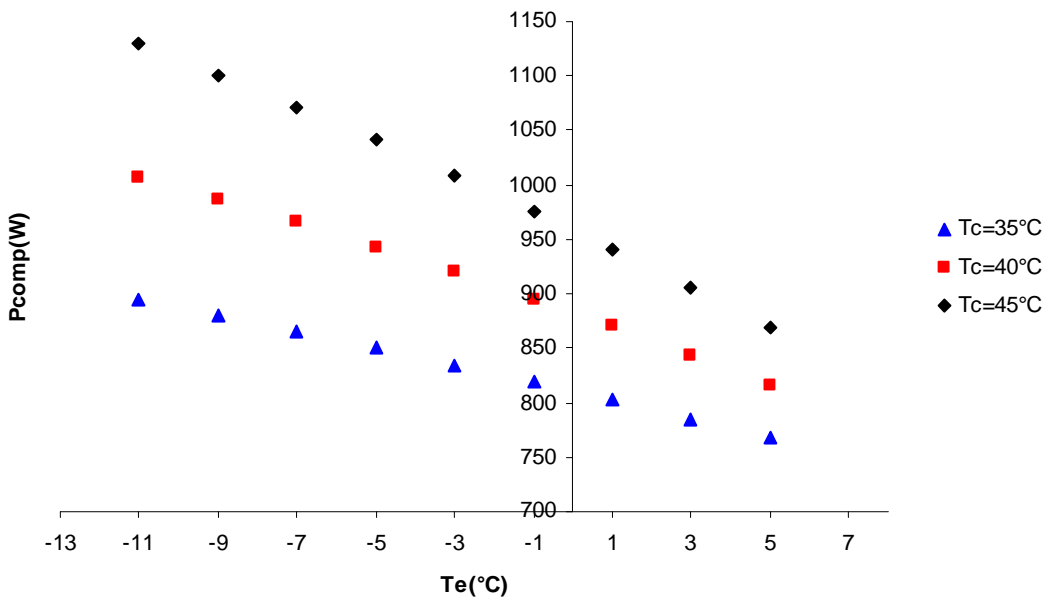


Fig. IV.11 : Influence de la température d'évaporation sur la puissance consommée par le compresseur

Les deux figures (*IV.10* et *IV.11*) représentent respectivement la variation de la puissance du compresseur suivant la température d'évaporation et la température de condensation.

Dans la *Fig. IV.10*, 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.11* 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 température d'évaporation diminue au fur et à mesure de l'augmentation de la température d'évaporation, 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.

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

fonction du fluide frigorigènes pour calculer les différents nombre adimensionnels nécessaires au calcul du débit massique (voir **Fig. IV.12**).

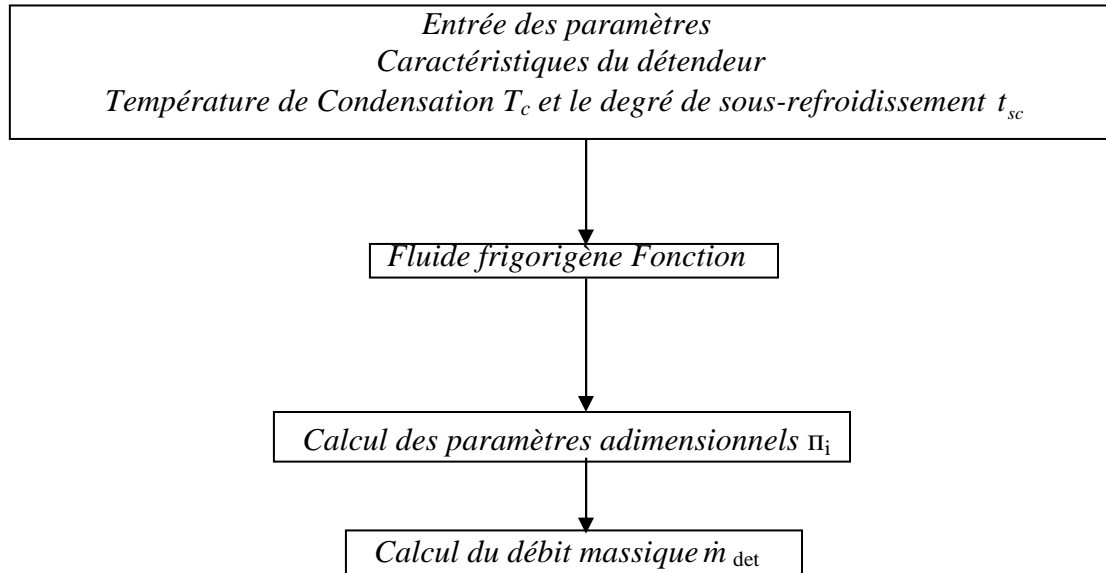


Fig. IV.12: Organigramme du détendeur

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.

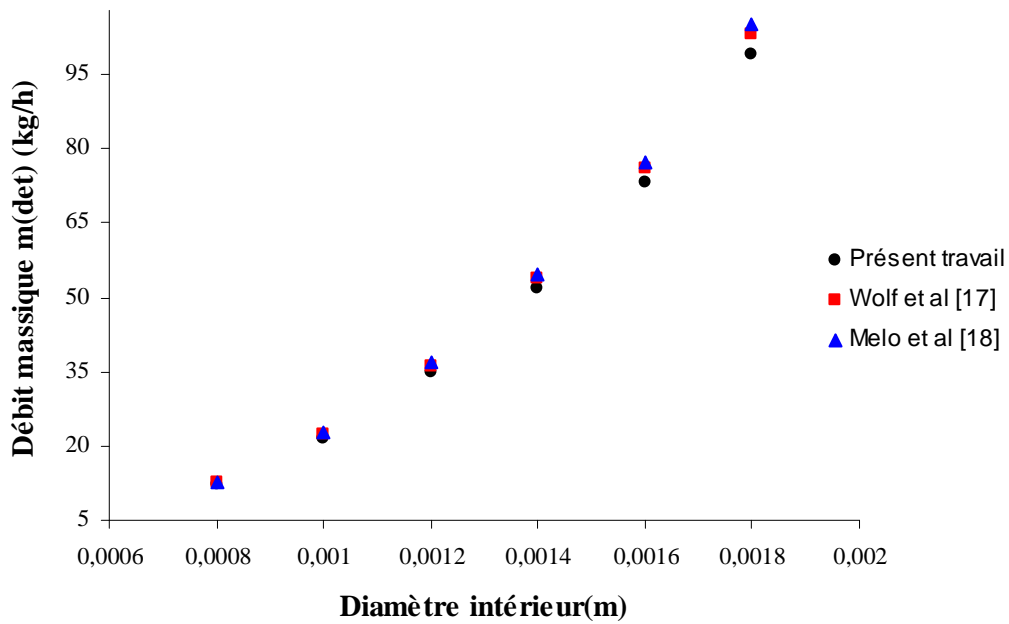


Fig. IV.13 : Influence du diamètre intérieur sur le débit massique de détendeur

La **Fig. IV.13** représente la variation du débit massique du détendeur pour différents diamètres intérieurs du tube capillaire. On remarque une forte augmentation du débit massique avec l'augmentation du diamètre intérieur.

Les résultats obtenus sont comparés à d'autres résultats obtenus dans d'autres travaux, (Wolf et al [17] et Melo et al [18]), la différence maximale entre les résultats de ce travail et les résultat de ces deux chercheurs ne dépasse pas les 5%, on peut causer cette exactitude à la présence de paramètre adimensionnel $\pi_4 = \frac{D}{L}$ qui exprime la géométrie de tube capillaire sous la même forme dans toutes les corrélations existantes.

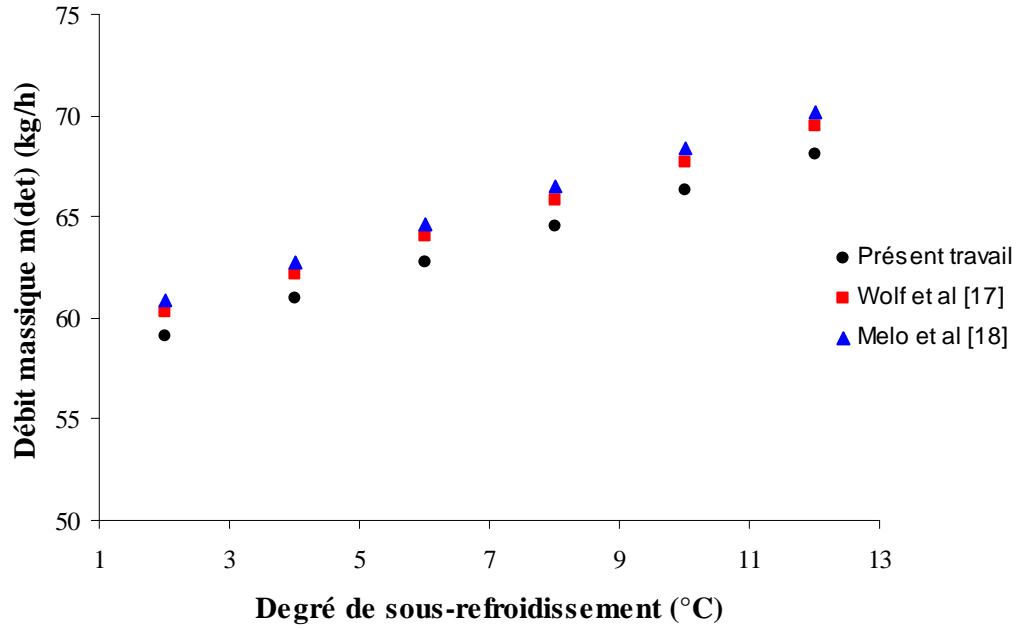


Fig. IV.14 : Influence de degré de sous-refroidissement sur le débit massique de détendeur

