

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1**  
**FACULTE DE TECHNOLOGIE**  
**DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention du Diplôme de Master en Génie Mécanique  
(Spécialité : Installations Energétiques et Turbomachines)

Modélisation et simulation des installations de production du froid  
multi-étages

Proposé et encadré par :  
K.NEHAL

Réalisé par :  
BOUACHA NEDJMEDDINE  
SILALI BILLEL

Année universitaire 2018/2019

# *Dédicace*

*A mon père , ma mère , mais frères, mais amis  
pour leur patience, leur encouragement et  
leur soutien affectif sans lequel ce travail  
n'aurait pu être mené à bien .*

## REMERCIEMENTS

*Je dois tout d'abord remercier ALLAH, pour m'avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.*

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à la famille du département de Génie Mécanique de l'Université de SAAD DAHLEB blida 1.*

*Parmi les enseignants du département de génie mécanique, je tiens à remercier plus particulièrement tous mes enseignants pour leurs aides et conseils.*

*Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur Nahel docteur à l'Université de BLIDA, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse.*

*Je souhaite ensuite remercier tous les étudiants de master et de licence que j'ai eu l'occasion de travailler avec eux dans le cadre des projets de fin d'études (PFE) ces dernières années.*

*Je remercie également ma famille pour leur soutien et pour les agréables moments passés en leur compagnie.*

*Enfin, je souhaite remercier du fond du cœur mes parents, mes collègues et mes frères pour m'avoir soutenu pendant toutes ces années et sans qui cet ouvrage n'aurait probablement jamais vu le jour.*

# Sommaire

*DEDICACES*

*REMERCIEMENTS*

*SOMMAIRE*

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

**Nomenclature** 1

**Introduction** 4

## CHAPITRE- I -

### Les Techniques de Production du Froid

I.1	Introduction	5
I.2	Historique	5
I.3	Les Domaines de Production du Froid	5
I.3.1	La cryogénique .....	5
I.3.2	La réfrigération.....	6
I.4	Différentes applications du froid	6
I.5	Principes de Production du Froid	7
I.5.1	Dissolution d'un Sel Dans l'eau ou la Glace.....	7
I.5.2	Sublimation d'un solide .....	7
I.5.3	La Désaimantation Adiabatique .....	8
I.5.4	Le Refroidissement thermoélectrique .....	8
I.5.5	La Détente d'un Gaz Comprimé .....	9
I.5.5.1	Réfrigération par Absorption.....	9
I.5.5.2	La Réfrigération à Compression de Vapeur .....	10
I.5.6	Mise en œuvre d'autres phénomènes .....	11

## CHAPITRE-II -

### Les Installations Frigorifiques Multi-étagee

II.1	Installations Frigorifiques .....	12
II.1.1	Surchauffe et Sous-refroidissement.....	13
II.2	Composants de l'installation Frigorifique .....	13
II.2.1	Compresseur.....	14
II.2.1.1	Les Types du compresseur.....	14
II.2.2	Détendeur .....	15

II.2.2.1	Les Types de Détendeur .....	15
II.2.3	Echangeur de Chaleur .....	16
II.2.3.1	Fonctionnement d'un échangeur thermique .....	17
II.2.3.2	Critères de performance d'un échangeur .....	17
II.2.3.3	Technologies des échangeurs .....	17
II.2.3.4	Transfert monophasique et diphasique .....	18
II.3	Composants complémentaires.....	19
II.3.1	Electrovanne.....	19
II.3.2	Voyant liquide .....	20
II.3.3	Dés-hydrateur .....	20
II.3.4	Régulations thermostat.....	21
II.4	Classification des Installation Frigorifique .....	22
II.4.1	Installation Frigorifique Mono-étagée à Compression.....	22
II.4.1.1	Mono-étagée son échangeur interne .....	22
II.4.1.2	Mono-étagée avec échangeur Interne .....	23
II.4.2	Installation Frigorifique bi- étagée .....	23
II.4.2.1	Installation Frigorigènes en cascade.....	24
II.4.2.2	Bi-étagé avec chambre de détente Flash.....	25
II.4.3	Installation Frigorifique Plus de Deux étages .....	26

## CHAPITRE–III –

### **Modélisation des propriétés thermodynamique des fluides frigorigènes**

<u>III.1</u>	<u>Introduction :</u> .....	27
III.2	Formes des fluides frigorigène .....	27
III.2.1	Les Fluides purs : .....	27
III.2.2	Les Mélanges azéotrope : .....	27
III.2.3	Les Mélanges zéotrope: .....	27
<u>III.3</u>	<u>Les familles de fluides frigorigènes.</u> .....	28
III.4	Formule chimique de différentes familles .....	29
III.5	Repérages de différentes familles.....	29
III.6	Critère de choix d'un fluide .....	30

III.6.1 Critères thermodynamiques :	30
III.6.2 Critères environnementaux	30
III.6.3 Critères de sécurité :	31
III.6.4 Cas particulier	31
III.7 Modélisations des Propriétés Thermodynamiques des Frigorigènes	31
III.8 Condition d'utilisation	31
III.9 Modelés mathématiques des propriétés thermodynamique	32
III.9.1 Pression de saturation	32
III.9.2 Enthalpie de la phase liquide saturée	32
III.9.3 Enthalpie de la phase vapeur saturée	33
III.9.4 Enthalpie de la vapeur surchauffe	33
III.9.5 Enthalpie liquide Sous-refroidissement	33
III.9.6 Enthalpie compression isentropique	33
III.9.7 Volume massique de la phase liquide saturée	33
III.9.8 Volume massique de la phase vapeur saturé	34
III.9.9 Volume massique de la vapeur surchauffe	34
III.9.10 Volume massique de liquide Sous-refroidissement	34
III.9.11 Capacité thermique massique	34
III.9.12 Conductivité thermique	34
III.9.13 Viscosité dynamique	34
III.10 Les résultats	35
III.10.1 Coefficients calculent	37

## CHAPITRE- IV -

### **Simulation Installation frigorifique Mono-étagée & Bi-étagée**

IV.1 Introduction	41
IV.2 Hypothèses de simulation	41
IV.3 Modèles des composants d'installation frigorifique	42
IV.4 Paramètres de simulation	43

IV.5	Simulation de Mono-étagée Sans (ECI) .....	44
IV.6	Résultats du calcul et discussion .....	45
IV.7	Simulation de Mono-étagée avec (ECI) .....	48
IV.8	Simulation de bi-étagée (cascade).....	50
IV.9	Comparaison des fluides .....	54
IV.9.1	Installation positive mono-étagée sans (ECI) .....	55
IV.9.2	Installation négative mono-étagée avec (ECI).....	55
IV.9.3	Installation négative (cascade).....	56

## CHAPITRE -V -

### Etude de l'échangeur frigorifique d'une installation Multi-étagée

V.1	Calcul de la puissance thermique d'un échangeur	57
V.1.1	Méthode de la différence logarithmique des températures .....	57
V.1.1.1	Echangeur co-courant.....	58
V.1.1.2	Echangeur contre-courant .....	59
V.2	Évaluation du coefficient d'échange global	61
V.3	Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$	62
V.3.1	Nombre de NUSSELT .....	62
V.3.2	Nombre de Prandtl .....	63
V.3.3	Nombre de Reynolds .....	63
V.4	Principaux résultats et corrélation	64
V.4.1	Écoulement dans un tube .....	64
V.4.2	Ecoulement autour d'un tube .....	66
V.5	Simulation par EES d'un échangeur frigorifique	67
V.5.1	Hypothèse de fonctionnement : .....	68
V.5.2	l'évaporateur (contre -courant) .....	69
V.5.2.1	Résultats de calculs par EES : .....	70
V.5.3	condenseur (contre -courant) .....	71
V.5.3.1	Résultats de calculs par EES .....	72
V.5.4	l'échangeur intermédiaire (condenseur/évaporateur) .....	73
V.5.4.1	Résultats de calculs par EES .....	74
<b>Conclusion</b>		76
<b>Références bibliographiques</b>		78
<b>Annexe</b>		80
<b>Résumé</b>		

<b><i>Symbole</i></b>	<b><i>Unité</i></b>	<b><i>Grandeur</i></b>
<b>Cp</b>	KJ /kg. °C	Capacité thermique massique
<b>h</b>	KJ/kg	Enthalpie massique
<b>hc et hf</b>	w/m <sup>2</sup> °C	Coefficient de convection (chaude et froid)
<b><i>ṁ</i></b>	Kg/s	Débit massique
<b>P</b>	Bar	Pression
<b>Δh</b>	KJ/kg	Énergie
<b>Cu</b>	cm	Course du piston
<b>V</b>	m <sup>3</sup> /kg	Volume massique
<b>X</b>	m	La longueur de tube
<b>ρ</b>	Kg/m <sup>3</sup>	Masse volumique
<b>V<sub>b</sub></b>	m <sup>3</sup> /min	Volume balayé
<b>V<sub>cyd</sub></b>	Cm <sup>3</sup>	Cylindrée
<b>S</b>	m <sup>2</sup>	Surface
<b>R</b>	m <sup>2</sup> .C° /w	Résistance d'encrassement
<b>U</b>	m/s	La vitesse du fluide en
<b>N</b>	Tr/min	Vitesse de rotation
<b>K</b>	w/m <sup>2</sup> °C	Coefficient d'échange globale
<b>T</b>	°C	Température
<b>W</b>	KJ	Travail
<b>Q̇</b>	KW	Puissance thermique
<b>dS</b>	m <sup>2</sup>	La variation de surface d'échange
<b>dT ou ΔT</b>	°C	l'écarte de température
<b>Ẇ</b>	KW	Puissance mécanique
<b>BP ou A</b>		Base pression
<b>D</b>	m	Diamètre
<b>HP ou B</b>		Haute pression
<b>NB</b>		Nombre de cylindres
<b><i>Lettres grecques :</i></b>		
<b>α et β</b>		Constant
<b>ε</b>		Coefficients d'échange
<b>τ</b>		Taux de compression
<b>μ</b>	PI	Viscosité dynamique
<b>λ</b>	w/m°C	Conductivité thermique
<b>ηv</b>		Rendement volumétrique
<b>ηis</b>		Rendement Isentropique
<b><i>Indices :</i></b>		
<b>int</b>		Intermédiaire ou interne
<b>is</b>		Isentropique
<b>sat ou s</b>		Saturation
<b>Sur-reff</b>		Sous-refroidissement
<b>cd</b>		Condensation

<b>ev</b>		Évaporation
<b>Liq</b>		Liquide
<b>sr</b>		Surchauffe
<b>dr</b>		Désurchauffe
<b>vap ou v</b>		Vapeur
<b>LM</b>		logarithmique
<b>f</b>		froide
<b>c</b>		Chaude
<b>m</b>		Moyenne
<b>ex</b>		extérieur
<b>int</b>		Intérieur
<b>I, II, III, IV</b>		Les positions
<b>cs</b>		Sortie de chaude
<b>ce</b>		D'entrée chaude
<b>fs</b>		Sortie froide
<b>fe</b>		D'entrée froide
<b>1</b>		Sortie de l'évaporateur
<b>2</b>		Entrée du condenseur
<b>3</b>		Sortie du condenseur
<b>4</b>		Sortie du détendeur
<b><i>Nombres adimensionnels :</i></b>		
<b>Nu</b>		Nombre de Nusela
<b>Re</b>		Nombre de Reynolds
<b>Pr</b>		Nombre de Prandtl
<b><i>Abréviations :</i></b>		
<b>HCFC</b>		Hydro-chlore-fluoro carbones
<b>HFC</b>		Hydro-fluoro carbones
<b>CFC</b>		Chloro-fluoro carbones
<b>ECI</b>		Echangeur de chaleur interne
<b>ODP</b>		Ozone Depletion Potential
<b>COP</b>		Coefficient de performance
<b>GWP</b>	kgeq.CO2/kg	<i>Global Warming Impact</i>
<b>SECI</b>		Son Echangeur de chaleur interne
<b>EES</b>		Engineering Equation Solver
<b>TEWI</b>		Total Equivalent Warming Impact
<b>CRE</b>		Chemours Refrigerant Expert

## **Les Techniques de Production du Froid**

### **I.1 Introduction**

La production du froid est le terme qui est indispensables aujourd'hui à cause du rôle qu'elle joue dans la vie humaine et des services qu'elle fournit qui comprend plusieurs domaines comme les industries alimentaires, pharmaceutique, climatisation industrielle et domestique, etc...

Dans ce chapitre nous présentons Les Techniques de Production du Froid concernant de manière générale avec les différents procédés .Puis nous vu les modes et domaines d'application.

En fin dans la dernière partie nous classons les différents principes avec ses images détaillées.

### **I.2 Historique**

En 1834, l'américain Jacob Perkins invente une machine à compression de vapeur (en cycle fermé) en utilisant comme fluide frigorigène l'éthyle éther.

En 1857 - Ferdinand Carre réalise le premier réfrigérateur à absorption utilisant de l'eau comme absorbant et de l'ammoniac comme réfrigérant.

En 1876 - Charles Tellier réalisa le premier navire à cales réfrigérées, qui réussit à transporter

Sur le trajet Rouen Buenos Aires des viandes conservées en parfait

La machines à compression ne connurent une réelle industrialisation qu'à partir de 1870 quand des fluides frigorigènes moins dangereux que l'éthyle éther furent proposés dioxyde de soufre (SO<sub>2</sub>), chlorure de méthylène, dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>). [1]

### **I.3 Les Domaines de Production du Froid**

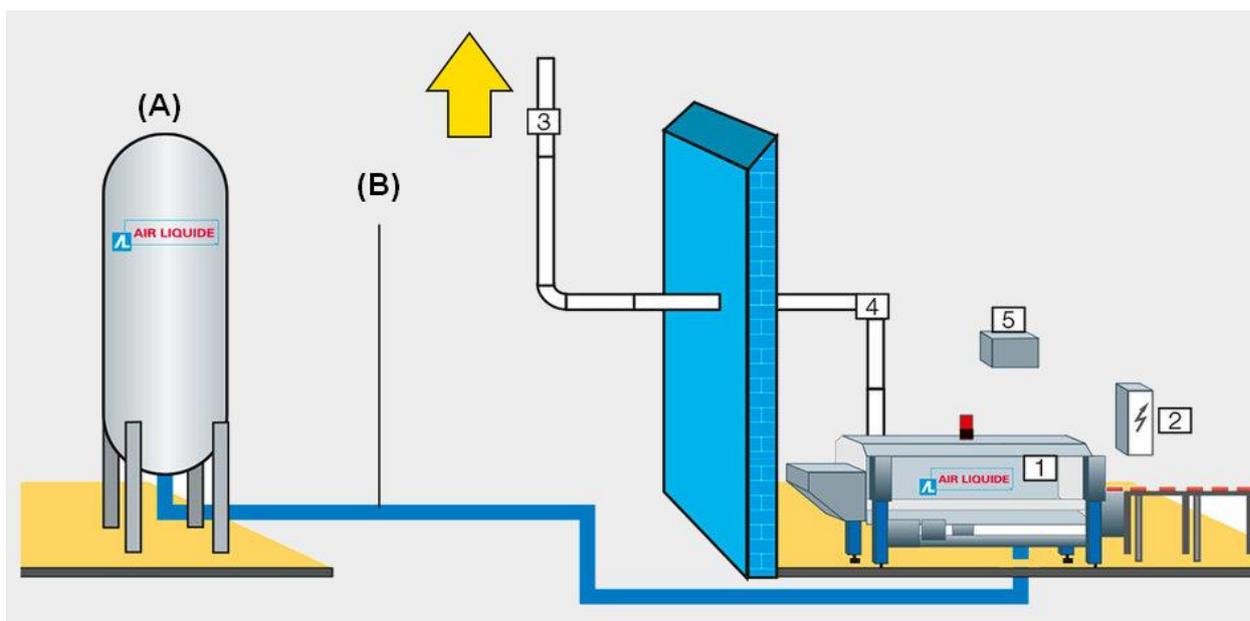
On distingue dans le domaine du froid deux domaines distincts :

### I.3.1 La cryogénique

Qui est la science des propriétés de la matière à très basse température (inférieures à  $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) Et en génialement l'utiliser les cycles ouverts comme l'exemple ci-dessus :

L'azote liquide qui en se vaporisant (voire en se réchauffant) absorbe la chaleur d'un corps avant d'être rejetée à l'extérieur. Par exemple comme tunnel de surgélation cryogénique (Voir **Figure. I.1**). [2]

- (A) Réservoir d'azote liquide      1. Zip Freeze      2. Armoire de commande  
(B) canalisation d'azote liquide      3. Tuyauterie d'extraction      4. Extracteur      5. Détecteur d'oxygène



*Figure (I.1) - d'un Schéma tunnel de surgélation cryogénique*

#### **Remarque :**

**Ce mode de réfrigération suppose un fluide non toxique et relativement peu coûte**

### I.3.2 La réfrigération

Qui consiste à produire et maintenir une température inférieure à la température ambiante. (Quelques  $^{\circ}\text{C}$ ). Et toujours en produit le froid à circuit fermé

### I.4 Différentes applications du froid

La production de froid repose sur des systèmes technologiques ou bien thermiques,

électrique etc.... utilisant plusieurs méthodes au but de l'évacuation de la chaleur ou d'extraire de la chaleur aux milieux à refroidir et le conditionnement d'air pour plusieurs application comme les Applications industrielles du froid [3] :

- Domaine médical : cryochirurgie, conservation de certains produits, organes...
- Industries alimentaires : conservation des aliments, pasteurisation des liquides...
- Industries chimiques et pétrochimiques : liquéfaction des gaz pour le transport, débenzolage...
- Génie civil : refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères...
- Conditionnement des locaux : rafraichissement de l'air, conditionnement des patinoires, canons à neige...
- Laboratoires d'essai et de recherche : étude des matériaux et comportement de la matière à très basse température...
- Production de neige carbonique : maintien du froid à basse température (  $-80^{\circ}\text{C}$  )

## **I.5 Principes de Production du Froid**

Produire du froid, qui consiste à absorber la chaleur trouvée dans le milieu à une température inférieure à la température ambiante. Ainsi, le refroidissement de tout corps en dessous de la température ambiante nécessite l'utilisation d'un mécanisme endothermique. La chaleur extraite du corps est ensuite rejetée dans l'environnement : air ou eau. Parmi les nombreux mécanismes sont endothermiques, différentes transformations peuvent être citées :

### **I.5.1 Dissolution d'un Sel Dans l'eau ou la Glace**

La dissolution d'un sel dans l'eau provoque une réaction chimique fortement endothermique qui induit un abaissement de la température de la solution. Ce n'est pas un phénomène très utilisé dans l'industrie frigorifique à cause de la nécessité de vaporisation ultérieure de l'eau (récupération du sel). Par exemple, le mélange de neige et de potasse fait baisser la température de la solution de  $0^{\circ}\text{C}$  à  $40^{\circ}\text{C}$ , nitrât d'ammonium en solution.