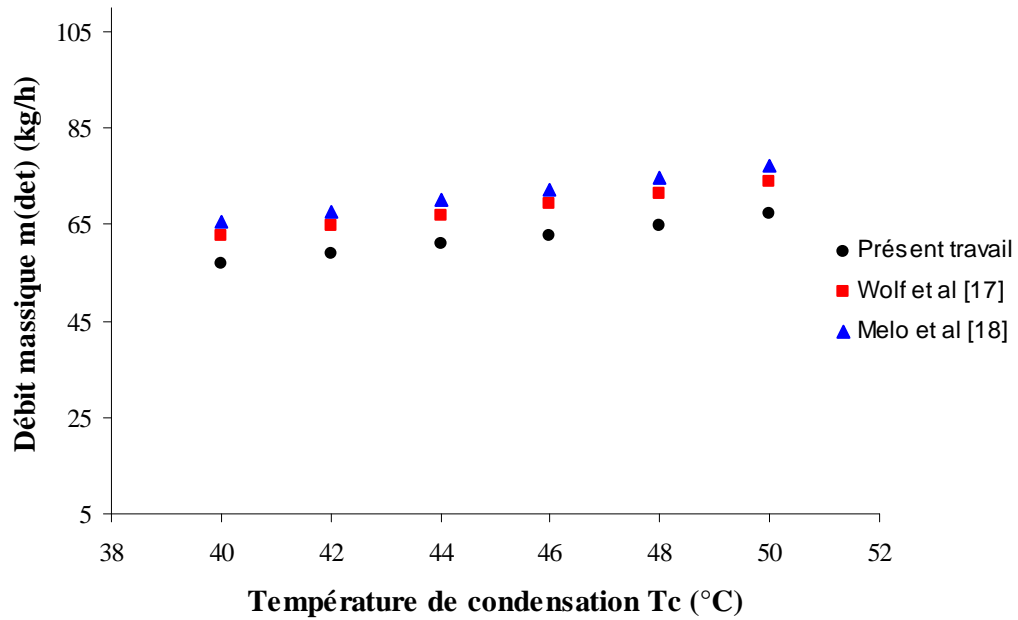


Fig. IV.15 : Influence de la température de condensation sur le débit massique du détendeur

La **Fig. IV.14** représente la variation du débit massique de détendeur pour différents degrés de sous-refroidissement. On remarque une augmentation notable du débit massique avec l'augmentation du degré de sous-refroidissement.

La **Fig. IV.15** 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.

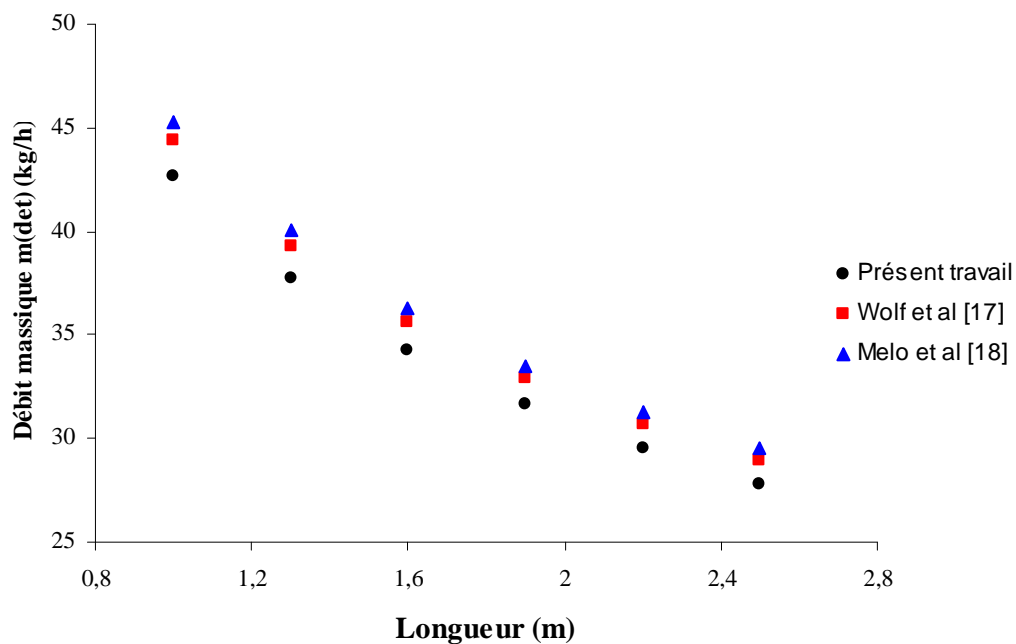


Fig. IV.16 : Influence de la longueur du tube capillaire sur le débit massique de détendeur

La **Fig. IV.16** représente la variation du débit massique de détendeur pour différentes longueurs de tubes capillaires. On remarque une forte diminution du débit massique avec l'augmentation de la longueur du tube capillaire.

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.

- Épaisseur 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 : 1m³/h.
- Débit d'eau dans le condenseur : 1m³/h.
- R_{encrassement} (coté eau)=0.0005 m²°C/W.

Pour commencer la simulation de l'évaporateur, le programme lit un ensemble des données de fabricant et de fonctionnement (voir *Fig. IV.17*), 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.

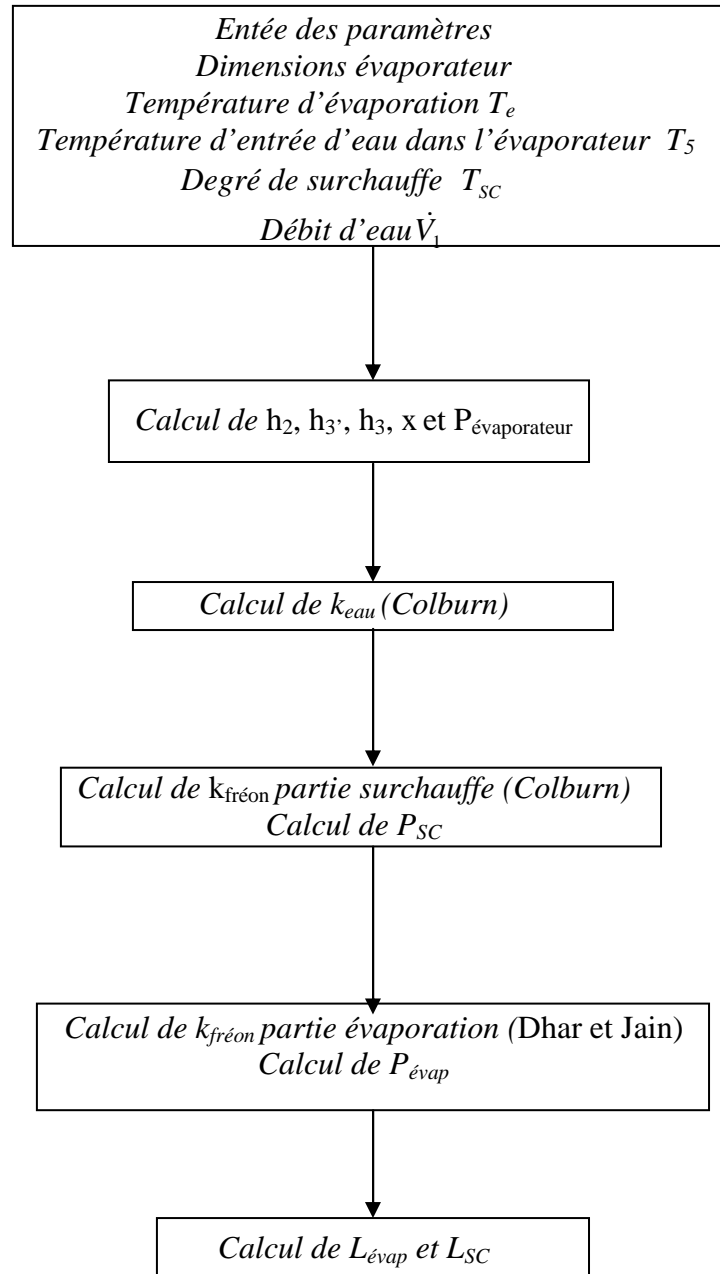


Fig. IV.17: Organigramme de l'évaporateur

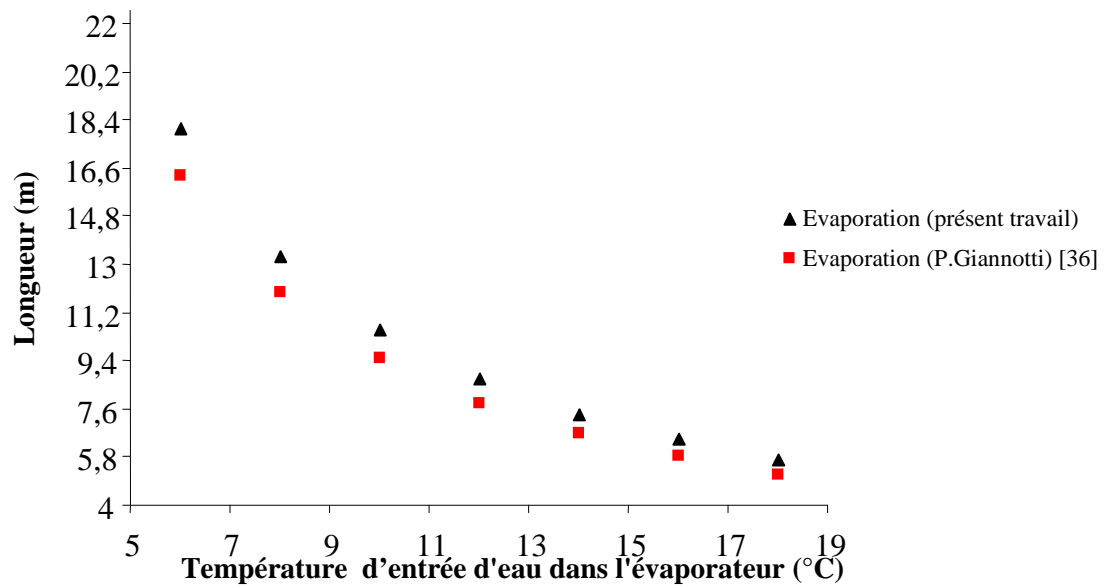


Fig. IV.18 : Influence de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur sur la surface d'échange d'évaporation (sans effet d'encrassement)