### **I.5.2 Sublimation d'un solide**

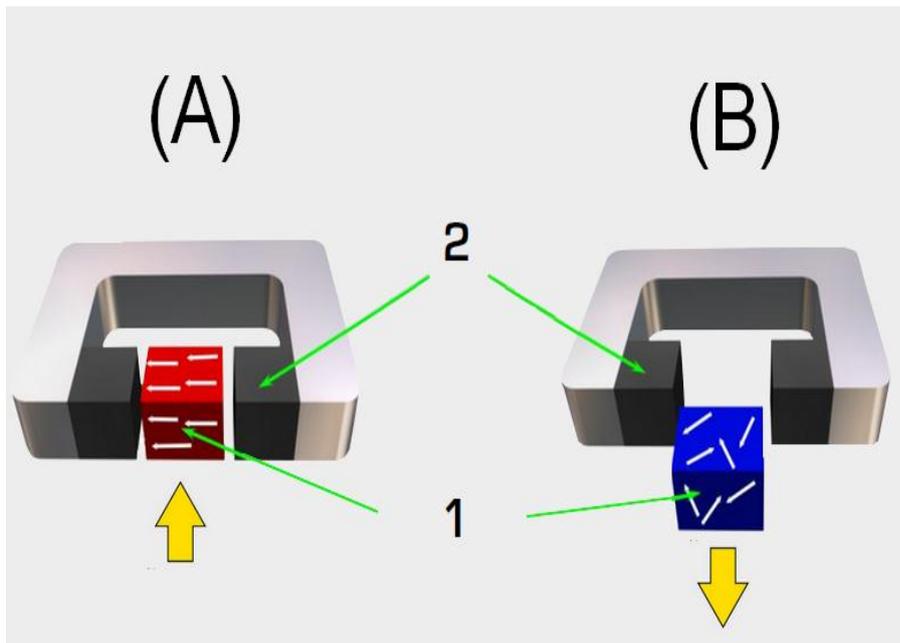
Cette transformation directe d'une substance de l'état solide à l'état vapeur met en œuvre l'enthalpie de sublimation encore plus grande que l'enthalpie de vaporisation. Toutefois comme, d'une part, le déplacement d'un solide dans un circuit pose des problèmes et que, d'autre part, les échanges thermiques 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 (CO<sub>2</sub>) 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)

### I.5.3 La Désaimantation Adiabatique

La désaimantation adiabatique consiste en une réorganisation du cortège électronique d'un corps, ce qui permet l'obtention de très basses températures (10<sup>-2</sup> à 10<sup>-6</sup> K), la technique de refroidissement par Magnétique a été proposée indépendamment par Debye (1926) et



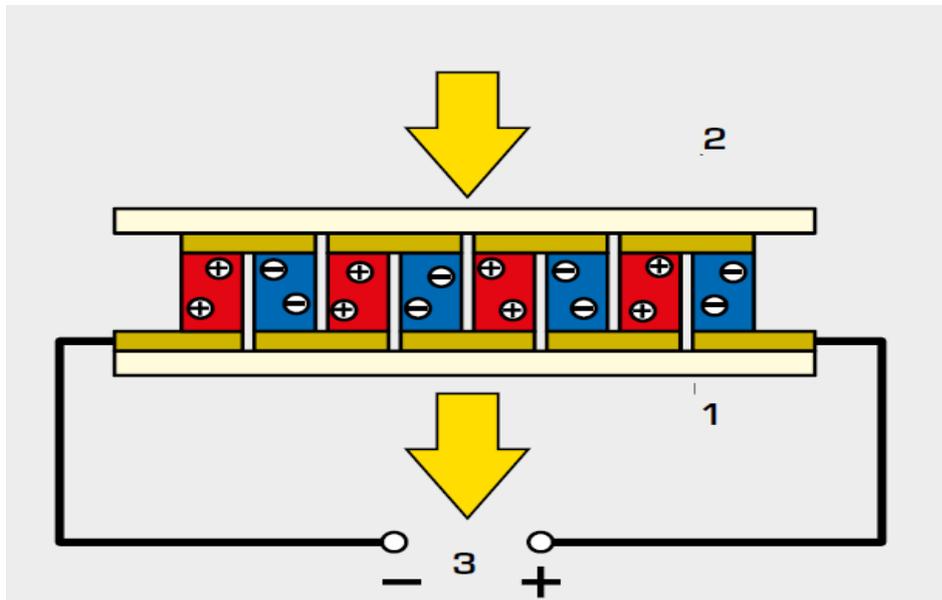
Giauque (1927) [4]. L'idée repose sur des idées simples qui magnétiques. Nous allons montrer que le Magnétique est l'analogue d'une détente adiabatique dans un gaz transposé à un système magnétique. (Voir **Figure. I.2**).

(A). Aimantation =échauffement

(B). Démagnétisation=refroidissement

1. Aimants
2. Matériau actif

Figure (I.2) - d'un Schéma effet magnéto calorique



### I.5.4 Le Refroidissement thermoélectrique

Le refroidissement thermoélectrique (effet Peltier) est utilisé pour

produire de très petites quantités de froid. Il consiste à faire passer un courant continu dans un thermocouple constitué deux conducteurs de natures différentes reliés alternativement par des ponts de cuivre (jonction) électricité. On constate un refroidissement de l'une des jonctions et un réchauffement de l'autre. [5]

Cet effet est réversible selon le sens du courant, il ne fonctionne donc qu'avec du courant continu si l'on maintient la face chaude à température par échange thermique avec le milieu ambiant, on peut avoir une production de frigorifique sur la face froide, Le rendement de ce procédé est très faible, ce qui le réserve à des applications particulières où ne peuvent être mis en œuvre les autres procédés (par exemple dans les du nom de son inventeur qui découvrit qu'il était possible de produire du froid avec de "rafraichisseurs" portables). (Voir **Figure. I.3**).

1. Côté froid
2. Côté chaud
3. Courant électrique

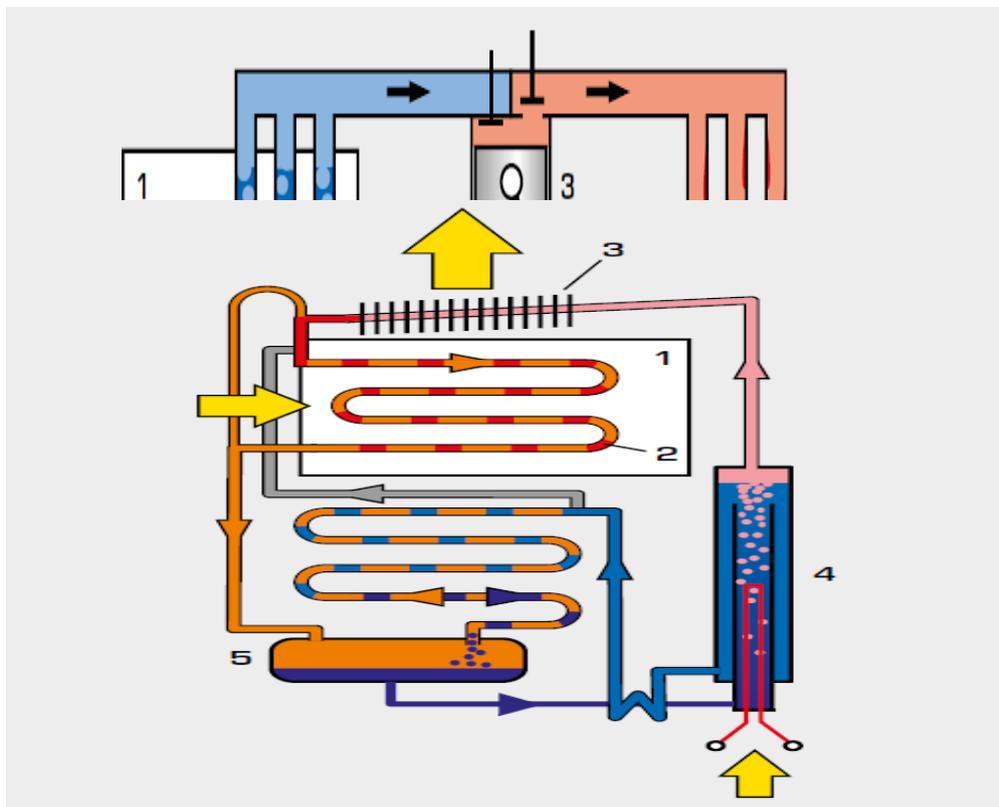
*Figure (I.3) - d'un Schéma effet Peltier*

## **I.5.5 La Détente d'un Gaz Comprimé**

La détente d'un gaz comprimé repose sur le principe de l'abaissement de la température d'un fluide lors de sa détente (avec ou sans travail extérieur). Cependant, cet abaissement est plus important lors de la détente sans travail extérieur (détente Joule -Thomson : étranglement à travers une vanne) mais il ne faut pas perdre de vue que le refroidissement du gaz détendu aura lieu seulement dans le cas où sa température avant la détente serait inférieure à la température d'inversion de l'effet Joule - Thomson.

### **I.5.5.1 Réfrigération par Absorption**

Contrairement à l'installation frigorifique à compression, l'installation frigorifique à absorption fonctionne avec deux fluides de travail, un agent réfrigérant et un solvant. Un apport d'énergie thermique permet de séparer les deux fluides de travail l'un de l'autre dans l'éjecteur 4. La vapeur d'agent réfrigérant rejetée s'écoule dans le condenseur 3 où elle se condense. Puis l'agent réfrigérant s'évapore à basse pression dans l'évaporateur 2 en libérant de la chaleur. La vapeur d'agent réfrigérant formée s'écoule alors dans l'absorbeur 5, où elle est absorbée par le solvant. Puis la solution composée d'agent réfrigérant et de solvant retourne dans l'éjecteur. L'utilisation d'installations frigorifiques à absorption est judicieuse lorsque de l'énergie thermique, p.ex. de la chaleur perdue, est disponible. En effet, il est possible dans ce cas d'utiliser la chaleur perdue pour réaliser le refroidissement. (Voir **Figure. I.4**). [6]



1. Espace à refroidir ou refroidissement de procédé
2. Évaporateur
3. Condenser
4. Ejector
5. Absorber

**Figure**

**(I.4) - d'un Schéma réfrigération par absorption**

### **I.5.5.2 La Réfrigération à Compression de Vapeur**

Les installations frigorifiques à compression sont les systèmes frigorifiques les plus courants dans la pratique. Dans une installation frigorifique à compression, un agent réfrigérant traverse le circuit de l'agent réfrigérant, et y subit différentes transformations d'état. L'installation frigorifique à compression est basée sur l'effet physique selon lequel de l'énergie thermique est nécessaire pour le passage de l'état liquide à l'état gazeux. L'évaporateur 2 prélève de l'énergie thermique dans l'espace à refroidir 1. Le transport de chaleur de l'évaporateur 2 vers le condenseur 4 est provoqué par les variations de la pression pendant l'évaporation et la condensation.

La condensation de l'agent réfrigérant permet de libérer à nouveau l'énergie thermique. Pour augmenter la pression, il est possible d'utiliser, à la place du compresseur à piston 3 représenté, des compresseurs à vis, scroll, turbo ou à jet de vapeur (Voir **Figure. I.5**).

1. Espace à refroidir ou refroidissement de procédé

2. Évaporateur
3. Compresseur
4. Condenseur
5. Soupape de détente

*Figure (I.5) - d'un Schéma réfrigération à compression de vapeur*

### **I.5.6 Mise en œuvre d'autres phénomènes**

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

## CHAPITRE-II –

### **Les Installations Frigorifiques Multi-étages**

#### **II.1 Installations Frigorifiques**

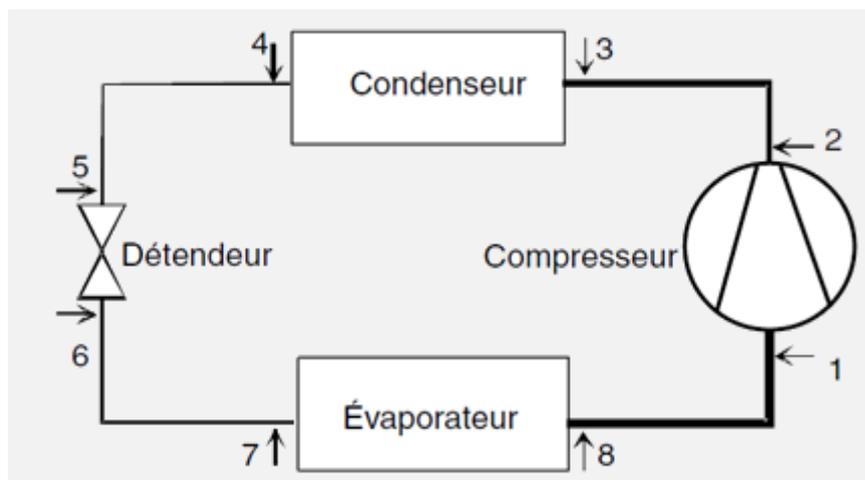
Les installations frigorifiques permettent, moyennant un apport énergétique, d'extraire de la chaleur aux milieux à refroidir. Elles rejettent cette chaleur, accompagnée de l'équivalent thermique de l'énergie reçue, à température plus élevée, dans le milieu ambiant.

Installation frigorifique est une machine thermodynamique constituée d'un circuit fermé dans lequel circule un fluide de travail (fluide frigorigène). Ce circuit est composé de quatre éléments principaux : un compresseur, un détendeur et deux échangeurs de chaleur (le condenseur et l'évaporateur). Le but de cette machine thermodynamique est de transférer

l'énergie d'un milieu froid (source froide) à un milieu chaud (source chaude).

Installations frigorifiques il dépend sur le fluide frigorigène que circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de quatre étapes. Lors de ces étapes, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures 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).

Le cycle de référence est réalisé dans une installation à compression de vapeur idéale, qui peut être représentée par la **Figure (II.1)**.



**Figure (II.1) – installation à compression de vapeur formée des quatre éléments de base.**

Les différentes évolutions du fluide frigorigène dans la machine frigorifique sont Représentées sur le diagramme enthalpique comme le **Figure (II.2)**, il s'agit du cycle frigorifique de la machine Communément appelée cycle de référence ou cycle pratique par les frigoristes.

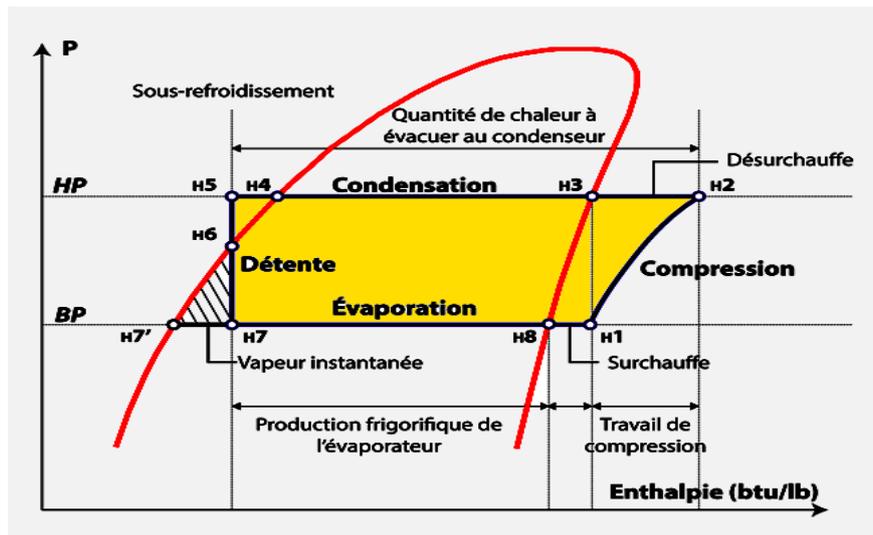


Figure (II.2) – diagramme enthalpique (p-h) d'une installation à compression de vapeur

### II.1.1 Surchauffe et Sous-refroidissement

Comme le montre la *Figure (II.2)*, le point 1 peut être placé à droite de la limite de phase. C'est ce qu'on appelle la surchauffe. La surchauffe est une nécessité pratique pour empêcher le liquide d'entrer dans le compresseur. Pour éviter la panne des compresseurs [7]. Le sous-refroidissement est utilisé pour empêcher la cavitation dans les vannes d'expansion. La cavitation peut être tout aussi destructive pour les vannes.

## II.2 Composants de l'installation Frigorifique

La conception d'une installation frigorifique à compression mécanique de vapeur passe par une étape de dimensionnement et de sélection des composants de cette installation. Parmi ces composants, il y en a trois qui jouent un rôle privilégié : d'abord le compresseur qui est le composant central (le cœur) de l'installation, puis le condenseur et l'évaporateur, sans oublier les autres échangeurs, les réservoirs, les pompes ainsi que les organes de détente dont le bon choix est également essentiel pour le bon fonctionnement de l'installation. Une sélection avisée passe nécessairement par une bonne connaissance des technologies existantes ainsi que des évolutions en cours.

### II.2.1 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. Dans *Figure (II.3)* la phase de compression (1- 2), Et La compression l'état 1 à l'état 2B

isentropique que signifie que l'entropie du fluide de travail reste constante pendant la compression, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de perte de chaleur dans l'environnement puisque  $dS = \frac{dQ_{rev}}{T}$  [8].

Ou l'état 1 à l'état 2C plus proche de celle observée dans un compresseur réel sans refroidissement externe. En supposant qu'il n'y ait pas de refroidissement, le travail de compression réel est toujours plus grand que le travail de compression réversible en raison des pertes d'énergie dues à la friction, à l'enroulement, etc. Le rapport entre le travail réel et le travail réversible est donné par l'efficacité. Se situe généralement entre 0,6 et 0,8.

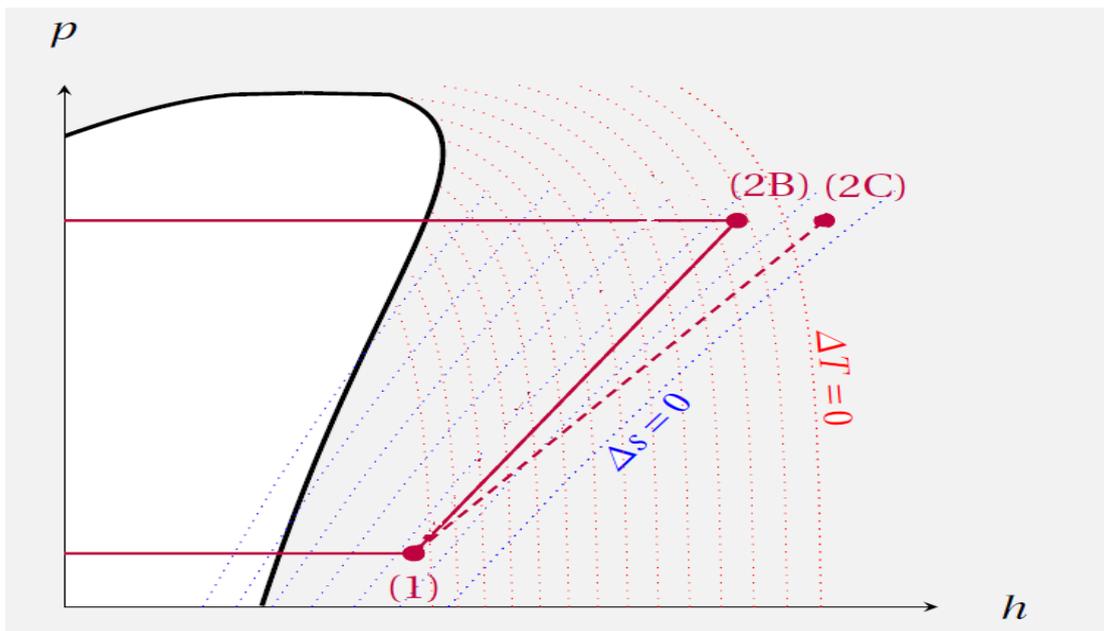
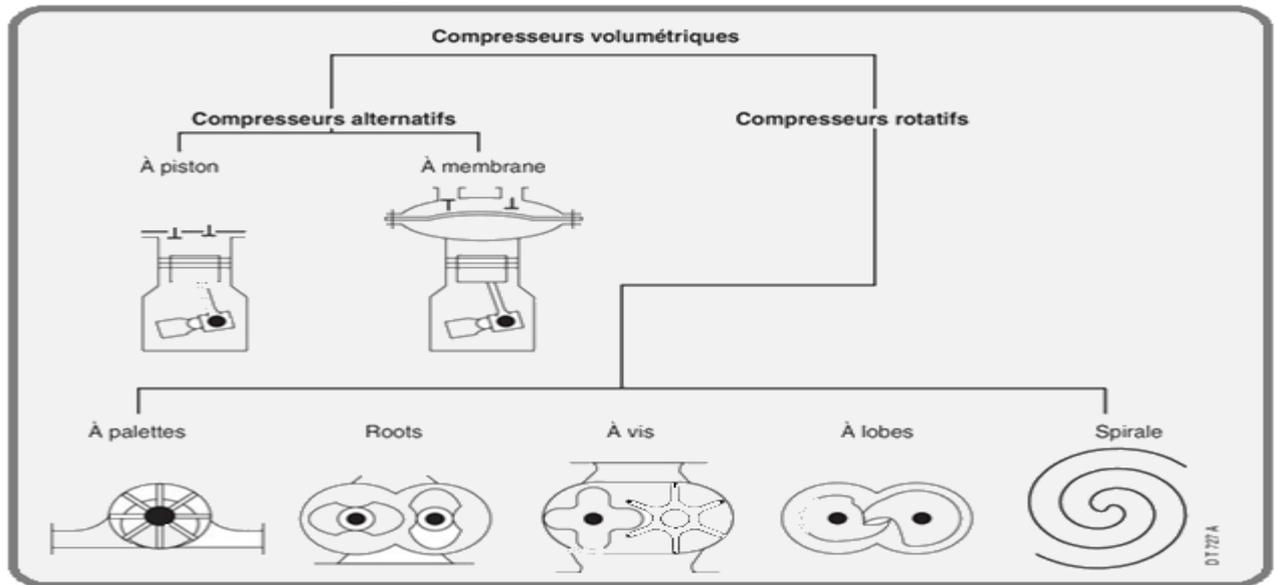


Figure (II.3) -différences entre le travail de compression isentropique et réel

### II.2.1.1 Les Types du compresseur

Il y a plusieurs types et technologies des compresseurs frigorifique (voir **Figure. II.4**).



*Figure (II.4) – les types et technologies des compresseurs*

## II.2.2 Détendeur

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

### II.2.2.1 Les Types de Détendeur

Les détendeurs utilisés dans les systèmes de réfrigération peuvent être divisés en 2 types :

À ouverture fixe, et l'écoulement reste fixe ou à ouverture variable l'écoulement varie ce qui induit des débits massiques variables.

#### a) Les types à ouverture fixe

##### *a.1) Détendeur capillaire*

Le procédé le plus simple pour faire passer le fluide frigorigène liquide de la pression de Condensation à la pression d'évaporation consiste à utiliser un tube capillaire, dispositif qui équipe pratiquement tous les réfrigérateurs ménagers, conservateurs, climatiseurs de fenêtres et petites meubles frigorifiques, dont le diamètre intérieur est très petit et dont la longueur est déterminée de telle façon que la perte de charge du fluide frigorigène qui le traverse correspond précisément à la chute de pression désirée.

b) Les types à ouverture variable.

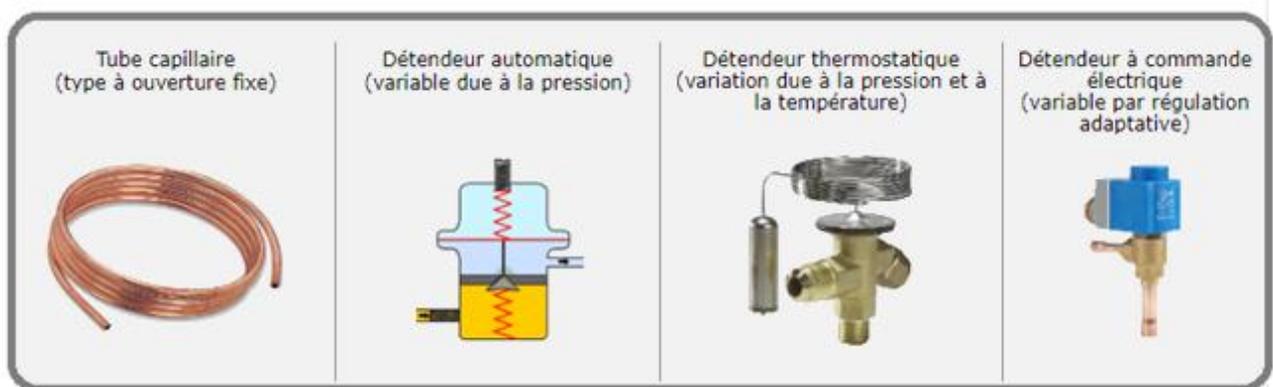
### ***b.1) Détendeur thermostatique***

Les régulateurs de débit de fluide frigorigène les plus utilisés dans les installations frigorifiques sont les détendeurs thermostatiques. Le rôle d'un détendeur thermostatique est de n'injecter dans l'évaporateur que la quantité de fluide frigorigène strictement nécessaire.

### ***b.2 Détendeur électronique***

Les détendeurs électroniques par contre ne peuvent fonctionner que moyennant une énergie auxiliaire le cas contraire de détendeurs thermostatiques. Dans ce cas, on parle d'organe de commande et régulateur électronique ou ce qu'on appelle un équipement de réglage.

- Voici quelques exemples de détendeurs à ouverture fixe et variable (voir **Figure II.5**).



*Figure (II.5) – les détendeurs à ouverture fixe et variable*

## **II.2.3 Echangeur de Chaleur**

En froid comme en climatisation les échangeurs de quelque nature qu'il soit font partie intégrante de nos installations. Citons les évaporateurs, les condenseurs, les tours de refroidissement, les systèmes de récupération d'énergie, etc. pour qu'il y ait transfert d'énergie entre deux éléments de même nature ou de nature différente, il faudra une différence de température, plus l'écart de température est important entre ces fluides (eau, air, etc.) plus l'énergie transférée sera importante. De manière spontanée l'énergie s'écoule toujours du corps chaud vers le corps froid, ainsi deux corps qui ont la même température n'échangent donc pas d'énergie.

### II.2.3.1 Fonctionnement d'un échangeur thermique

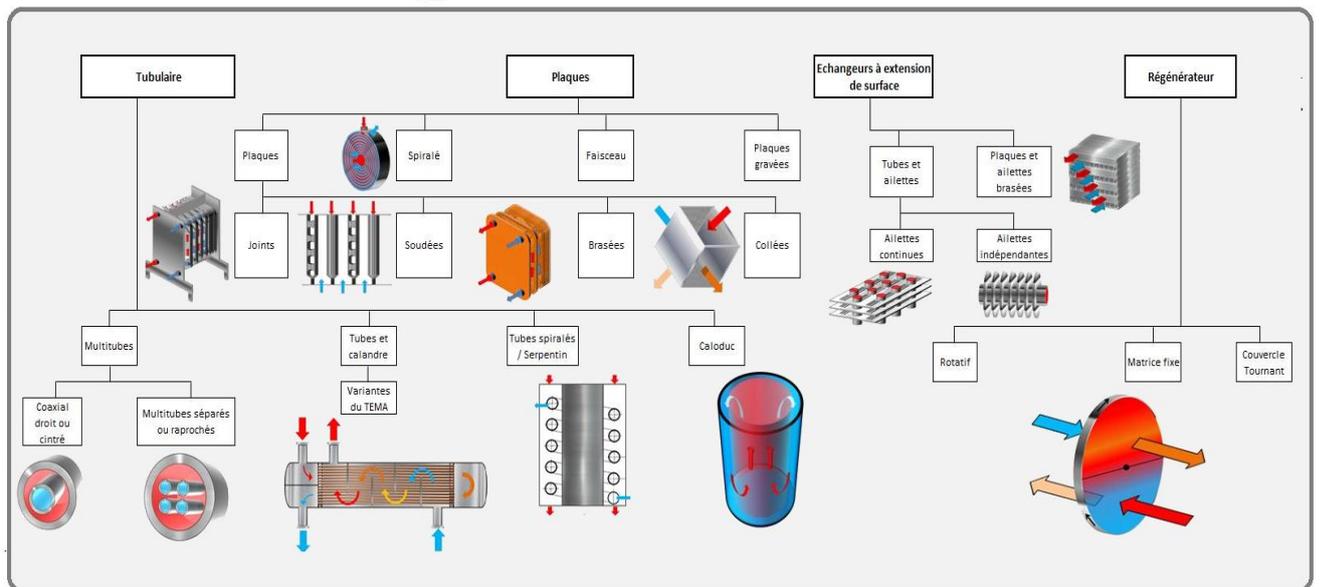
La fonction principale d'un échangeur est de permettre un transfert d'énergie entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes et ceci dans les meilleures conditions possibles tout en réduisant les pertes, les fluides sont séparés par une surface de transfert.

### II.2.3.2 Critères de performance d'un échangeur

- La surface d'échange doit être aussi importante que possible.
- Les pertes de charge devront être réduites au maximum.
- L'efficacité d'un échangeur passe par un transfert d'énergie optimale et la distribution des flux doit être uniforme

### II.2.3.3 Technologiques des échangeurs

Il existe de nombreuses technologies d'échangeurs de chaleur Il nous est difficile d'être exhaustif sur la description technologique des échangeurs tant la diversité de ces appareils et de leurs variantes en fonction des constructeurs est importante. La (**Figure. II.6**) rappelle de façon synthétique les principales classes d'échangeurs suivant des critères strictement technologiques :



**Figure (II.6) – Classification des échangeurs thermiques (à surface)**

### II.2.3.4 Transfert monophasique et diphasique

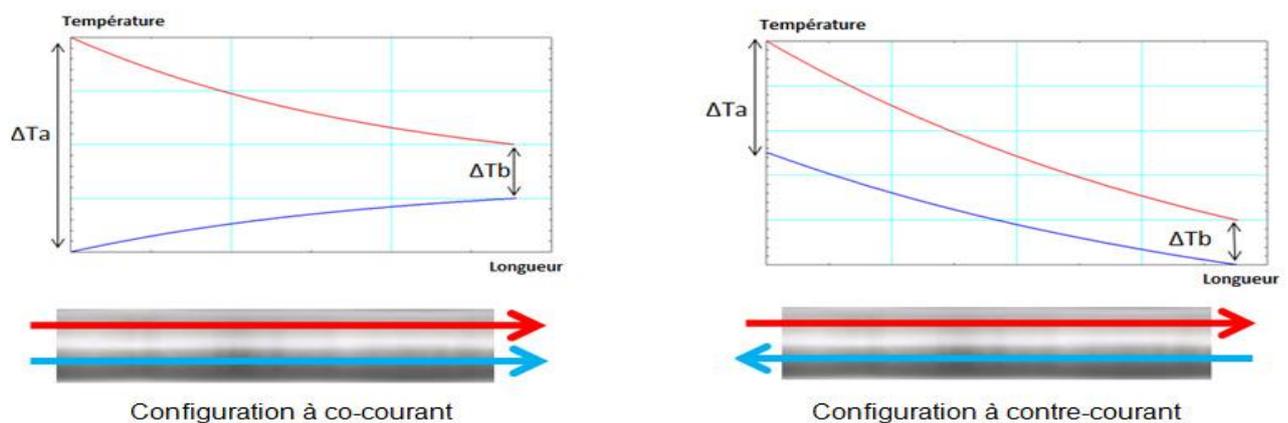
Les transferts se font sans changement de phase, ces échanges se font que sous forme de chaleur sensible c'est-à-dire avec élévation ou abaissement de la température. Et L'échange diphasiques sont bien connus du frigoriste puisqu'il signifie que ces échanges se

font par changement d'état. La condensation (liquide, gaz) et l'évaporation (gaz, liquide) sont donc deux transferts d'énergie diphasique. [9]

Les modes de circulation sont importants, car ils conditionnent l'efficacité du transfert, les trois modes de circulation des échangeurs sont :

- Circulation à contre-courant : c'est-à-dire deux fluides circulant parallèlement en sens opposés, entrants et sortants par des extrémités opposées
- Circulation courant croisée : circulation perpendiculaire entre deux fluides.