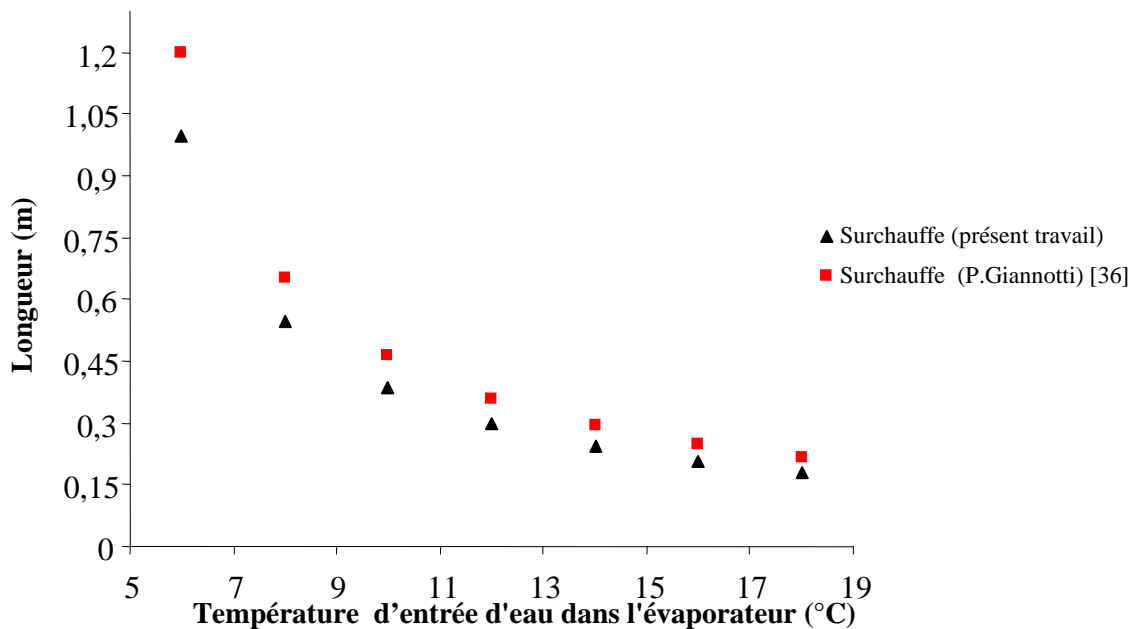


Fig. IV.19 : Influence de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur sur la surface d'échange de surchauffe (sans effet d'encrassement)

Les figures IV.18 et IV.19 représentent une comparaison entre les résultats obtenus dans ce travail et les résultats obtenus par P. Giannotti [36] pour les variations des surfaces

d'évaporation et de surchauffe (respectivement) suivant la variation de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur sans prendre en considération l'effet de l'encrassement. On remarque dans les deux cas une forte diminution de la surface d'échange avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur.

On remarque que la pente de diminution de la surface d'échange diminue au fur et à mesure de l'augmentation de la température d'eau, la cause de ce phénomène et la nature de la fonction ΔT_{Log} qui tend vers zéro pour des valeurs très proches de l'unité.

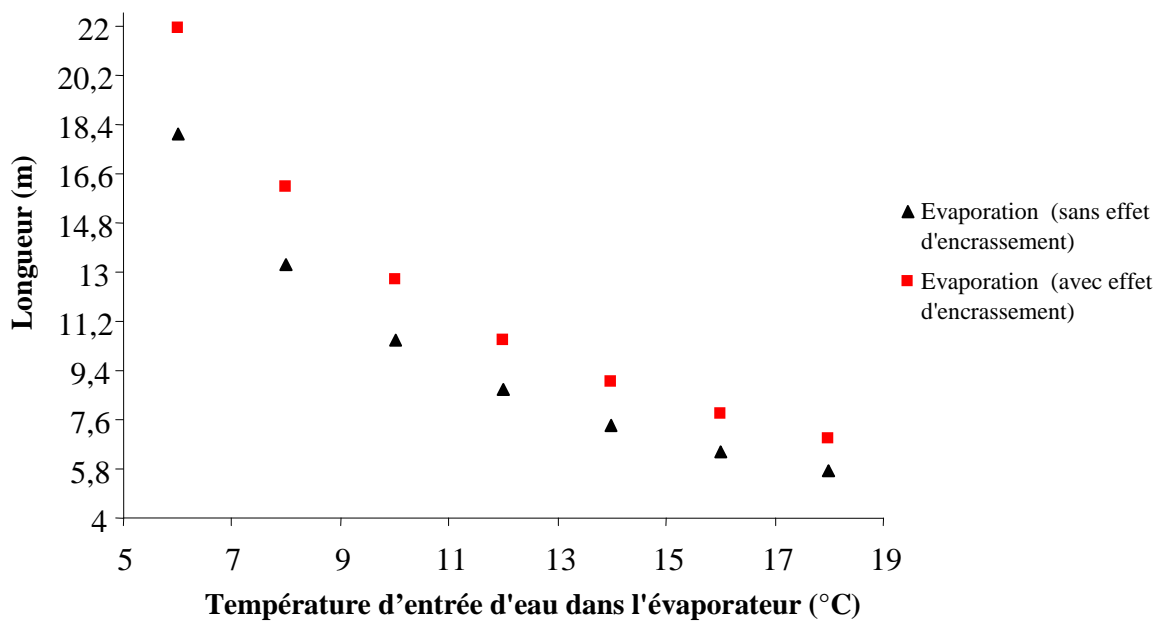


Fig. IV.20 : Influence de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur sur la surface d'échange d'évaporation

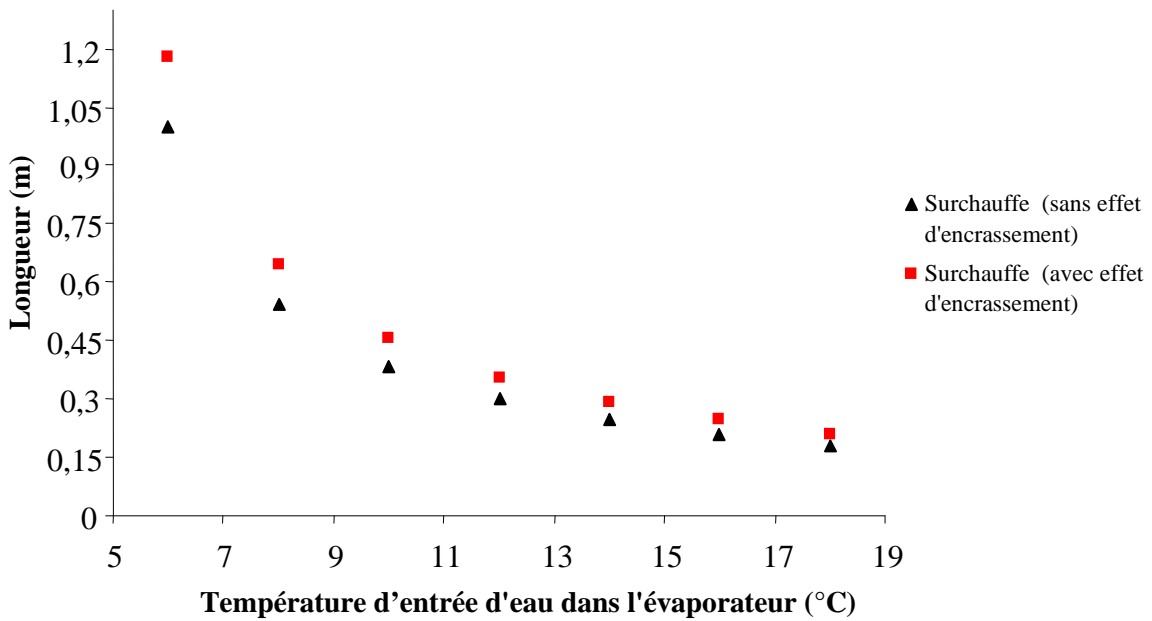


Fig. IV.21 : Influence de la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur sur la surface d'échange de surchauffe

Les figures *IV.20* et *IV.21* 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.