Circulation co-courant : circulation parallèle et dans le même sens, les deux fluides sortent et entrent du même côté



**Figure (II.7) – la variation de température dans un échangeur monophasique**

Dans les échangeurs diphasiques on distingue

**a) Condenseur**

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 :

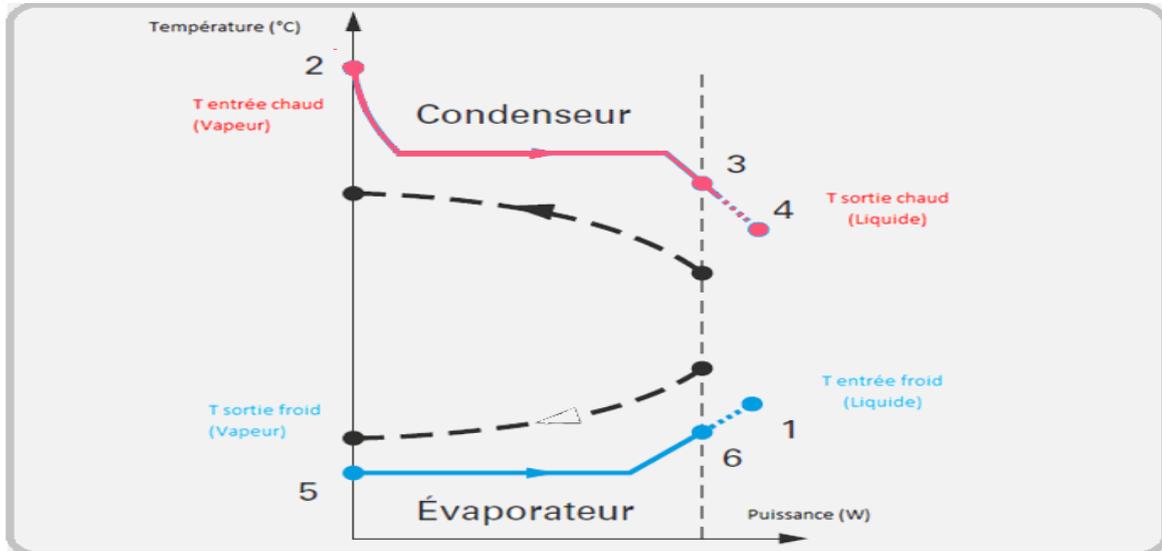
- Condenseurs à air
- Condenseurs à eau

**b) Evaporateur**

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

On distingue deux familles d'évaporateurs suivant le fluide à refroidir [10]:

- 1 Evaporateurs à eau.
- 2 Evaporateurs à air

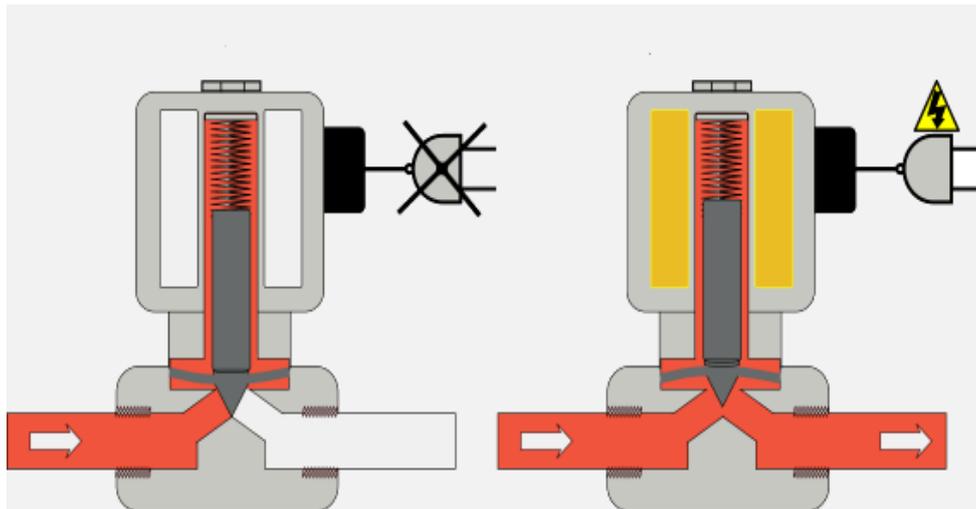


*Figure (II.8) –diagramme Température-Puissance pour un échange de type Evaporation ET Condensation*

## II.3 Composants complémentaires

### II.3.1 Electrovanne

Electrovanne permet d'interrompre l'écoulement du fluide frigorigène, cette vanne dont le **Figure (II.9)** a de multiples applications, mais elle est principalement utilisée sur la ligne liquide soit pour éviter la migration du liquide dans l'évaporateur à l'arrêt de l'installation soit elle est utilisée pour le fonctionnement pump down.



*Figure (II.9) –Le fonctionnement d'un Electrovanne*

### II.3.2 Voyant liquide

Il permet de contrôler :

- L'état du fluide frigorigène dans la conduite liquide de l'installation
- La présence d'humidité dans le circuit frigorifique
- L'écoulement régulier de l'huile au carter, si le voyant est installé sur le retour d'huile qui relie le séparateur d'huile au compresseur.



*Figure (II.10) –Voyant liquide*

### II.3.3 Dés-hydrateur

Le dés-hydrateur est un organe important du circuit frigorifique qui à trois principale

Fonctions :

- Déshydrater le circuit (supprimer l'humidité).
- Neutraliser les acides.

- Filtrer les fines particules (cuivre, etc.)



*Figure (II.11) –des-hydrateur*

### II.3.4 Régulations thermostat

Les régulations tout-ou-rien sont des commandes électriques des installations frigorifiques, et le mot tout-ou-rien vient pour les différentier des régulations proportionnelles qui constituent un autre système de régulation.



*Figure (II.12) – Régulations thermostat*

## II.4 Classification des Installation Frigorifique

### II.4.1 Installation Frigorifique Mono-étagée à Compression

On utilise un seul étage de compression mécanique pour la production de froid à

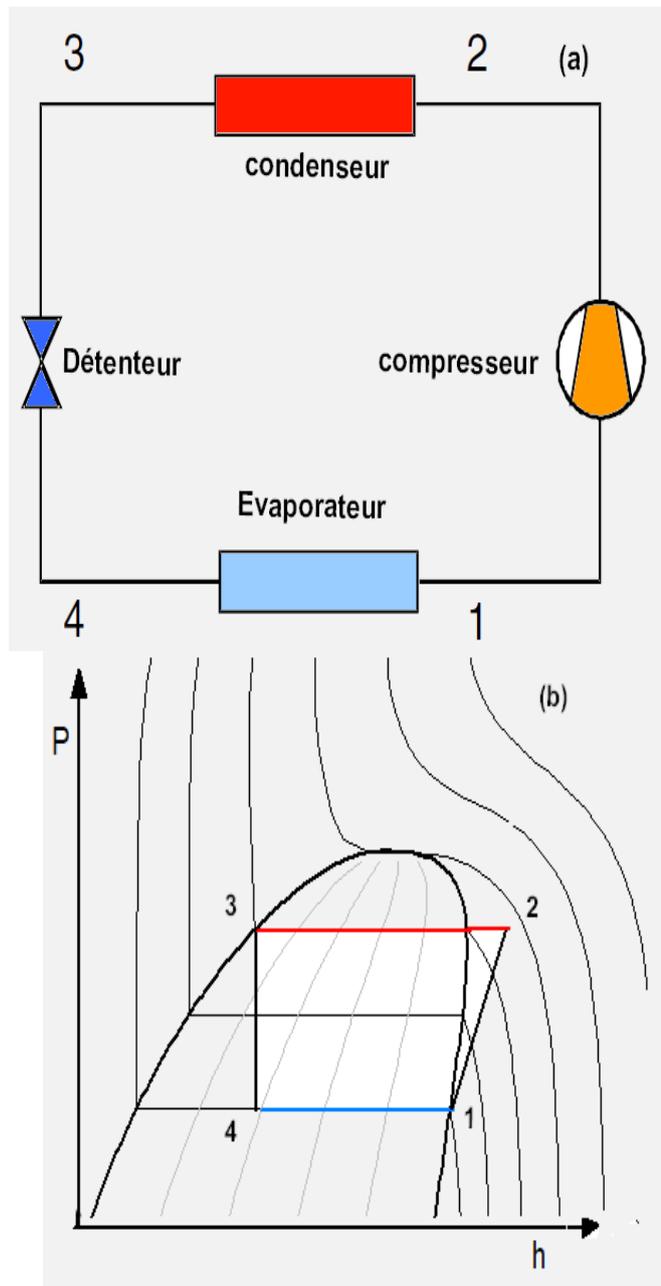
Températures pas trop basses (généralement supérieures à - 20 ou - 25 °C) et pour la plupart des pompes à chaleur. De tels cycles sont extrêmement répandus.

#### *II.4.1.1 Mono-étagée son échangeur interne*

L'Installation frigorifique mono-étagée simple à compression de vapeur le plus courant fonctionne grâce à un frigorigène situé dans un circuit fermé comprenant un compresseur, un condenseur, un organe de détente, un évaporateur et des tuyauteries de raccordement

Ce cycle comprend (Voir Figure. II.13).

- Une compression isentropique 1-2
- Un condenseur isobare à travers un refroidisseur de gaz 2-3.
- Une détente isenthalpique à travers un détendeur 3-4.
- Une évaporation isobare à travers un évaporateur 4-1.



*Figure (II.13) – Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle Mono-étagée son échangeur*

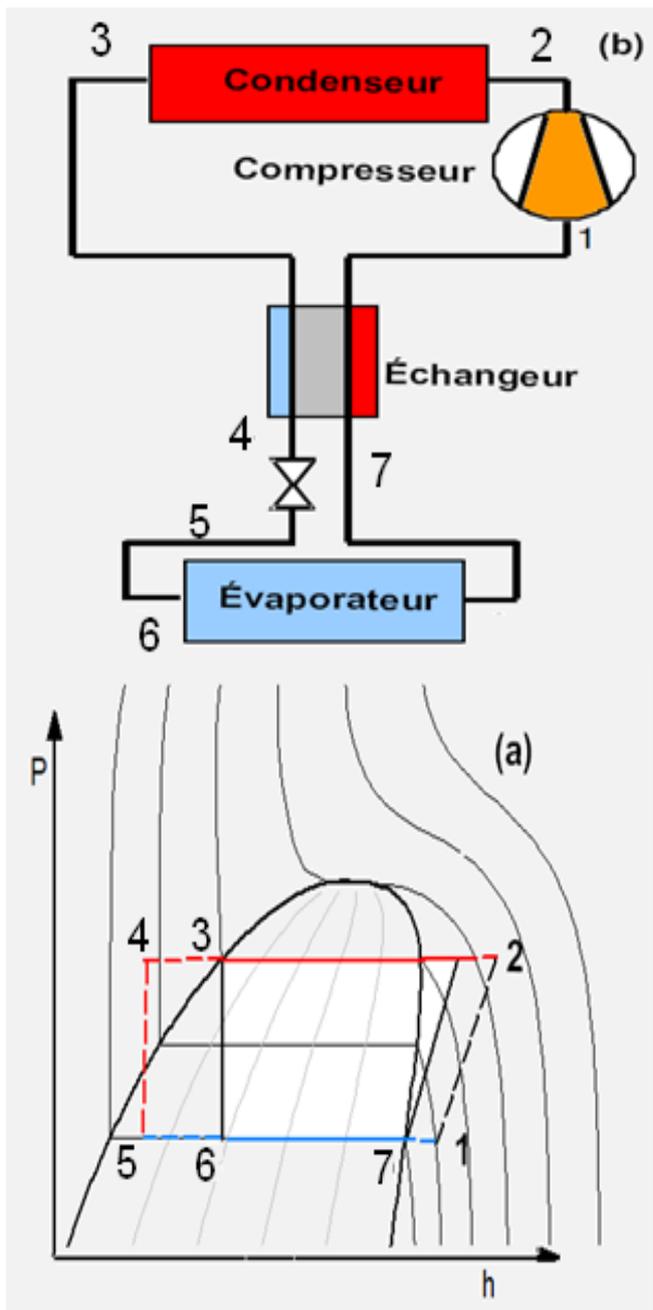
#### **II.4.1.2 Mono-étagée avec échangeur Interne**

Certaines installations contiennent d'autres composants, qui peuvent assurer le bon fonctionnement de l'installation et améliorer les performances. Parmi ces améliorations on note la présence d'un échangeur intermédiaire pour assurer une surchauffe de la vapeur avant

sa compression et réaliser un sous refroidissement à la sortie de l'échangeur haute pression (*Figure (II.14)*). Un tel échangeur est parfois utilisé dans les installations classiques, pour réaliser une surchauffe non nulle quelles que soient les conditions de fonctionnement. Ce système existe depuis longtemps dans les systèmes de climatisation fixes et automobile

### b.1 Fonctionnement

Cet échangeur sert à refroidir le fluide sortant du condenseur avant qu'il passe à la détente ce qui permet de diminuer la valeur du titre de vapeur et par conséquent augmente l'effet frigorifique et en même temps sert à surchauffer le fluide sortant de l'évaporateur avant qu'il entre dans le compresseur pour le protéger le compresseur [11].



*Figure (II.14) –Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle Mono-étagée avec échangeur interne*

## **II.4.2 Installation Frigorifique bi- étagée**

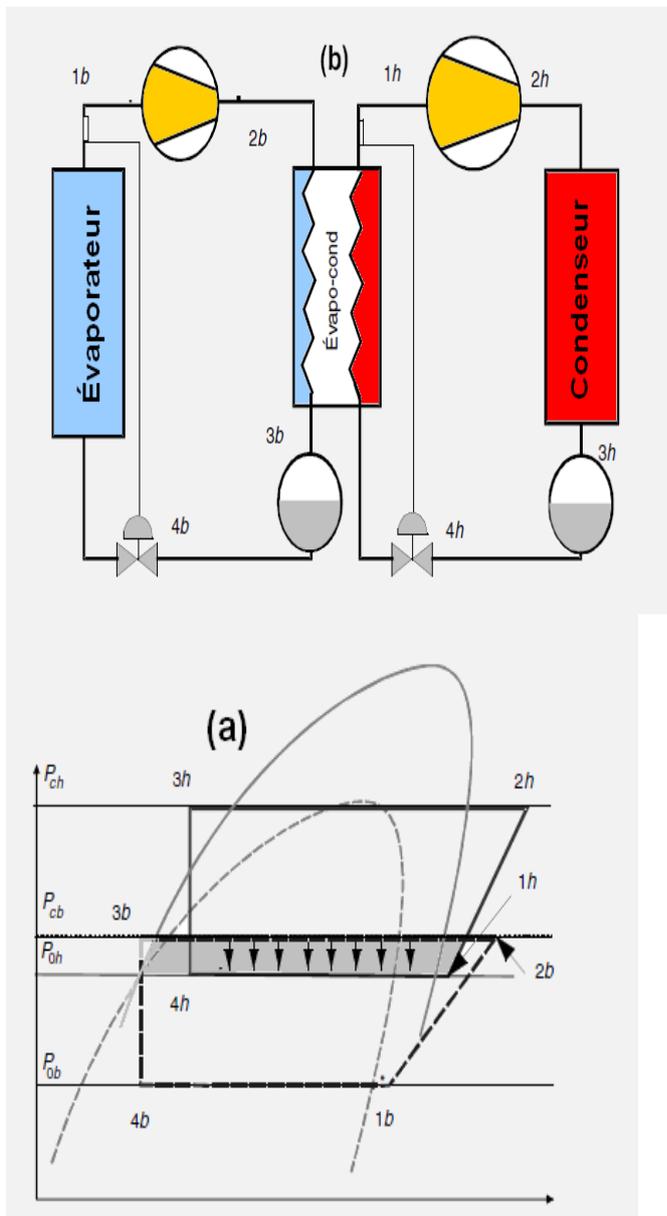
Lorsqu'il s'agit de produire du froid à températures plus basses (généralement comprises entre - 25 et - 45 °C), les Installation à compression monoétage présentent divers inconvénients.

On fait alors appel aux cycles mettant en jeu deux étages de compression associés en série. Ces Installation à compression bi- étagée sont très courants

Le refroidissement des vapeurs peut être réalisé de plusieurs façons, correspondant à des Installation différents :

### *II.4.2.1 Installation Frigorigènes en cascade*

Les installations frigorifiques en cascade sont des systèmes particuliers utilisés en froid commercial, sont généralement utilisées dans les applications médicales, notamment dans les hôpitaux, et certaines l'industries et pour des applications particulières. Le principe de fonctionnement de ce type de réfrigération permet de couvrir une gamme très large de température, jusqu'à -100°C et à - 46 °C avec le R-404A, - 51 °C pour le R-410A et - 33 °C pour l'ammoniac.[11]



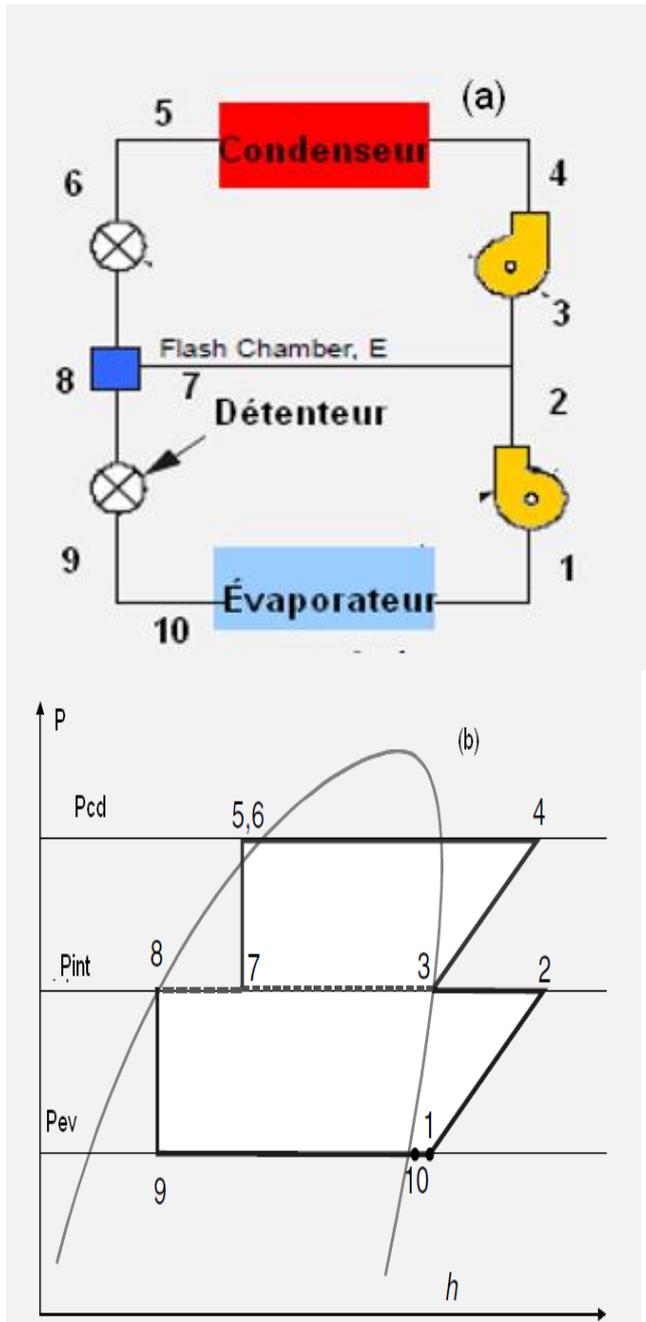
**Figure (II.15) –Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle Frigorifique Pures Séparés (Cycles en cascade)**

Ce système présente les avantages suivants par rapport à un système de compression à deux étages:

- L'énergie est économisée car le système permet l'utilisation de réfrigérants présentant les caractéristiques de température appropriées pour chacun des côtés haute et basse température.
- Il permet un fonctionnement stable à ultra basse température.
- Le coût d'exploitation est peu coûteux.
- La réparation est facile.

#### ***II.4.2.2 Bi-étagé avec chambre de détente Flash***

Systemes de réfrigération à compression à plusieurs étages Lorsque le fluide utilisé dans le système de réfrigération en cascade est le même, l'échangeur de chaleur entre les étages peut être remplacé par une chambre de mélange (appelée chambre de détente Flash) car il présente de meilleures caractéristiques de transfert de chaleur. Dans ce système, le réfrigérant liquide se dilate dans le premier détendeur à la pression de la chambre de détente, qui est identique à la pression intermédiaire du compresseur. Une partie du liquide se vaporise au cours de ce processus. Cette vapeur saturée (état 7) est mélangée à la vapeur surchauffée du compresseur basse pression (état 2) et le mélange entre dans le compresseur haute pression à (l'état 3). Il s'agit essentiellement d'un processus de régénération. Le liquide saturé (état 8) se dilate à travers le deuxième détendeur dans l'évaporateur, où il capte la chaleur de l'espace réfrigéré. Le processus de compression dans ce système ressemble à une compression en deux étapes avec refroidissement intermédiaire, et le travail du compresseur diminue car les débits massiques diffèrent d'une partie du cycle à l'autre.

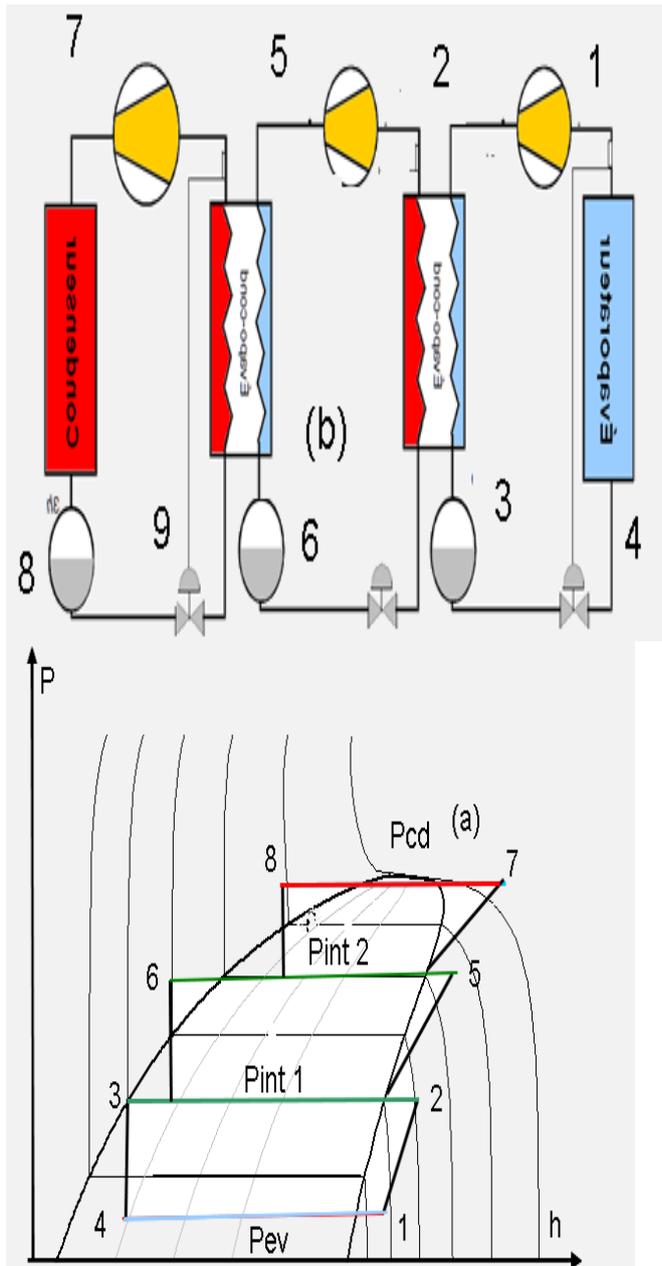


*Figure (II.16) –Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle a) Bi-étagé avec chambre de détente Flash*

### II.4.3 Installation Frigorifique Plus de Deux étages

On utilise de tels cycles pour la production de froid à des températures encore plus basses (par exemple inférieures à  $-80$  ou  $-100$  °C) et ne mettant en jeu qu'un seul frigorigène. Ils sont beaucoup plus rares.

Le schéma de base simplifié pour un tel que le cycle Plus de Deux étages présenté à la *Figure (II.17)* Dans le fonctionnement



*Figure (II.17) –Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle Plus de Deux étages*

## **Modélisation des propriétés thermodynamique des fluides frigorigènes**

### **III.1 Introduction :**

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances, ont des particularités physiques d'avoir sous la pression atmosphérique, une température d'évaporation très faible. Cette propriété thermodynamique permettant de produire du froid et du chaude.

Le fluide frigorigène permet les échanges de chaleur dans un système frigorifique tels que : des chambres froides, des réfrigérateurs, des vitrines réfrigérées etc.... par ses changements d'état que sont l'évaporation et la condensation, prouvent être produire du froid ou de la chaleur.

### **III.2 Formes des fluides frigorigène**

Les réfrigérants sont utilisés purs ou en mélange dans les métiers du froid et de la climatisation.

Nous pouvons donc diviser les réfrigérant en fonction de leurs propriétés moléculaires [12] :

#### **III.2.1 Les Fluides purs :**

Élaboré à partir d'une seule formule chimique, On peut distinguer deux types :

- Soit des composés inorganiques purs : comme l'ammoniac ( $\text{NH}_3$  ou R 717).
- Soit des composés organiques purs : comme par exemple le tétrafluoroéthane

### III.2.2 Les Mélanges azéotrope :

Mélange homogène de fluide se comportant comme un fluide pur dans les phases de changement d'état., se comportent comme un fluide frigorigène à un seul composant, C'est-à-dire que leur vapeur saturée a la même composition que le liquide, d'où il en résulte qu'ils s'évaporent et se condensent à une température constante pour une pression donnée.

### III.2.3 Les Mélanges zéotrope:

Mélange de fluide ayant pour caractéristique dans les phases de changement d'état, de condensation, d'évaporation de réagir de façon différente par rapport à un fluide pur. Chaque composant ayant une température d'évaporation différente (à une même pression) un glissement général de température sera observé

## III.3 Les familles de fluides frigorigènes

On appelle fluides frigorigènes des composés facilement liquéfiables et dont on utilise la vaporisation comme source de production de froid. Ces fluides sont classés par groupe :

**G1** : fluide non inflammable, d'effet toxique nul ou minime

**G2** : fluide toxique dont certains sont inflammables et explosifs dans des domaines limités de concentration

**G3** : fluide inflammable et explosif par de faibles concentrations mais non toxique

**Tableau (III.1) - Les familles de fluides frigorigènes [12]**

Groupe	Type	Nom	Commentaires	T°C évaporation à 1 bar
--------	------	-----	--------------	-------------------------------

<b>G 1</b>	CFC	R11 R12 R13 R502 R115	Interdits d'utilisation et de vente.	N/A
	HCFC	R22 R408a R409a R403b R123	Le plus utilisé des HCFC est le R22. Ils doivent disparaître de la circulation dans quelques années.	-41 °C -44 °C
	HFC	R134a R413a R417a R404a R507 R407c R410a R23 R508b	Substitut du R12. Substitut du R22.  Remplaçant du R22 en neuf.	-26.2 °C -46.5 °C -47.1 °C -44.5 °C -47.1 °C -35.2 °C -51.5 °C -82.1 °C -88.3 °C
<b>G 2</b>	NH3	R717	L'ammoniac, le plus dangereux de tous, mais le plus performant. Toxique à 0.2 %. Explosif à 15 %.	-33.3 °C
<b>G 3</b>	Hydrocarbonés	R290 R600a R1270	Propane, explosif à 1.2 %. Isobutène, explosif à 0.9 %. Propylène	-42.1 °C -11.7 °C -47.7 °C

### III.4 Formule chimique de différentes familles

La nomenclature et la formule chimique de différentes familles de fluides frigorigènes sont données dans Le Tableau ci-dessous [12]:

**Tableau (III.2) - Nomenclature et formule chimique de réfrigérants**

Fluide	Groupe	Description Composition massique	Formule	GWP100	ODP
R-134a	HFC	1,1,1,2-Tétrafluoroéthane	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	1 430/1 300	0

R-413A	HFC	R-600a/218/134a (3/9/88)	$C_4H_{10} + C_3F_8 + CF_3CHF_2$	3 100	0
R-404A	HFC	R-125/143a/134a(44/52/4)	$CF_3CHF_2 + CF_3H_3 + CF_3CH_2F$	3 900/3 800	0
R-22	HCFC	Chlorodifluorométhane	$CHClF_2$	1 700	0,055
R-407C	HFC	R-32/125/134a (23/25/52)	$CH_2F_2 + CF_3CHF_2 + CF_3CH_2F$	1 800/1 600	0
R-410A	HFC	R-32/125 (50/50)	$CH_2F_2 + CF_3CHF_2$	2 100/1 900	0
R-507A	HFC	R125/R143a (50/50)	$CF_3CHF_2 + CF_3CH_3$	4 000/3 800	0
R-717	Naturel	Ammoniac	$NH_3$	0	0
R-32	HFC	Difluorométhane	$CH_2F_2$	675/650	0
R-23	HFC	Trifluorométhane	$CHF_3$	14800/12100	0
R-508A	HFC	R-23/116 (39/61)	$CHF_3 + C_2F_6$	12 300	0
R-600a	HC	Isobutane	$CH(CH_3)_3$	3	0
R-290	HC	Propane	$CH_3CH_2CH_3$	3	0
R-744	Naturel	Dioxyde de carbone	$CO_2$	1	0

### III.5 Repérages de différentes familles

Pour les installations de froid commercial, les solutions de substitutions sont les suivantes :

- a) Froid positif
  - Anciennes installations au R12 essentiellement
  - Fluide de substitution R134a ou R407c
- b) Froid négatif
  - Anciennes installations au R502 essentiellement

Fluides de substitution R410 a R404a ou R507

Par convention chaque bouteille de stockage est revêtue d'une pastille dont la teinte correspond à un type de fluide frigorigène :

En ce qui concerne les nouveaux fluides, voici le Le **Tableau (III.3)** correspondant :

**Tableau (III.3) - la teinte de différentes familles**

FLUIDE	TEINTE	FLUIDE	TEINTE
R 404A	Orange	R507	
R 407C	Marron	R 134a	Bleu foncé
R 410A	Rose	R 22	vert

### III.6 Critère de choix d'un fluide

En théorie, l'air ou l'azote des fluides courants sur notre planète. Pourraient servir de

réfrigérant. En somme, tout fluide présente un potentiel en termes de réfrigération. Mais en pratique, il en est tout autrement. Ces fluides doivent répondre aux critères suivants [13].

### **III.6.1 Critères thermodynamiques :**

Les fluides **réfrigérants** sont choisis essentiellement pour leur grande propriété d'absorption de chaleur(calories) quand ils passent de leur phase liquide à leur phase gazeuse (la chaleur absorbée par le fluide lors du changement d'état est nommée : chaleur latente de vaporisation)

- Bonnes propriétés thermodynamiques en Générale
- Puissance frigorifique volumétrique élevée
- Température critique élevée
- Point de congélation bas
- Taux de compression inférieur à 10 (pression condensation/pression évaporation)
- Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisations
- Miscibilité avec le lubrifiant
- Stabilité chimique et thermique

### **III.6.2 Critères environnementaux**

Action sur la couche d'ozone, cette couche permet d'arrêter en partie les rayons ultra-violets, le chlore contenu dans certains fluides frigorigènes détruit cette couche d'ozone. Un coefficient nommé ODP dont la référence est le R11 a été défini pour l'ensemble des fluides, ce coefficient doit être le plus faible possible. Action sur l'effet de serre (réchauffement climatique),

Le GWP (**ou PRG = Potentiel de Réchauffement global**) est une indication sur la nocivité d'un gaz par rapport à l'effet de serre. La référence est le CO<sub>2</sub> avec un GWP=1, plus ce chiffre est élevé plus le fluide est nocif.

### **III.6.3 Critères de sécurité :**

- Non inflammable
- Non toxique pour l'homme à faible concentration

### **III.6.4 Cas particulier**

L'ammoniac est certainement le fluide le plus dangereux pour l'homme et son environnement, il possède une action irritante et corrosive pour la peau et les voies

respiratoires des protections sont donc nécessaires (gants, masque, combinaison). En outre étant soluble dans l'eau il représente un danger pour la nappe phréatique [14].

### III.7 Modélisations des Propriétés Thermodynamiques des Frigorigènes

Avant d'établir le modèle mathématique d'installations frigorifiques et afin de simuler et de prédire les performances d'une telle installation fonctionnant à base des fluides frigorigènes R12, R134a, R407c, R410a. cette étude synthétique sur les propriétés thermophysiques de ces fluides est essentielle. C'est également utile pour calculer les corrélations de transfert thermique.

Le but de cette étude est de réduire le temps de calcul avec une exécution rapide et un calcul précis et acceptable dans des conditions de refroidissement normales.

En a utilisé le système d'équations algébriques qui nous allons améliorer la précision du calcul avec une base de données NIST REFPROP [15] « sous formes de tableaux ». Après on a utilisé, Excel [16] pour convertir les tableaux en forme d'équations algébriques avec Interpolation et courbes de tendance R<sup>2</sup>.