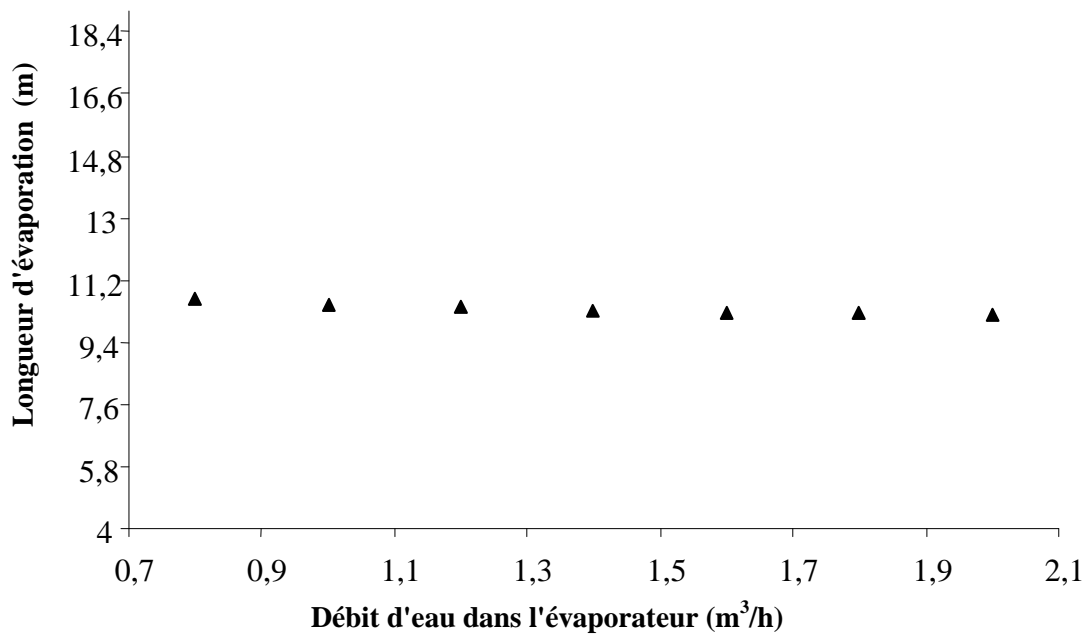


Fig. IV.22 : Influence du débit d'eau dans l'évaporateur sur la surface d'échange d'évaporation (sans effet d'encrassement)

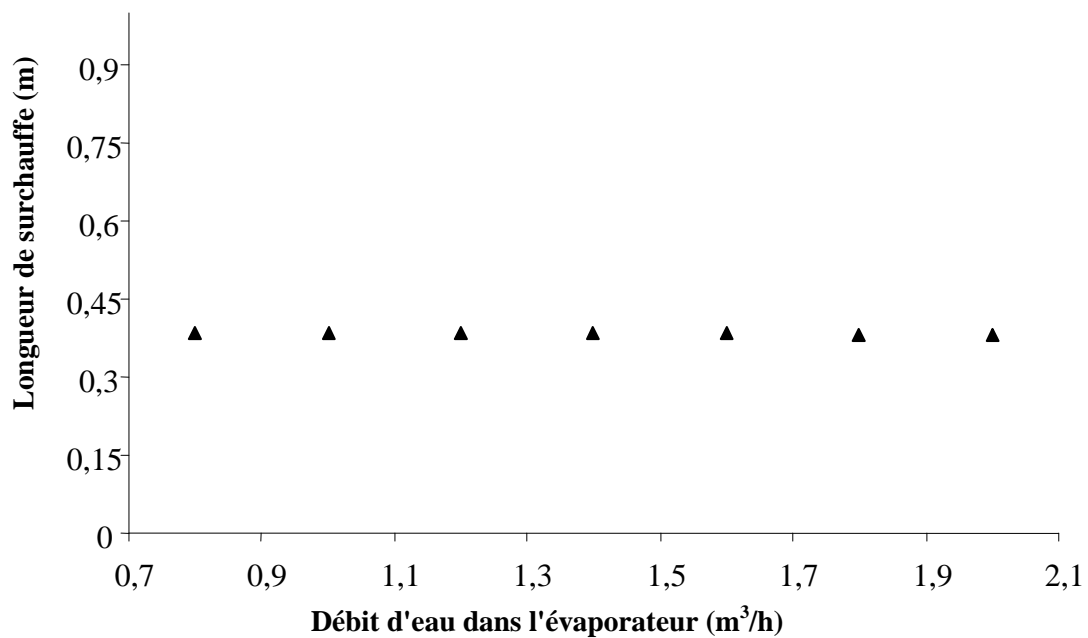


Fig. IV.23 : Influence du débit d'eau dans l'évaporateur sur la surface d'échange de surchauffe (sans effet d'encrassement)

Les figures **IV.22** et **IV.23** représentent la variation des surfaces d'évaporation et de surchauffe (respectivement) suivant la variation du débit d'eau entrant dans l'évaporateur. On remarque pour les deux cas une faible diminution de la surface d'échange (par rapport aux **Fig. IV.18** et **Fig. IV.19**) avec l'augmentation du débit d'eau. Ainsi, on confirme que seule la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur qui joue un rôle majeur et très important dans l'optimisation des longueurs des évaporateurs.

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.24**).

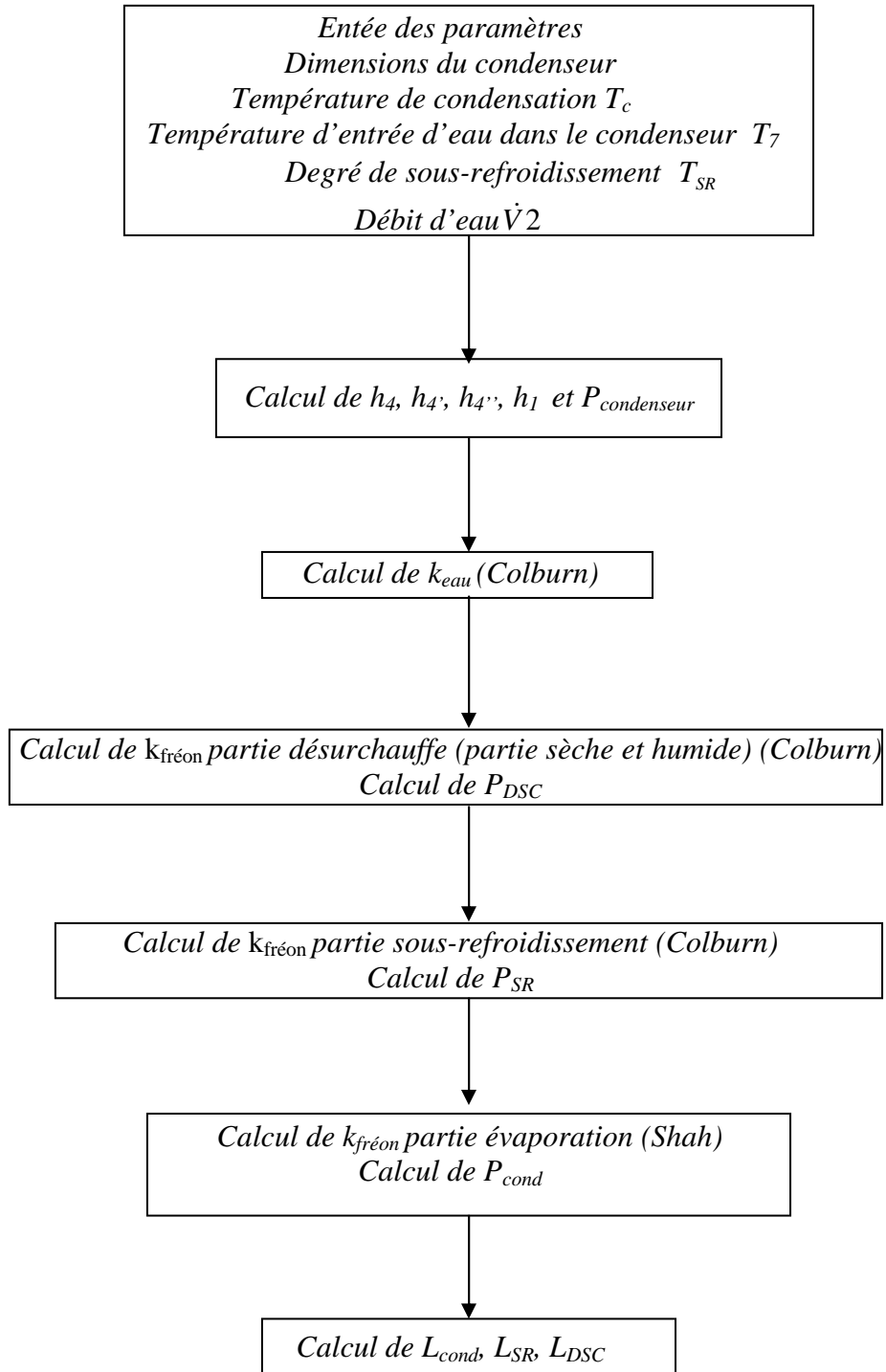


Fig. IV.24 : Organigramme du condenseur

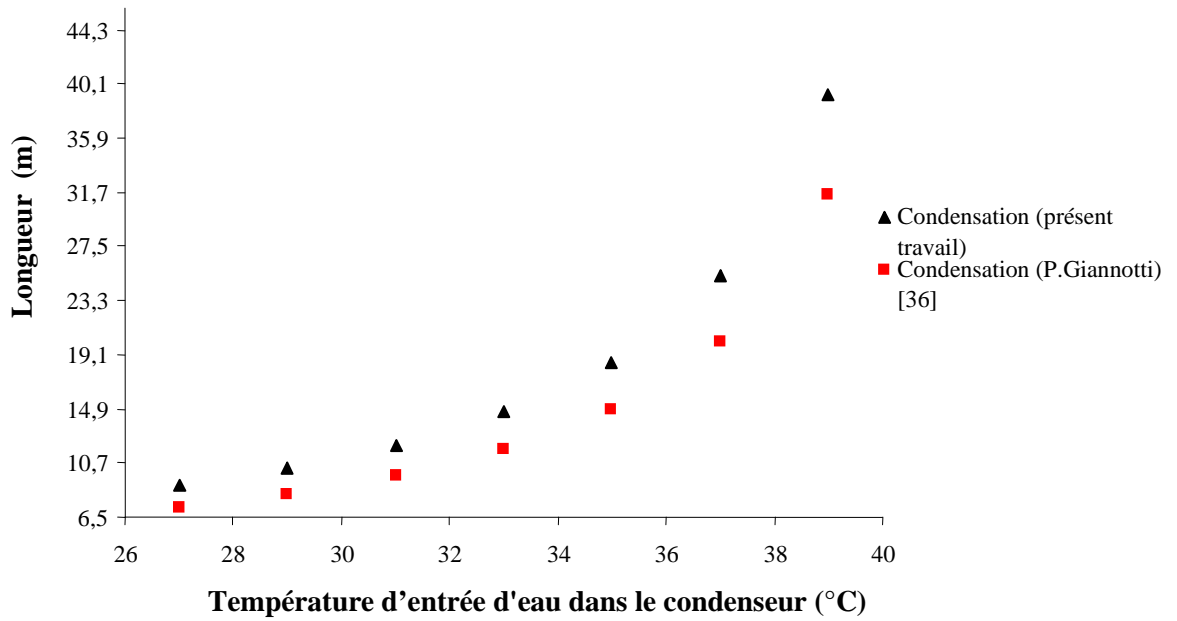


Fig. IV.25 Influence de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur la surface d'échange de condensation (sans effet d'encrassement)