### III.8 Condition d'utilisation

Le domaine général d'utilisation ainsi que les fluides frigorigènes sont présentés dans Le système d'équations proposé peut être appliqué dans les cas suivants :

**Saturation** : la température de saturation est calculée en fonction de la pression de saturation et vice versa. L'enthalpie, la masse volumique sont exprimées en fonction de la température et pression de saturation.  $T_{sat}$  et  $P_{sat}$  et L'intervalle d'étude des fluides R12, R134a est compris entre  $[-30,60]$  (°C)  $[1,15]$  (bar) et R407c, R410a, est compris entre  $[-30,60]$  et  $[1,30]$  (bar)

**Surchauffe** : l'enthalpie, la volume massique, sont exprimées en fonction de là l'enthalpie, la volume massique de saturation et la  $\Delta T_{Surchauffe}$  est compris entre  $[0,40]$  (°C) et pour l'installation mono étage avec échangeur interne  $\Delta T_{ECI}$  et est compris entre  $[0,30]$  (°C)

**Sous-refroidissement** : l'enthalpie, la volume massique sont exprimées en fonction de là l'enthalpie, la volume massique de saturation et la  $\Delta T_{Sur-ref}$  et est compris entre  $[0,20]$  (°C) et pour l'installation mono étage avec échangeur interne  $\Delta T_{ECI}$  et est compris entre  $[0,30]$  (°C)

### III.9 Modelés mathématiques des propriétés thermodynamique

Les principales propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes R12, R407c, R410a , R134a, représentées parades équations polynomiales à l'état de saturation sont: la pression de saturation ou la tension de vapeur P, l'enthalpie H des phases liquide et vapeur, le volume massique V et la masse volumique  $\rho$  des deux phases .

#### III.9.1 Pression de saturation

Dans la conception et la simulation des installations (mono-étagée et bi-étagée) à compression de vapeur on a souvent besoin de convertir les températures en pressions ou inverser. On utilise l'équation (III.1), qui permet de calculer le Pression-Température par simple inversion de la même expression.

$$P_{sat} = a \times T_{sat}^5 + b \times T_{sat}^4 + c \times T_{sat}^3 + d \times T_{sat}^2 + e \times T_{sat} + f \quad (III.1)$$

-On a divisée Domaine du calcule en deux phase (liquide-vapeur) pour réduire coefficient de corrélation  $R^2$

$$P_{ev} = P ( T_{ev} ) \quad (III.2)$$

$$P_{cd} = P ( T_{cd} ) \quad (III.3)$$

#### III.9.2 Enthalpie de la phase liquide saturée

Pour les frigorigènes (R410c et R407 c) l'équation (III.4) exprime l'enthalpie liquide en fonction des pressions de condenseur  $P_{cd}$ . Pour les autres fluides frigorigènes (R12 R134a) on utilise l'équation (III.5) qui donne l'enthalpie liquide en fonction de la température de condenseur  $T_{cd}$  :

$$h_{s-liq} = a \times P_{cd}^5 + b \times P_{cd}^4 + c \times P_{cd}^3 + d \times P_{cd}^2 + e \times P_{cd} + f \quad (III.4)$$

$$h_{s-liq} = a \times T_{cd}^4 + b \times T_{cd}^3 + c \times T_{cd}^2 + d \times T_{cd} + e \quad (III.5)$$

#### III.9.3 Enthalpie de la phase vapeur saturée

L'équation (III.6) exprime l'enthalpie vapeur en fonction des pressions d'évaporateur Saturée  $P_{ev}$ .

$$h_{v-sat} = a \times P_{ev}^5 + b \times P_{ev}^4 + c \times P_{ev}^3 + d \times P_{ev}^2 + e \times P_{ev} + f \quad (III.6)$$

### III.9.4 Enthalpie de la vapeur surchauffe

Dans la phase vapeur surchauffée, l'équation (III.7) exprime l'enthalpie en fonction de de la surchauffe  $\Delta T_{\text{Surchauffe}}$  et de l'enthalpie de la vapeur saturée :

$$h_{1\text{-vap}} = h_{\text{V-sat}} + (a \times \Delta T_{\text{Surchauffe}}^2 + b \times \Delta T_{\text{Surchauffe}} + c) \quad (\text{III.7})$$

### III.9.5 Enthalpie liquide Sous-refroidissement

Dans la phase liquide Sous-refroidissement, l'équation (III.8) exprime l'enthalpie en fonction de de la Sous-refroidissement  $\Delta T_{\text{Sur-refff}}$  et de l'enthalpie de la liquide saturée et l'équation (III.9) exprime l'enthalpie d'installation avec échangeur interne ECI :

$$h_{3\text{-liq}} = h_{\text{S-liq}} - (a \times \Delta T_{\text{Sur-refff}}^2 + b \times \Delta T_{\text{Sur-refff}} + c) \quad (\text{III.8})$$

$$h_{3\text{-liq-ECI}} = h_{\text{S-liq}} - \left( a \times \frac{\Delta T_{\text{ECI}}}{b} + c \times \Delta T_{\text{ECI}} + d \right) \quad (\text{III.9})$$

### III.9.6 Enthalpie compression isentropique

L'équation (III.10) donne l'enthalpie de la vapeur surchauffée après une compression isentropique en fonction de la température de condenseur  $T_{cd}$  et température d'évaporateur  $T_{ev}$  et de l'entropie de la vapeur surchauffée côté aspiration :

$$h_{is} = h_{1\text{-vap}} + a \times T_{cd} + b \times T_{ev} + c \Delta T_{\text{Surchauffe}} + d \quad (\text{III.10})$$

### III.9.7 Volume massique de la phase liquide saturée

Pour les fluides frigorigènes étudiés l'équation (III.11) exprime la Volume massique liquide en fonction de la température de condenseur saturée  $T_{cd}$  :

$$V_{\text{S-liq}} = a \times T_{cd}^3 + b \times T_{cd}^2 + c \times T_{cd} + d \quad (\text{III.11})$$

### III.9.8 Volume massique de la phase vapeur saturé

L'équation (III.12) exprime la Volume massique de la vapeur saturée en fonction de la pression de condenseur :

$$V_{v\text{-sat}} = \frac{a}{Pcd^b} \quad (\text{III.12})$$

### III.9.9 Volume massique de la vapeur surchauffe

Dans la phase vapeur surchauffée, l'équation (III.13) donne la Volume massique en fonction de la surchauffe  $\Delta T_{\text{Surchauffe}}$  et de la Volume massique de la vapeur saturée :

$$V_{S\text{-liq}} = V_{S\text{-liq}} + (a \times T_{ev}^4 + b \times T_{ev}^3 + c \times T_{ev}^2 + d \times T_{ev} + e) \times f \times \Delta T_{\text{Surchauffe}} \quad (\text{III.13})$$

### III.9.10 Volume massique de liquide Sous-refroidissement

Dans la phase liquide Sous-refroidissement, l'équation (III.14) donne la Volume massique en fonction

de la Sous-refroidissement  $\Delta T_{\text{Sur-refff}}$  et de la Volume massique du liquide saturée :

$$V_{3\text{-liq}} = V_{S\text{-liq}} + (a \times \Delta T_{\text{Sur-refff}}^2 + b \times \Delta T_{\text{Sur-refff}} + c) \quad (\text{III.14})$$

### III.9.11 Capacité thermique massique

L'équation (III.15) exprime la Capacité thermique massique de la vapeur et liquide saturée en fonction de la température de condenseur :

$$C_P = a \times T_{sat}^4 + b \times T_{ev}^3 + c \times T_{sat}^2 + d \times T_{sat} + e \quad (\text{III.15})$$

### III.9.12 Conductivité thermique

Pour les fluides frigorigènes étudiés l'équation (III.16) exprime la **Conductivité pour** liquide et vapeur saturée :

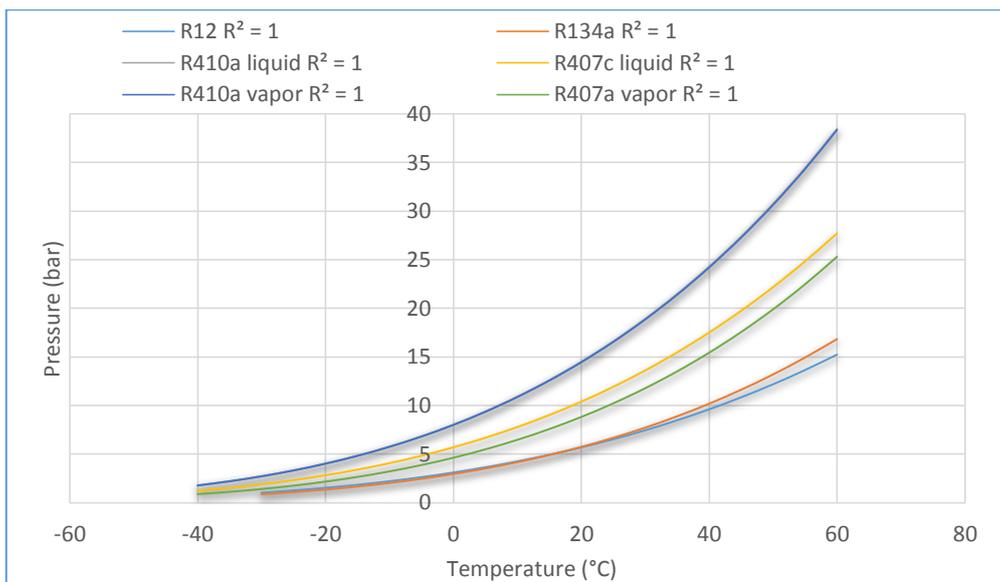
$$\lambda = a \times T_{ev}^2 + b \times T_{ev} + c \quad (\text{III.16})$$

### III.9.13 Viscosité dynamique

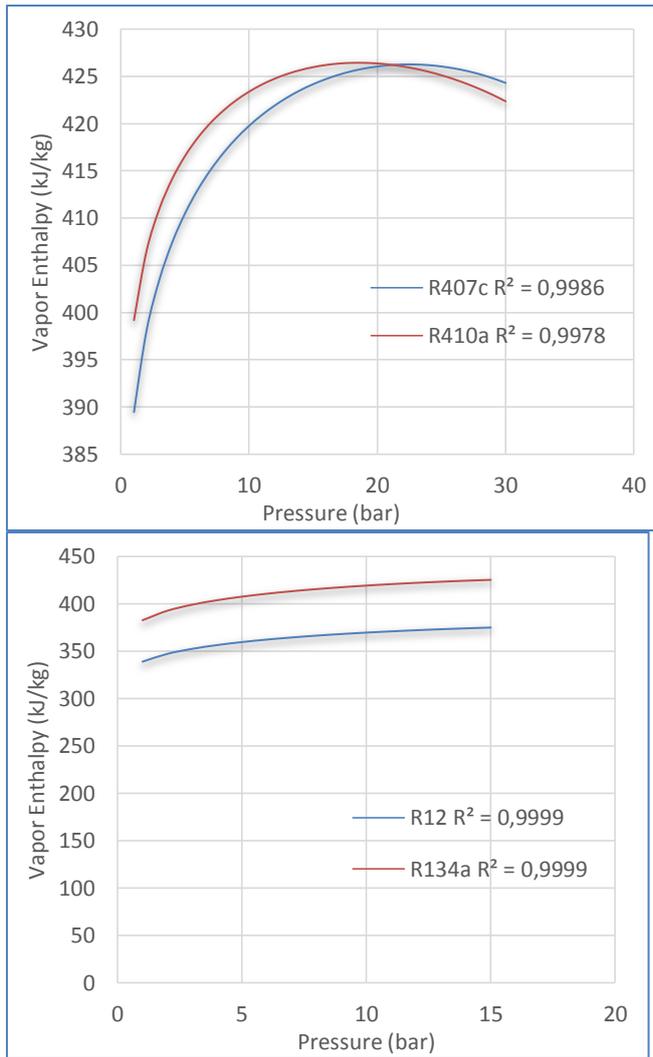
$$\mu = a \times T_{\text{sat}}^3 + b \times T_{\text{sat}}^2 + c \times T_{\text{sat}} + d \quad (\text{III.17})$$

### III.10 Les résultats

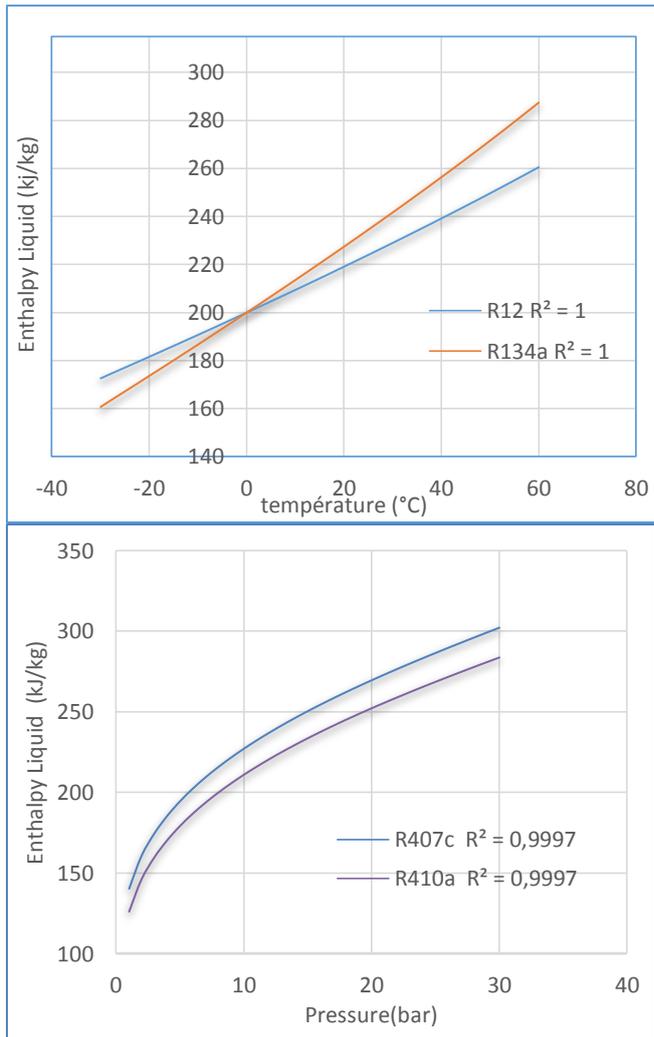
Les figures (III.1), (III.2), (III.3), (III.4) représentent respectivement la présentation des courbes de pression et l'enthalpie liquide et vapeur saturée, la masse volumique de la vapeur saturée réelle et calculée.