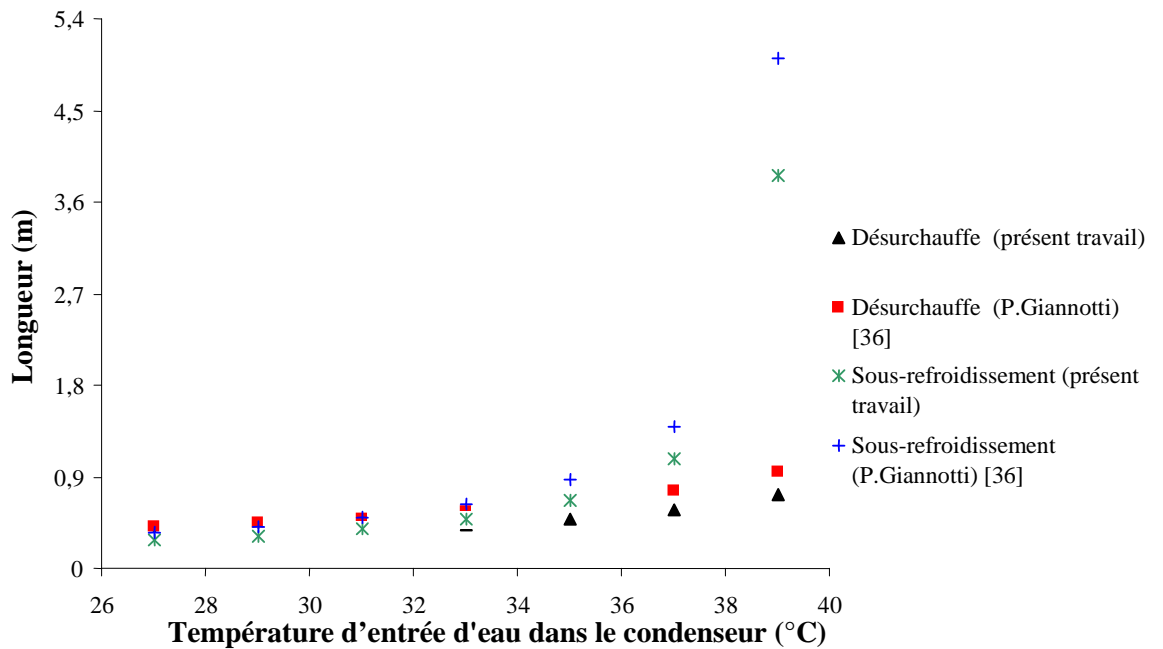


Fig. IV.26 : Influence de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur les surfaces d'échange de désurchauffe et de sous-refroidissement (sans effet d'encrassement)

Les figures *IV.25* et *IV.26* 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)

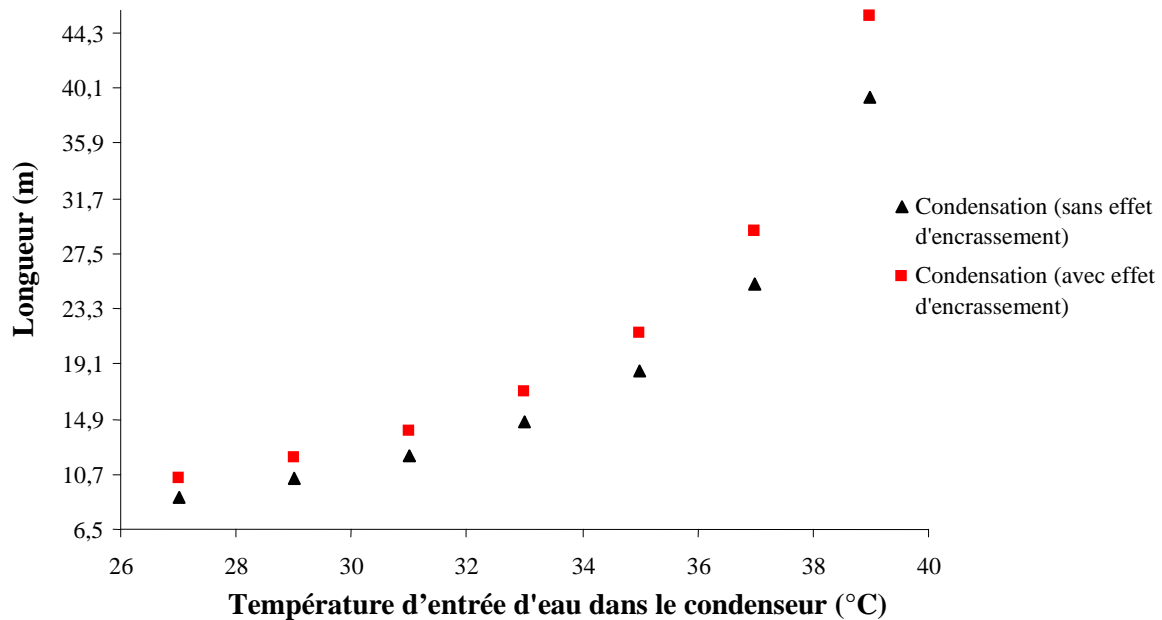


Fig. IV.27 : Influence de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur la surface d'échange de condensation

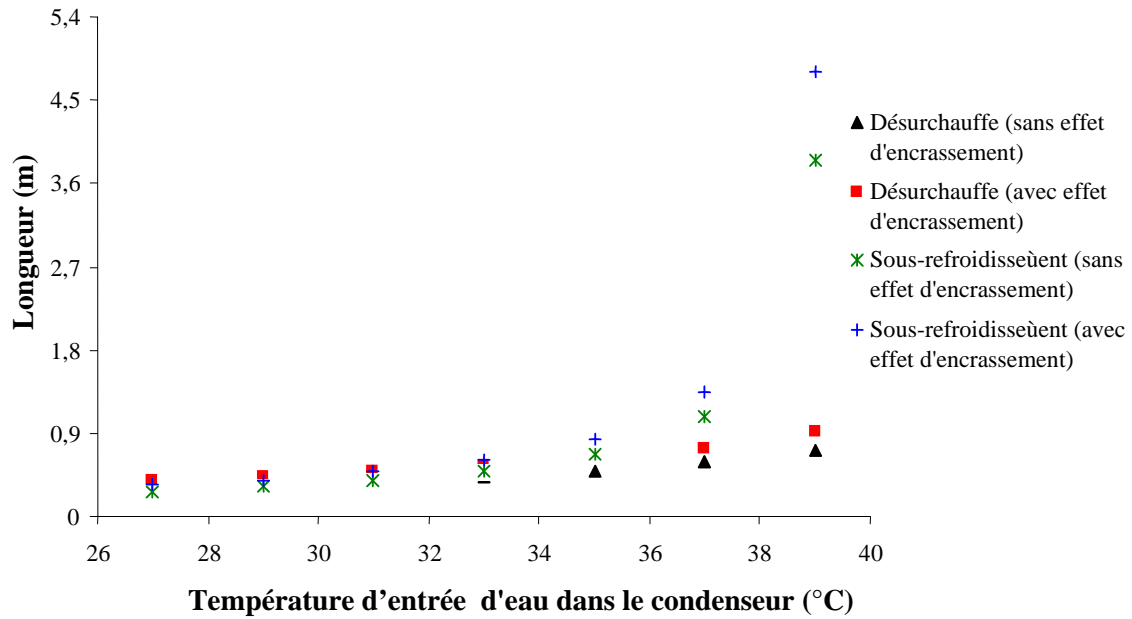


Fig. IV.28 : Influence de la température d'entrée d'eau dans le condenseur sur les surfaces d'échange de désurchauffe et de sous-refroidissement

Les figures *IV.27* et *IV.28* représentent une comparaison entre les surfaces de condensation, de désurchauffe et de sous-refroidissement respectivement avec et sans encrassement à l'extérieur des tubes intérieurs et suivant la variation de la température d'entrée d'eau dans le condenseur.

On remarque que l'effet d'encrassement augmente la surface d'échange de 15.68% à 15.87% pour la condensation, de 26.9% à 27.1% pour la désurchauffe et de 24.8% à 24.9% pour le sous-refroidissement, ce phénomène est négligeable dans ce cas.