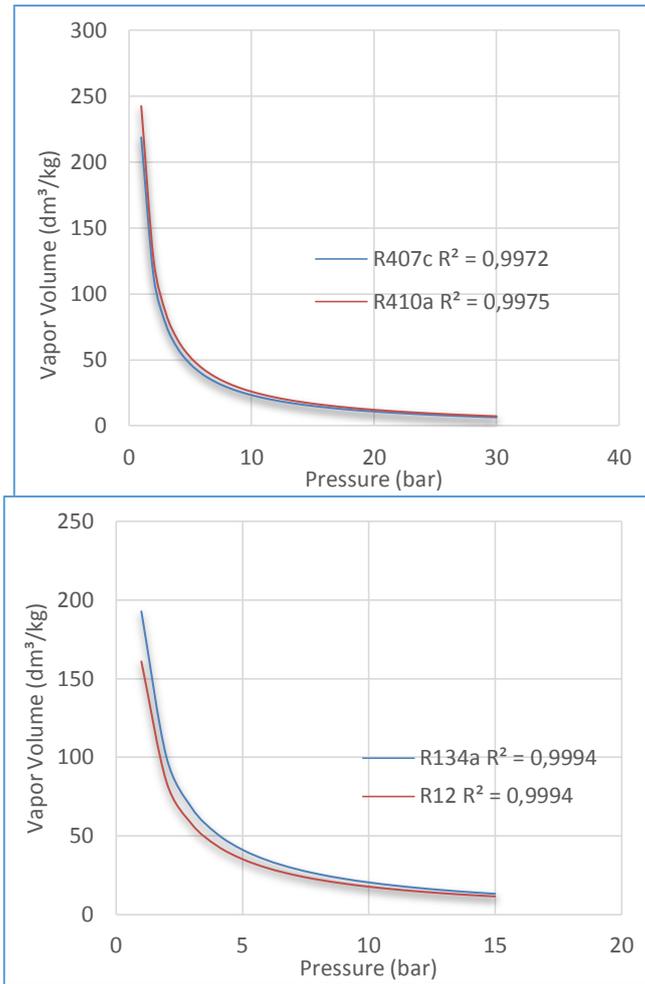
*Figure (III.1) – Courbe de la pression de saturation en fonction  $T_{\text{sat}}$  température de saturation*



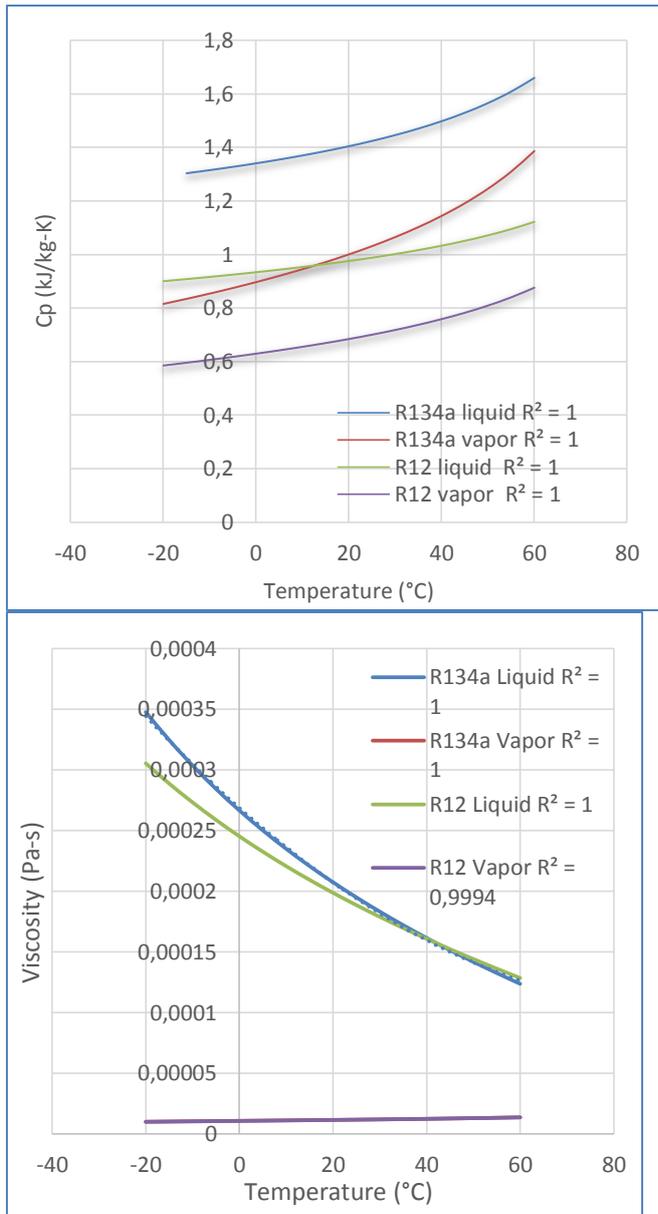
**Figure (III.2) – Courbe de Enthalpie e la phase vapeur saturée en fonction de Pev**



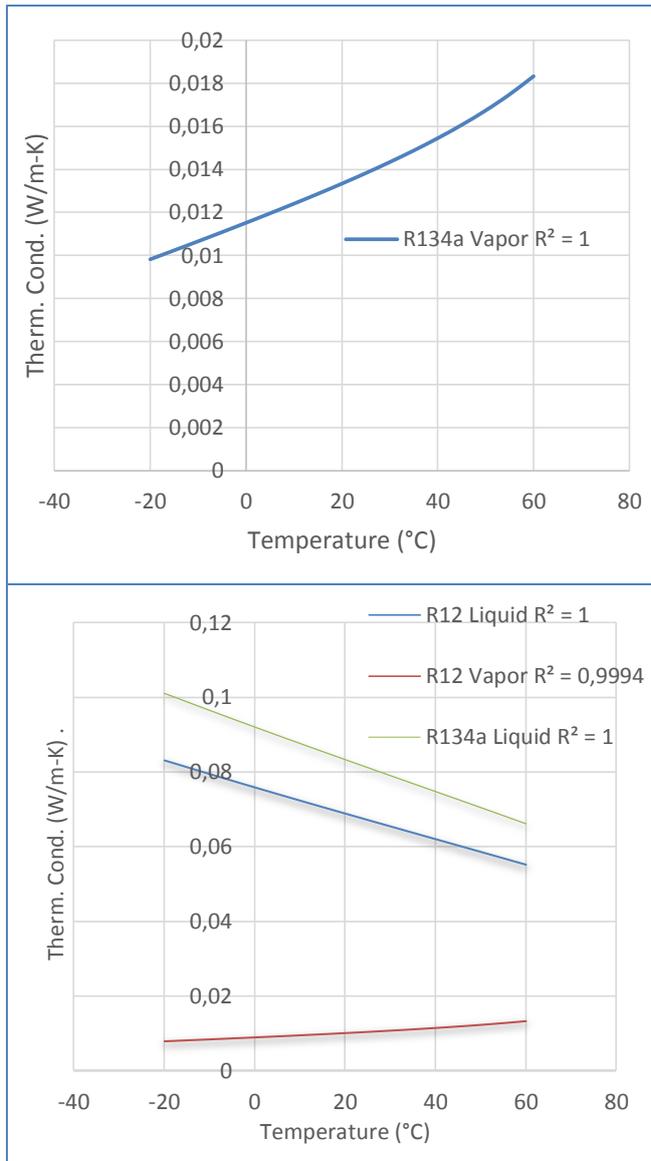
**Figure (III.3) – Courbe de Enthalpie de la phase liquide saturée en fonction de Tcd et Pev**



**Figure (III.4) – Courbe de Volume massique de la phase vapeur saturée en fonction de  $P_{ev}$**



**Figure (III.5) – Courbe de Capacité thermique et Viscosité de la phase (vapeur et liquide) saturée**



**Figure (III.6) – Courbe de Therm.Cond de la phase vapeur et liquide saturée**

### III.10.1 Coefficients calculent

Sur le **Tableau (III.4)** et **Tableau (III.5)**, sont présentées les constantes calculées a, b et c, d, e, f de l'expression (III.4) a (III.10) de l'enthalpie des deux phases. Ces coefficients pour les fluides R12 et R410a et R407c R134a.

**Tableau (III.4) - Coefficients de l'expression de l'enthalpie des fluides frigorigènes R12 et R410**

	<b>R12</b>	<b>R410a</b>
--	------------	--------------

	$h_{S-vap}$	$h_{1-vap}$	$h_{2is}$	$h_{S-liq}$	$h_{3-liq}$	$h_{S-vap}$	$h_{1-vap}$	$h_{2is}$	$h_{S-liq}$	$h_{3-liq}$
a	0,0148	0,0003	0,477	$2 \times 10^{-7}$	-0,001	$3 \times 10^{-5}$	-0,0017	0.7375	$4 \times 10^{-5}$	-0,0046
b	-0,2903	0,6052	-0.643	$4 \times 10^{-5}$	0,9981	-0,0018	0,9861	-0.9702	-0.0033	1,6945
c	2,263	0,001	0.13	-0,0018	0,0029	0,0476	0,15	0.276	0.1161	0,3654
d	-9,224	-----	1.0613	1,0192	-----	-0,6997	-----	1.462	-2.0261	-----
e	24,08	-----	-----	199,1	-----	6,3872	-----	-----	21.905	-----
f	321,99	-----	-----	-----	-----	397,24	-----	-----	108.04	-----

**Tableau (III.5) -Coefficients de l'expression de l'enthalpie des fluides frigorigènes R407c et 134a**

	<b>R407c</b>					<b>R134a</b>				
	$h_{S-vap}$	$h_{1-vap}$	$h_{2is}$	$h_{S-liq}$	$h_{3-liq}$	$h_{S-vap}$	$h_{1-vap}$	$h_{2is}$	$h_{S-liq}$	$h_{3-liq}$
a	0.0169	-0.0003	0.6914	$4 \times 10^{-5}$	-0.0023	0.0188	0.0002	0.6151	$10^{-7}$	-0.0018
b	0.3311	0.8905	-0.9096	-0.0033	1.5215	-0.3677	0.8478	0.784	$10^{-5}$	1.439
c	2.5734	0.0171	0.216	0.1176	0.0192	2.8626	0.0126	0.175	0.001	0.0126
d	-10.42	-----	1.7457	-2.0551	-----	-11.629	-----	1.2091	1.322	-----
e	26.444	-----	-----	22.313	-----	29.951	-----	-----	200.6	-----
f	371.1	-----	-----	121.88	-----	361.66	-----	-----	-----	-----

Les coefficients a, b, c et d, e, f calculés de l'expression (III.1), (III.2),( III.3) et (III.11) a (III.14) du pression et volume spécifique pour les deux phase sont présentés dans les tableaux ci-dessous.

**Tableau (III.6) -Coefficients calculés de l'équation pression et volume massique du fluide R12**

	<b>R12</b>					
	$P_{S-vap}$	$P_{S-liq}$	$V_{V-sat}$	$V_{S-liq}$	$V_{1-vap}$	$V_{3-liq}$
a	$-3 \times 10^{-11}$	$9 \times 10^{-11}$	161,37	$10^{-7}$	$10^{-6}$	$6 \times 10^{-6}$
b	$8 \times 10^{-9}$	$-6 \times 10^{-9}$	0,945	$4 \times 10^{-6}$	$2 \times 10^{-5}$	-0.0017
c	$7 \times 10^{-6}$	$8 \times 10^{-6}$	-----	$-9 \times 10^{-5}$	$5 \times 10^{-4}$	0.7163
d	0,0013	0,0012	-----	-----	0.0486	-----
e	0,1013	0,1018	-----	-----	1.397	-----
f	3,0815	3,0875	-----	-----	0.2	-----

**Tableau (III.7) -Coefficients calculés de l'équation pression et volume massique du fluide R410a**

<b>R410a</b>						
	$P_{s\text{-vap}}$	$P_{s\text{-liq}}$	$V_{v\text{-sat}}$	$V_{s\text{-liq}}$	$V_{1\text{-vap}}$	$V_{3\text{-liq}}$
a	$-9 \times 10^{-12}$	$3 \times 10^{-9}$	243,09	$10^{-6}$	$9 \times 10^{-7}$	$2 \times 10^{-5}$
b	$3 \times 10^{-8}$	$-4 \times 10^{-7}$	0,955	$-5 \times 10^{-5}$	$3 \times 10^{-5}$	-0.003
c	$2 \times 10^{-5}$	$5 \times 10^{-5}$	-----	0,004	$5 \times 10^{-4}$	0.8544
d	0,0031	0,0018	-----	0,0574	-0.0429	
e	0,2545	0,2771	-----	-----	0.99	-----
f	7,9808	7,7129	-----	-----	0.2	-----

**Tableau (III.8) -Coefficients calculés de l'équation pression et volume massique du fluide R407c**

<b>R407c</b>						
	$P_{s\text{-vap}}$	$P_{s\text{-liq}}$	$V_{v\text{-sat}}$	$V_{s\text{-liq}}$	$V_{1\text{-vap}}$	$V_{3\text{-liq}}$
a	$-7 \times 10^{-12}$	$3 \times 10^{-9}$	219.16	$-4 \times 10^{-7}$	$10^{-6}$	$10^{-5}$
b	$3 \times 10^{-9}$	$-3 \times 10^{-7}$	0.956	$-4 \times 10^{-6}$	$3 \times 10^{-5}$	0.0022
c	$10^{-5}$	$3 \times 10^{-5}$	-----	0.0025	$5 \times 10^{-4}$	0.7945
d	0,0022	0,0014	-----	0,0005	-0.556	---
e	0,1612	0,1718	-----	-----	1.463	-----
f	4,6072	4,796	-----	-----	0.2	-----

**Tableau (III.9) -Coefficients calculés de l'équation pression et volume massique du fluide R12**

<b>R134a</b>						
	$P_{s\text{-vap}}$	$P_{s\text{-liq}}$	$V_{v\text{-sat}}$	$V_{s\text{-liq}}$	$V_{1\text{-vap}}$	$V_{3\text{-liq}}$
a	$-4 \times 10^{-11}$	$-2 \times 10^{-10}$	193.1	$2 \times 10^{-7}$	$210^{-6}$	$810^{-6}$
b	$2 \times 10^{-8}$	$-2 \times 10^{-8}$	0.959	$3 \times 10^{-6}$	$510^{-5}$	-0.02
c	$9 \times 10^{-6}$	$10^{-5}$	---	0.0021	$710^{-4}$	0.7723
d	0,0015	0,0014	-----	-0,0002	-0.0779	---
e	0,1061	0,1072	-----	-----	1.96	-----
f	2,928	3,02	-----	-----	0.2	-----

**Cas particulier :**

Cas particulier pur installation mono-étager avec échangeur interne calculés de l'expression (III.10)

**Tableau (III.10) -Coefficients calculés de l'équation Enthalpie liquide Sous-**

**refroidissement**

	<b>h<sub>3-liq-ECI</sub></b>			
Fluides	R407c	R134a	R410a	R12
a	-0.0023	-0.0018	-0.0046	-0.0011
b	1.8	1.7	1.85	1.7
c	0.89	0.85	0.95	0.61
d	0.0192	0.0126	0.3654	0.0029

Les Coefficients de l'expression (III.15) (III.16) (III.17) pour les équations de calculer les échangeurs.

**Tableau (III.11) -Coefficients calculés de Conductivité et la Capacité thermique R12**

	<b>R12</b>					
	<b>C<sub>p</sub>vap</b>	<b>C<sub>p</sub>liq</b>	<b>λ<sub>vap</sub></b>	<b>λ<sub>liq</sub></b>	<b>μ<sub>vap</sub></b>	<b>μ<sub>liq</sub></b>
a	3×10 <sup>-9</sup>	4×10 <sup>-9</sup>	3×10 <sup>-7</sup>	2×10 <sup>-7</sup>	2×10 <sup>-12</sup>	-10 <sup>-10</sup>
b	2×10 <sup>-8</sup>	2×10 <sup>-8</sup>	5×10 <sup>-5</sup>	-0.0004	3×10 <sup>-11</sup>	3×10 <sup>-8</sup>
c	10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-5</sup>	0.0088	0.0759	4×10 <sup>-8</sup>	-3×10 <sup>-6</sup>
d	0.0019	0.0025	-----	-----	10 <sup>-5</sup>	0.0003
e	0.9342	0.6299	-----	-----	-----	-----

**Tableau (III.12) -Coefficients calculés de Conductivité et la Capacité thermique R134a**

	<b>R134a</b>					
	<b>C<sub>p</sub>vap</b>	<b>C<sub>p</sub>liq</b>	<b>λ<sub>vap</sub></b>	<b>λ<sub>liq</sub></b>	<b>μ<sub>vap</sub></b>	<b>μ<sub>liq</sub></b>
a	10 <sup>-8</sup>	8×10 <sup>-9</sup>	5×10 <sup>-7</sup>	2×10 <sup>-7</sup>	2×10 <sup>-12</sup>	-8×10 <sup>-11</sup>
b	-9×10 <sup>-8</sup>	-10 <sup>-7</sup>	8×10 <sup>-5</sup>	0.0004	3×10 <sup>-11</sup>	2×10 <sup>-8</sup>
c	2×10 <sup>-5</sup>	2×10 <sup>-5</sup>	0.0114	0.0921	4×10 <sup>-8</sup>	-3×10 <sup>-6</sup>
d	0.0046	0.0028	-----	-----	10 <sup>-5</sup>	0.0002
e	0.8974	1.3409	-----	-----	-----	-----

# Simulation Installation frigorifique Mono-étagée & Bi-étagée

## IV.1 Introduction

Ce chapitre est consacré au développement d'un modèle permettant de simuler le fonctionnement des installations frigorifiques mono-étagée et bi-étagée en régime permanent, avec ses composants : le compresseur, l'évaporateur, condensateur, l'échangeur intermédiaire, et le détendeur. Ainsi, on présente la structure et l'organigramme du modèle global de simulation et compare les quatre fluides (R12, R134a, R407C, R410A) avec différentes installations (SECI, ECI, cascade)

Le modèle a été développé dans Engineering Equation Solver (EES) [17] avec une base de données sous forme d'équations que nous avons modélisée au chapitre 3

C'est un modèle itératif qui résout le cycle point par point et calcule les performances de chaque cycle. Ensuite, nous avons comparé le résultat avec le logiciel Chemours Refrigerant Expert (CRE) [18] qui donne des résultats imitant de près les systèmes réels.

Après avoir décrit ce modèle sous la forme de tableaux et des graphes tracés à l'aide du logiciel ORIGIN [19] et EXCEL pour chaque installation.

## IV.2 Hypothèses de simulation

Pour réaliser ce modèle de comportement de l'installation frigorifique, un certain nombre d'hypothèses ont été faites :

- La compression parfaite avec espace mort est supposée isentropique
- Les coefficients d'échange dans l'échangeur intermédiaire  $\epsilon=1$
- Dans toute l'installation les pertes de charge sont négligées
- Les caractéristiques de l'air ambiant sont constantes (pression atmosphérique, température et humidité prises à une valeur moyenne)
- Les pertes thermiques des canalisations et des échangeurs sont négligées.
- La compression est considérée comme adiabatique
- La détente dans le détendeur est isenthalpique sans transfert de chaleur.