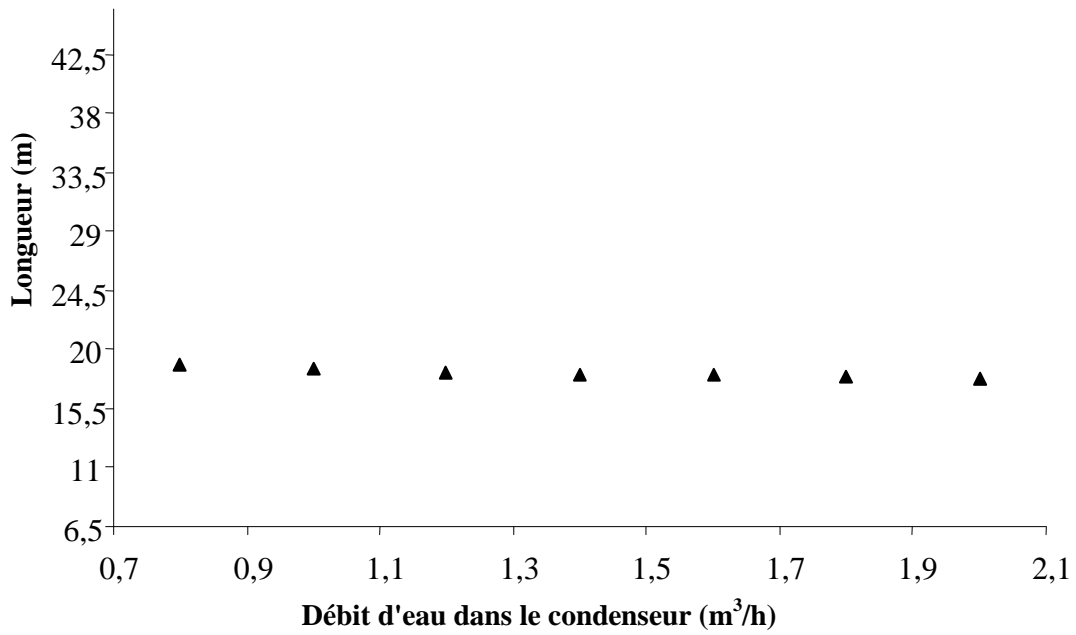


Fig. IV.29 : Influence du débit d'eau dans le condenseur sur la surface d'échange de condensation (sans effet d'encrassement)

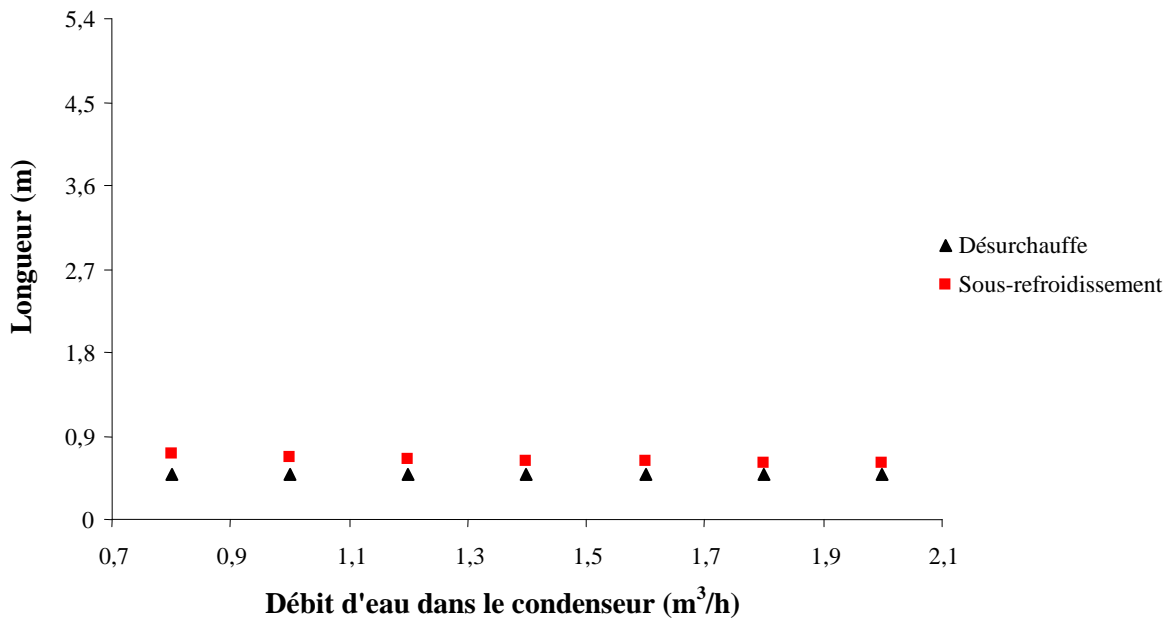


Fig. IV.30 : Influence du débit d'eau dans l'évaporateur sur les surfaces d'échange de désurchauffe et de sous-refroidissement (sans effet d'encrassement)

Les figures **IV.29** et **IV.30** représentent la variation des surfaces de condensation, de désurchauffe et de sous-refroidissement respectivement suivant la variation du débit d'eau pénétrant dans l'évaporateur. On remarque pour les deux cas une faible diminution de la surface d'échange (par rapport aux **Fig. IV.25** et **Fig. IV.26**) avec l'augmentation du débit d'eau. Ainsi, on confirme que seule la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur qui joue un rôle très important dans l'optimisation des longueurs des évaporateurs.

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.31**), p_4 sera changée selon l'arrangement montré (voir **Fig. IV.31**), 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 même que celles utilisées dans la partie détenteur et la partie échangeurs de chaleur (condenseur et évaporateur)

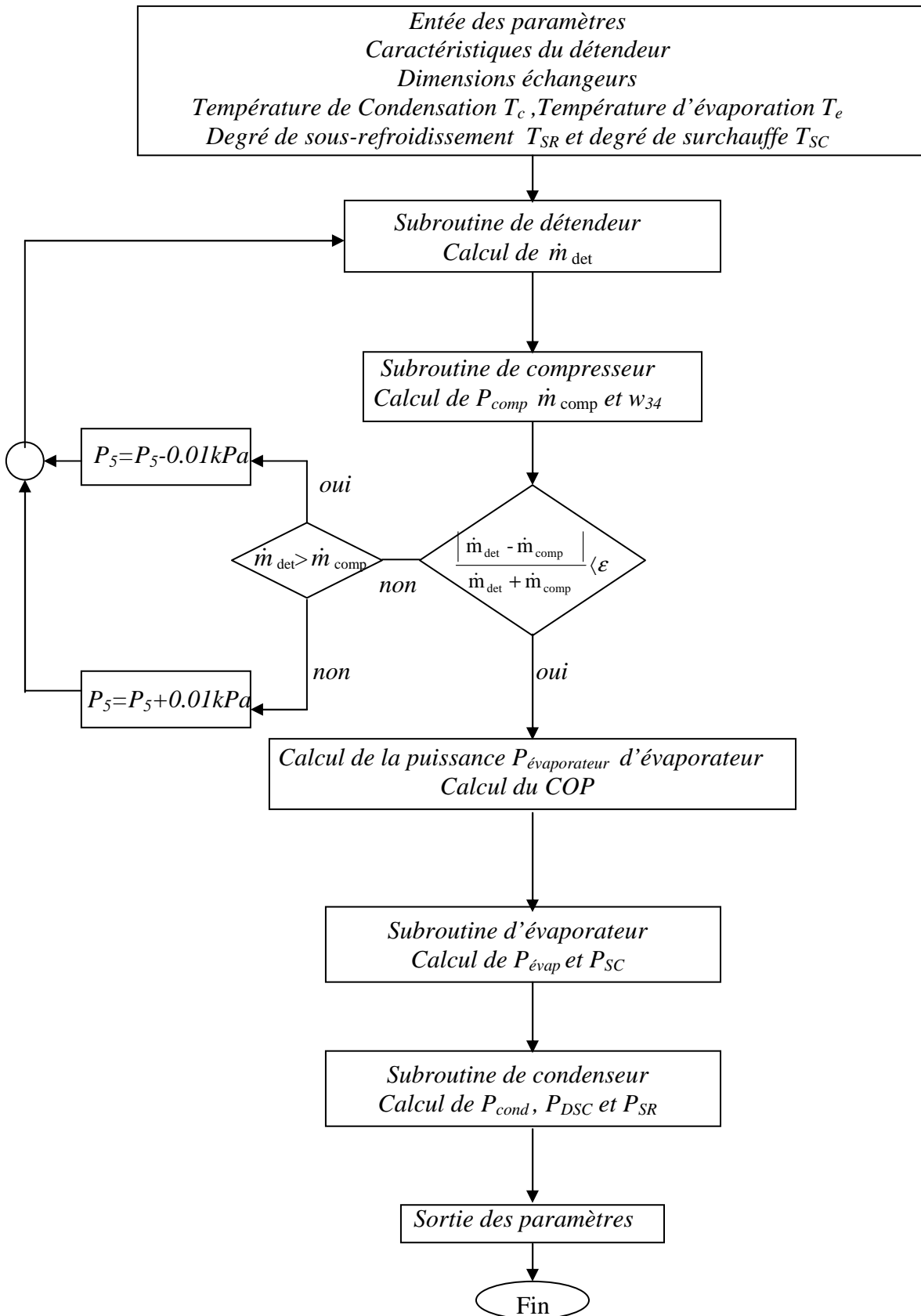


Fig. IV.31: Organigramme de la machine frigorifique

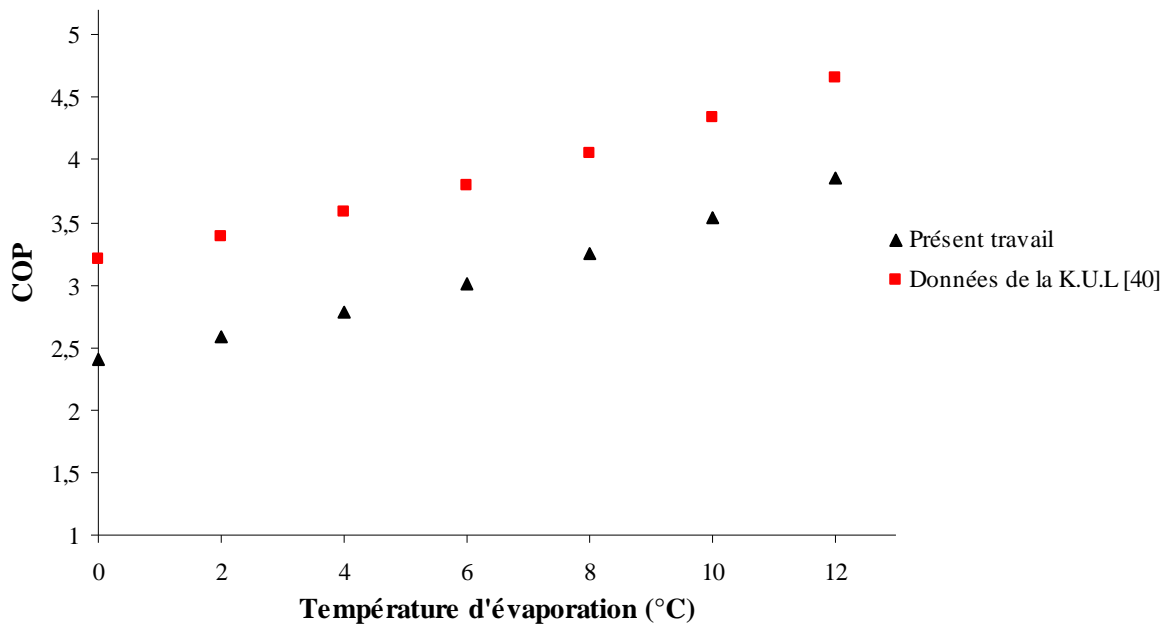


Fig. IV.32 : Influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique

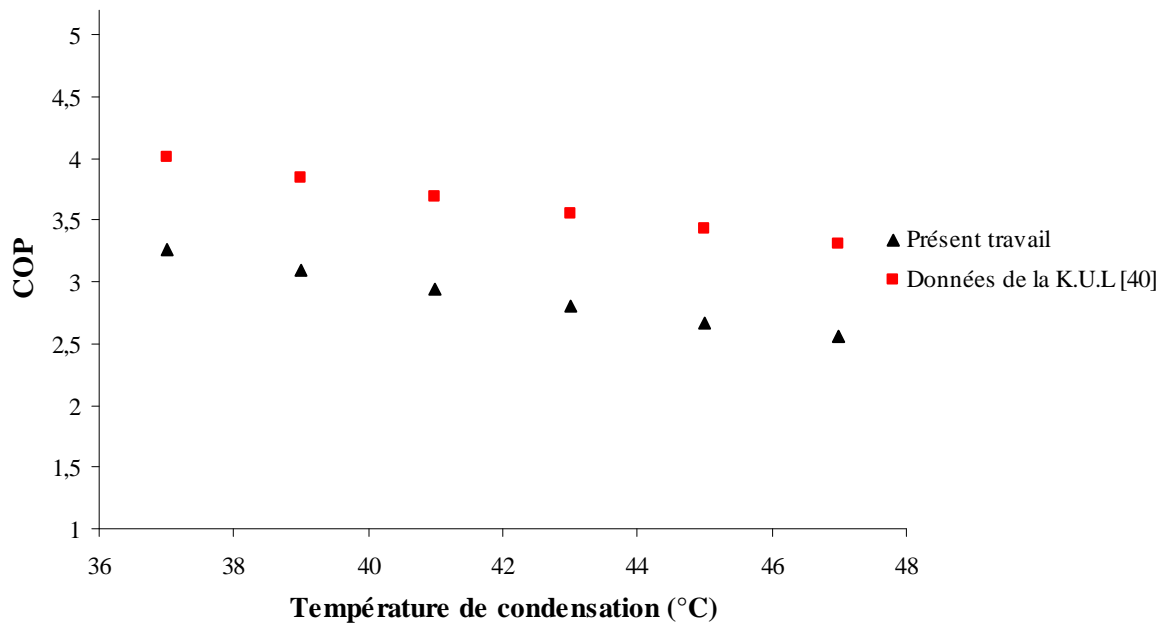


Fig. IV.33 : Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique

Les figures **IV.32** et **IV.33** 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 utilisées 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.32** et de 0.75 pour la figure **IV.33** (*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.32**) et une forte diminution du COP avec l'augmentation de la température de condensation (**Fig. IV.33**). 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.

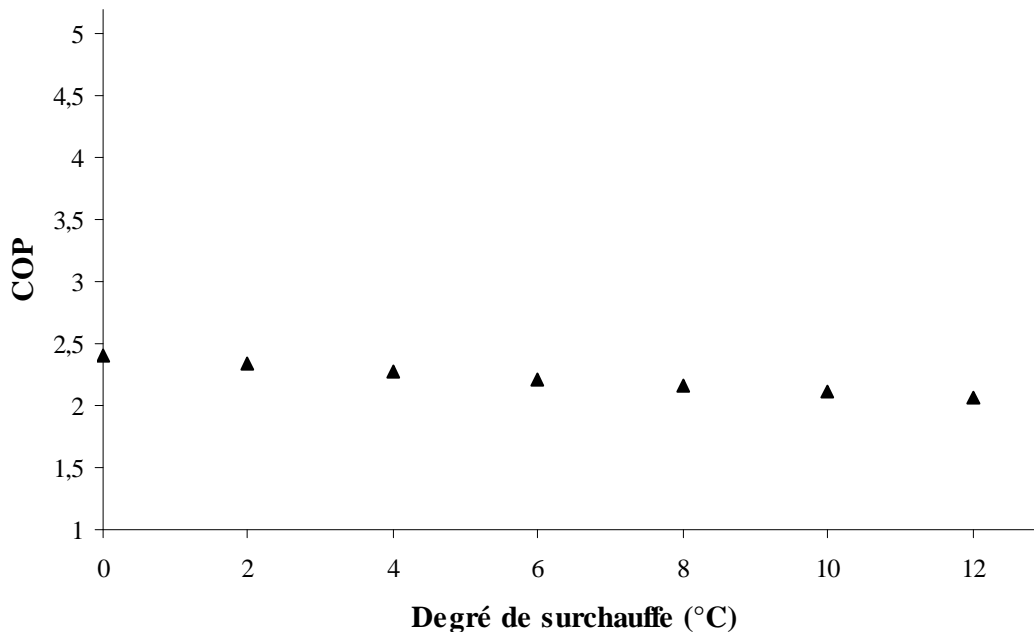


Fig. IV.34 : Influence du degré de surchauffe sur le coefficient de performance de la machine frigorifique

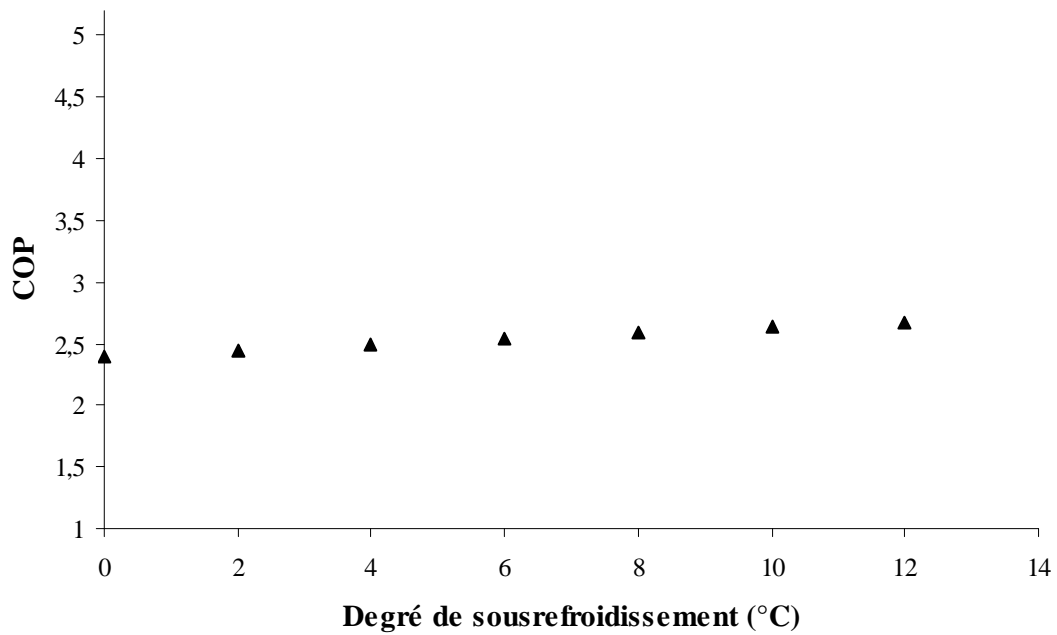


Fig. IV.35 : Influence du degré de sous-refroidissement sur le coefficient de performance de la machine frigorifique

Les figures *IV.34* et *IV.35* 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.

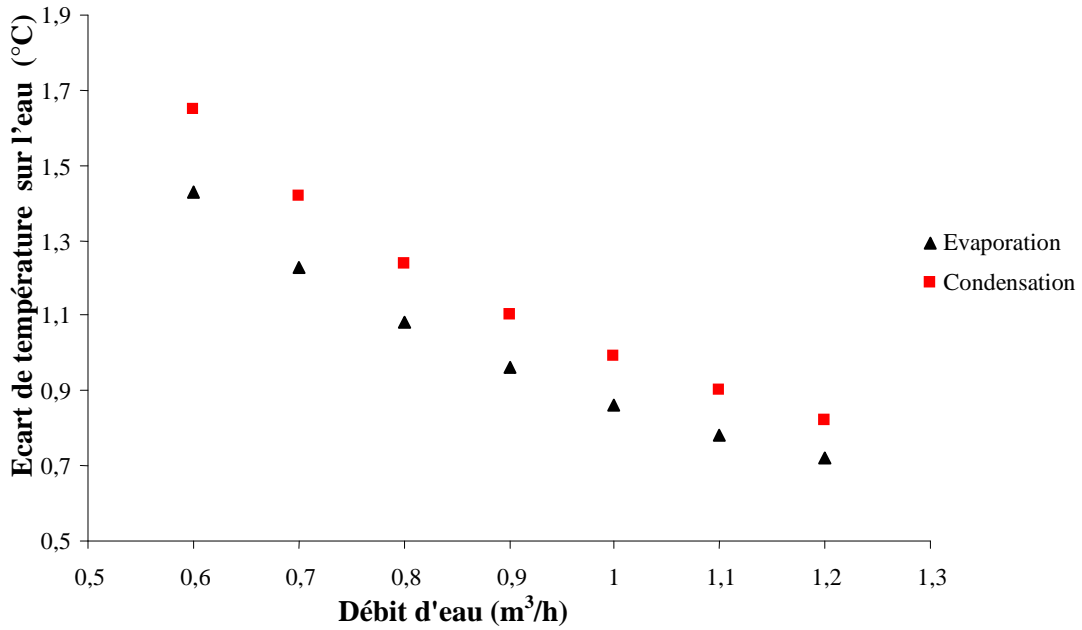


Fig. IV.36 : Influence du débit d'eau dans les échangeurs sur la température de sortie d'eau

La figure **IV.36** représente l'influence du débit d'eau dans l'échangeur sur la température de sortie d'eau. On voit que la différence entre les températures d'entrée et de sortie d'eau des échangeurs diminue avec l'augmentation du débit volumique.

On termine avec les deux dernières figures **Fig. IV.37** et **Fig. IV.38** qui représentent l'évolution des températures d'eau et de fluide frigorigène le long de l'évaporateur et de condenseur (respectivement) pour une température de condensation 50°C, une température d'évaporation de 5°C, un sousrefroidissement de 5°C, une surchauffe de 5°C et un diamètre de tube capillaire de 0.002 m.

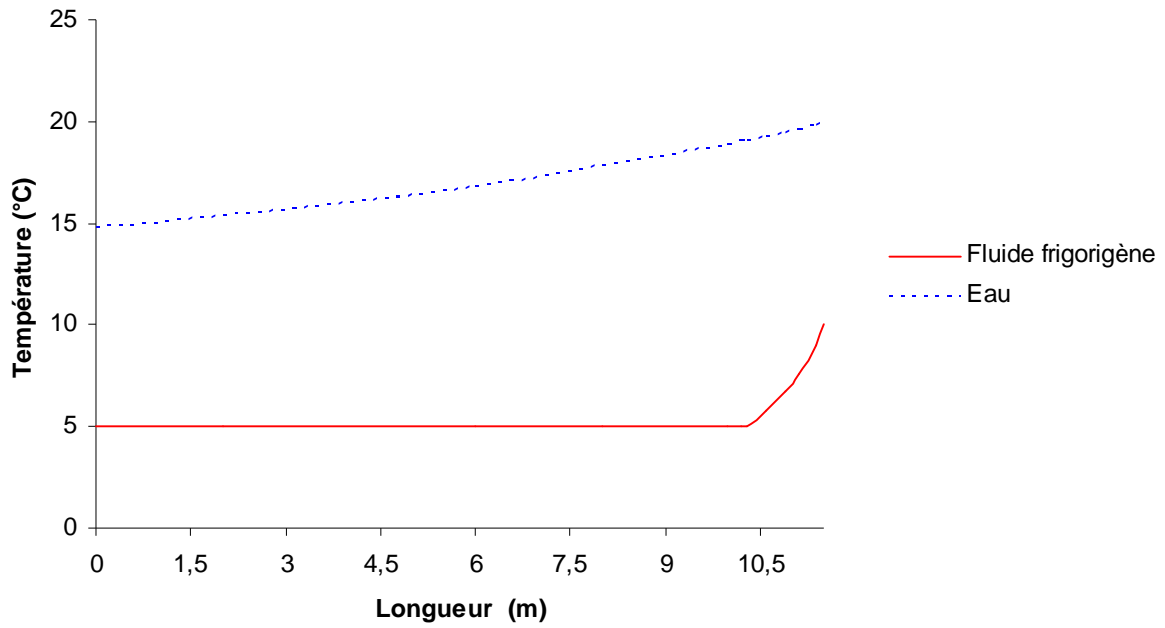


Fig. IV.37 : variation de la température suivant la longueur d'évaporateur

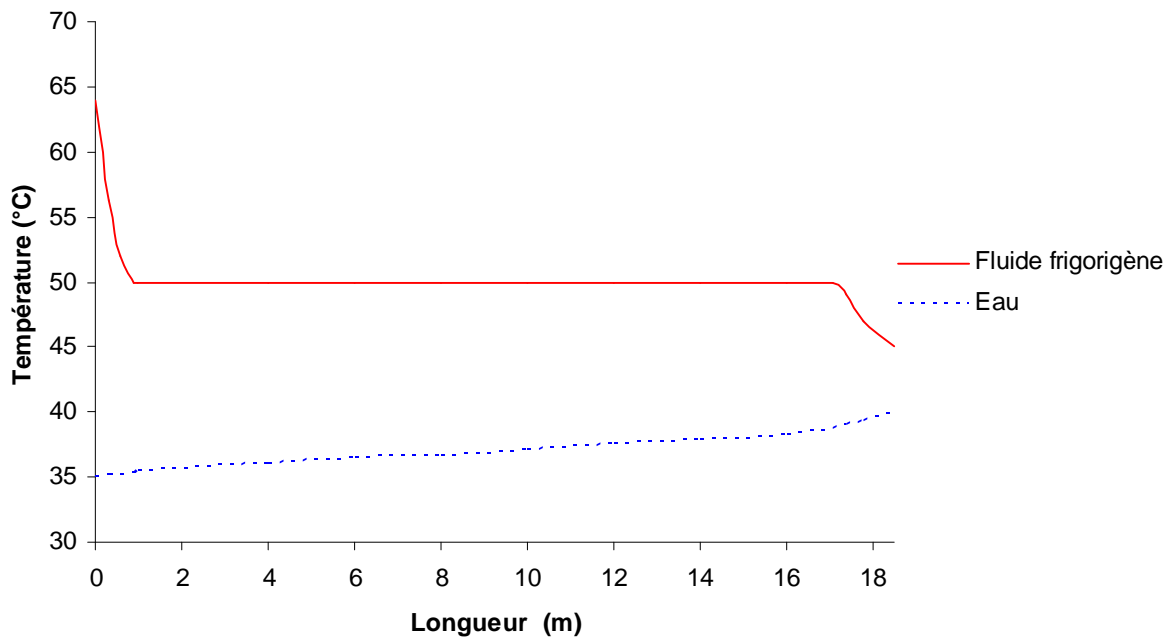


Fig. IV.38 : variation de la température suivant la longueur du condenseur

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 plusieurs méthodes, étant entendu que le compresseur est conservé :

1. Réduire la surchauffe en sortie d'évaporateur.
2. Augmenter la température d'entrée d'eau dans l'évaporateur.
3. Diminuer la température d'entrée d'eau au condenseur.
4. Réduire le plus possible la température de condensation.
5. Prévoir une majoration de 22% pour la surface totale de l'évaporateur et de 28% pour la surface totale du condenseur pour prendre en compte l'effet d'encrassement.
6. Augmenter le débit d'eau aux condenseur et évaporateur.

Concernant le fluide frigorigène on a conclu que le paramètre majeur le plus important pour contrôler le débit massique du fluide frigorigène est le diamètre intérieur du tube capillaire, où on a remarqué qu'une augmentation de 1 mm de ce dernier donne une augmentation de 47% du débit massique.

Ce mémoire ouvre diverses perspectives pour poursuivre avec plusieurs autres travaux. Parmi les points nécessitant des travaux complémentaires, on peut envisager :

- 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.
- Utiliser la méthode NUT- ϵ pour modéliser les échangeurs de chaleur.
- Utiliser un détendeur thermostatique au lieu d'un tube capillaire.
- Prendre en compte les différents régimes de l'ébullition pendant l'évaporation.
- Calculer la longueur du tube capillaire à partir de la puissance frigorifique.
- Utiliser un échangeur de chaleur intermédiaire entre le condenseur et l'évaporateur.
- Utiliser d'autre fluide frigorigène (purs ou mélanges)
- Etc.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] : Maxime DUMINIL. Théorie des machines frigorifiques. *Techniques de l'ingénieur, Dossier B9730, (1996).*
- [2] : SEMPORE Jean Francis Maxime. Les fluides frigorigènes. *EIER ETSHER, avril (2006).*
- [3] : Chan, C.Y et Haselden. G.G. Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 1: 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- ϵ 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. Gonz_alvez , J. Urchuegua et A. Calas. Modelling of refrigeration compressors. *Proceedings of the 15th 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- ϵ 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 Kızılkın 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.

Summary:

This work presents a steady state simulation model to predict the performance of a compression refrigeration machine. The mathematical model consists of submodels of system components such as evaporator, condenser, compressor, capillary tube. These submodels were built based on fundamental principles of heat transfer, thermodynamics, fluid mechanics, empirical relationships and manufacturer's data as necessary. The model was coded into a simulation program and used to predict system parameters of interest such as condenser exit water temperature, evaporator exit water temperature, mass flow rate of refrigerant, heat rejection in the condenser and cooling capacity of the system. The results were very acceptable and even motivating.

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.