### IV.3 Modèles des composants d'installation frigorifique

Tableau (IV.1) les formules des composants d'installation frigorifique [20]

Installations	Compresseurs	Condenseur	Évaporateur
Mono-étagée <i>Figure (II.9)</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>la puissance</li> <li>Mono étagé</li> </ul> $\dot{W}_{\text{Compresseur}} = \dot{m} \cdot W_c$ $\eta_{is} = \frac{W_c}{W_{is}}$	$\dot{Q}_{\text{Condenseur}} = \dot{m} \times \Delta h$ $\Delta h = h [2] - h [3]$	$\dot{Q}_{\text{Évaporateur}} = \dot{m} \times \Delta h$ $\Delta h = h_s [1] - h [4]$
Mono-étagé Avec ECI <i>Figure (II.10)</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Mono- étagé ECI</li> </ul> $W_{C_{=}} = h [2] - h [1]$ $W_{C_{ECI=}} = h [2] - h [3]$	$\dot{Q}_{\text{Cod-ECI}} = \dot{m}_{ECI} \times \Delta h_{ECI}$ $\Delta h_{ECI} = h_{ECI}[2] - h_{ECI}[3]$	$\dot{Q}_{\text{evp-ECI}} = \dot{m}_{ECI} \times \Delta h_{ECI}$ $\Delta h_{ECI} = h_{S-ECI}[1] - h_{ECI}[4]$
Bi-étagés (Cascade) <i>Figure (II.11)</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Cascade</li> </ul> $W_{\text{Cascade}} = W_A + W_B$ $W_A = h_A[2] - h_A[1]$ $W_B = h_B[2] - h_B[1]$	$\dot{Q}_{\text{Cod-cascade}} = \dot{m}_A \times \Delta h$ $\Delta h_{\text{cascade}} = h_A[4] - h_A[5]$	$\dot{Q}_{\text{evp-cascade}} = \dot{m}_B \times \Delta h$ $\Delta h_{\text{cascade}} = h_B[10] - h_B[9]$
	<ul style="list-style-type: none"> <li>La cylindrée</li> </ul> $V_{\text{cyd}} = \pi \cdot \left(\frac{D^2}{4}\right) \times Cu \times NB$	$\dot{m}_A \times \Delta h_{\text{int-A}} = \dot{m}_B \times \Delta h_{\text{int-B}}$ $\Delta h_{\text{int-B}} = h_B [2] - h_B [8]$ $\Delta h_{\text{int-A}} = h_A [3] - h_A [7]$	<b>Échangeur intermédiaire</b> <b>Détendeur</b> La détente étant isenthalpique, l'enthalpie à la sortie de la vanne est égale à l'enthalpie à l'entrée : $h [3] = h [4]$ Cascade: $h_A[5] = h_A [7]$ $h_B [8] = h_B [9]$
	<ul style="list-style-type: none"> <li>le volume balaye</li> </ul> $V_b = V_{\text{cyd}} \times N$		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Taux de compression</li> </ul> $\tau = \frac{P_{cd}}{P_{ev}}$	<b>Performance</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Rendement volumique</li> <li>débit volumique aspire</li> <li>Le débit massique</li> </ul> $\eta_v = 1 - (0.05 \times \tau)$ $V_a = V_b \times \eta_v$ $\dot{m} = V_a \times \rho = \frac{V_a}{V_{\text{aspiré}}}$	$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{condenseur}}}{\dot{W}_{\text{compresseur}}}$ $COP_{ECI} = \frac{\dot{Q}_{\text{ev ECI}}}{\dot{W}_{c EIC}}$ $COP_{\text{cascade}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ev cascade}}}{\dot{W}_{c cascade}}$		

### IV.4 Paramètres de simulation

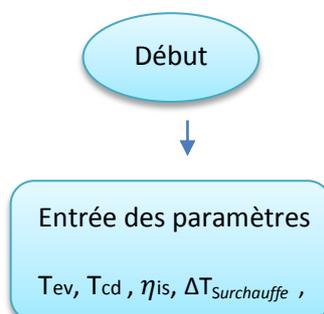
Pour la résolution numérique du système, certains paramètres doivent être déterminés comme point de départ. Les paramètres sont ceux liés au type de froid (+ ou -) Et au climat extérieur aux

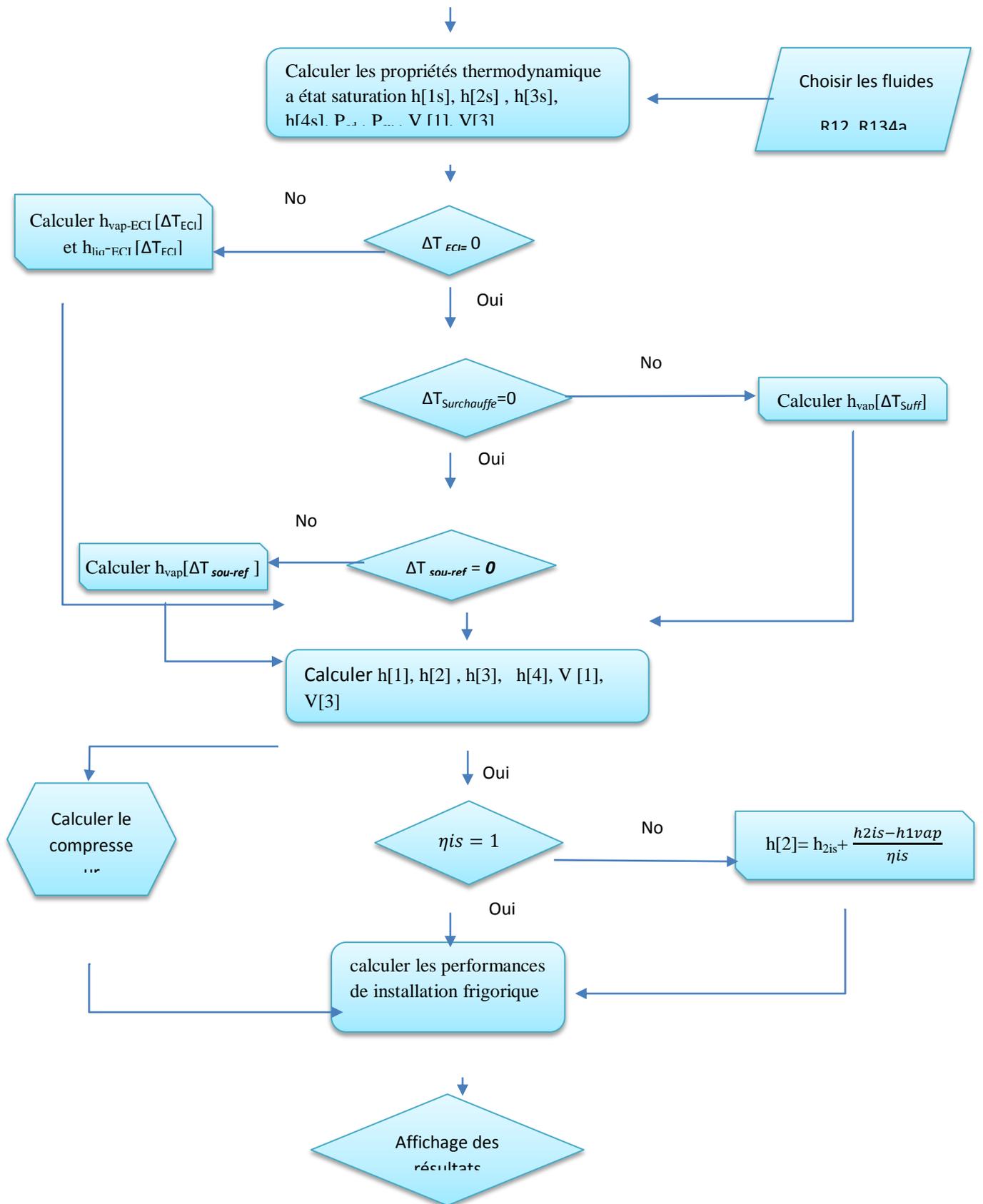
performances. Les composants sont modélisés à partir des données initiales fournies au programme. Les paramètres sélectionnés pour réaliser la simulation, sont définis dans le tableau ci-dessous :

**Tableau (IV.2) les Paramètres de simulation**

	<b>Fluide</b>	<b>Température Condenseur</b>	<b>Température l'évaporateur</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Autre</b>
Simulation (I) Mono-étagée Sans (ECI)	R12 R134a	Varie 35 à 40 [°C] Et	Varie -20 à -10 [°C] Et	N=2900 tur/min $V_{\text{cyd}}=15.22[\text{cm}^3]$	$\Delta T_{\text{Surchauffe}}=0$ $\Delta T_{\text{sous-reff}}=0$
Simulation (II) Mono-étagée avec (ECI)	R407c R410a	45 à 50 [°C] Cas ECI 40[°C]	0 à 5 [°C] Cas ECI -10[°C]	$\eta_{\text{is}} = 1$	$\Delta T_{\text{ECI}}=10$ [°C]
Simulation (III) Bi-étagée (Cascade)	R12/R410a R134a/R410a R407c/R410a	Varie 35 à 40 [°C] Et 45 à 50 [°C]	Varie -40 à -35[°C]	N=2900 tur/min <b>Haut pression</b> $V_{\text{cyd}}=15.22[\text{cm}^3]$ $\eta_{\text{is}} = 1$ <b>Remarque :</b> Le compresseur <b>Bass pression</b> il varie enfonctions de débit	$\Delta T_{\text{Surchauffe}}=0$ $\Delta T_{\text{sous-reff}}=0$ $\varepsilon=1$
Simulation (IV) (3 installations)	R12 R134a R407c R410a	$T_{\text{cd}}=40$ [°C]	<b>Froid positif</b> $T_{\text{ev}}=-10$ [°C] <b>Froid négatif</b> $T_{\text{ev-ECI}}=-20$ [°C] <b>Froid négatif</b> $T_{\text{ev-Cascade}}=-40$ [°C]	<b>Remarque :</b> Le compresseur il varie enfonctions de débit	$Q_{\text{ev}}=400$ [W] $Q_{\text{ev-ECI}}=400$ [W] $Q_{\text{ev-Cascade}}=780$ [W] $\Delta T_{\text{Surchauffe}}=10$ [°C] $\Delta T_{\text{sous-reff}}=5$ [°C] <b>Remarque :</b> Les valeurs communiquées par un fabricant)

#### IV.5 Simulation de Mono-étagée Sans (ECI)



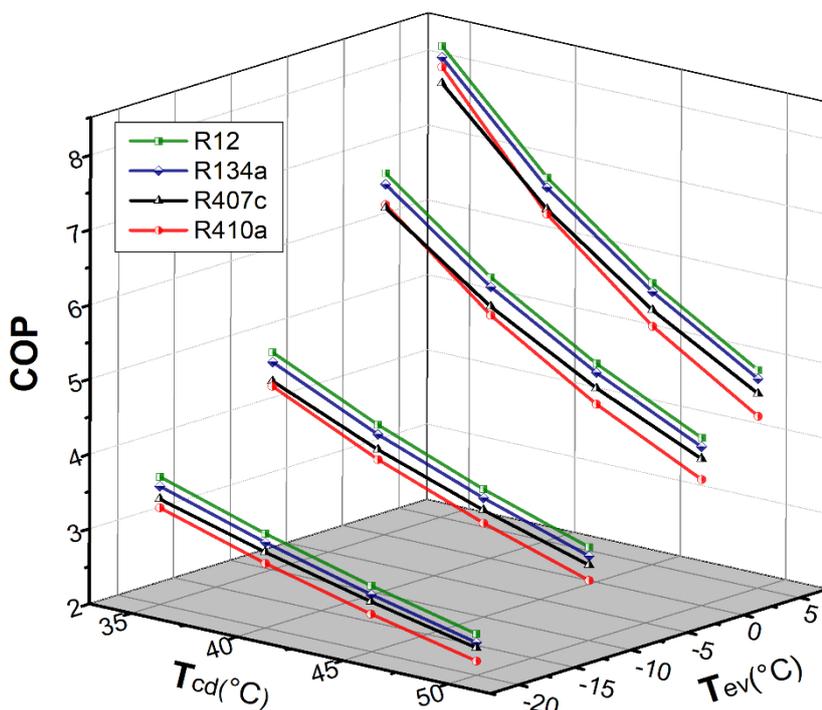




**Figure (IV.1) - Organigramme d'installation mono-enge (SECI et ECI)**

Le programme utilise directement les formule de **Tableau (IV.1)** pour calculer les performances et les puissances et le débit massique du fluide frigorigène. Dans ce dernier cette étape le programme fait appel à quelques fonctions du fluide frigorigène que on a présenté dans le chapitre III pour calculer l'échange de l'enthalpie est la volume massique.

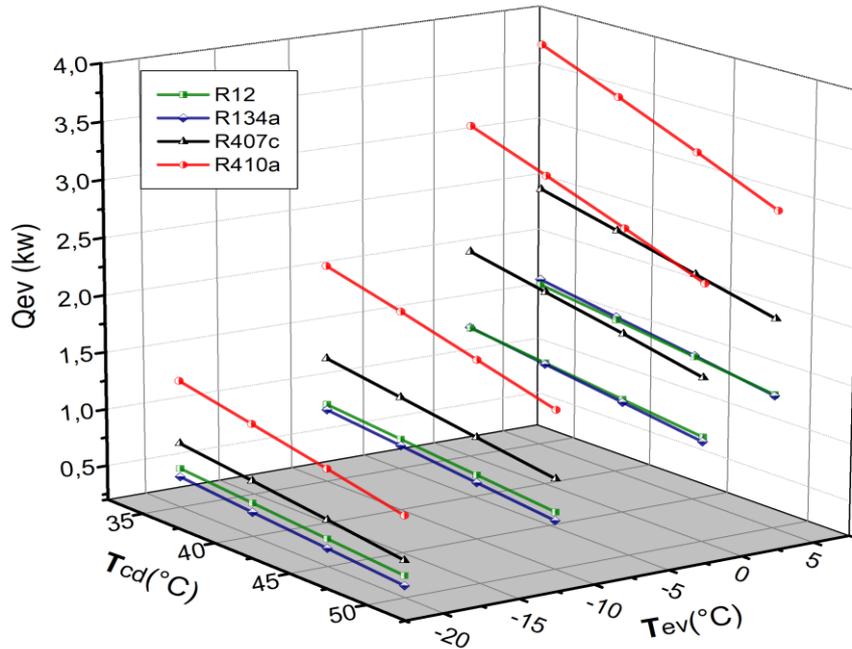
## IV.6 Résultats du calcul et discussion



**Figure (IV.2) - Influence de la température de condensation et d'évaporation sur COP de l'installation frigorifique SECI**

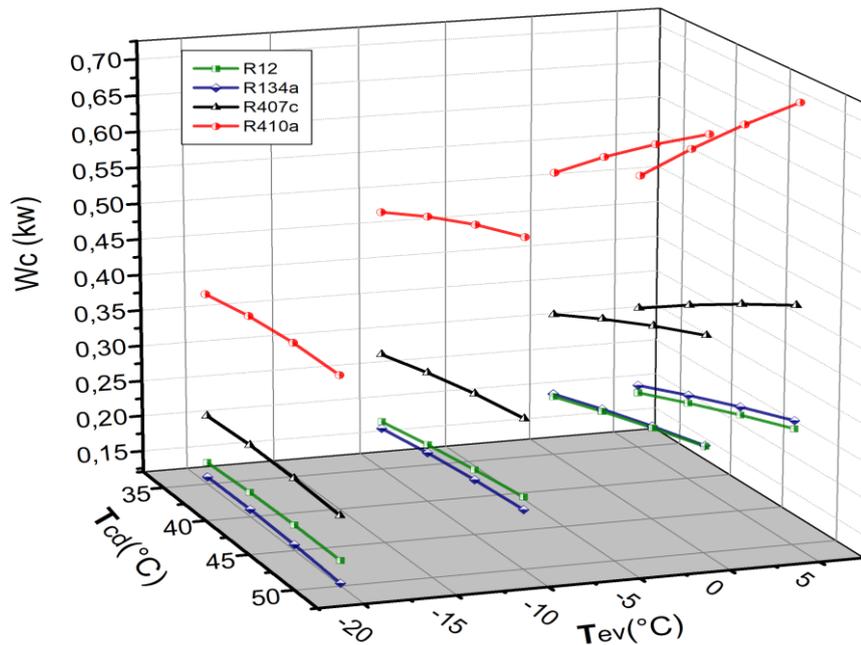
On remarque que la valeur du COP passe par un maximum pour les températures de la condenseurs supérieures à 35 °C. et le COP augmente de manière continue avec l'abaissement de la température d'évaporateur et aussi une forte diminution du COP avec l'augmentation de la température de condensation. Selon les résultats obtenus on peut dire qu'une diminution de 5°C de la température condensation signifie une augmentation de 8.5% du COP de l'installation frigorifique et

qu'une augmentation de 5°C de la température d'évaporateur signifie une diminution de 5.1% du COP de l'installation frigorifique.



**Figure (IV.3) - Influence de la température de condensation et d'évaporation sur le puissance frigorifique SECI**

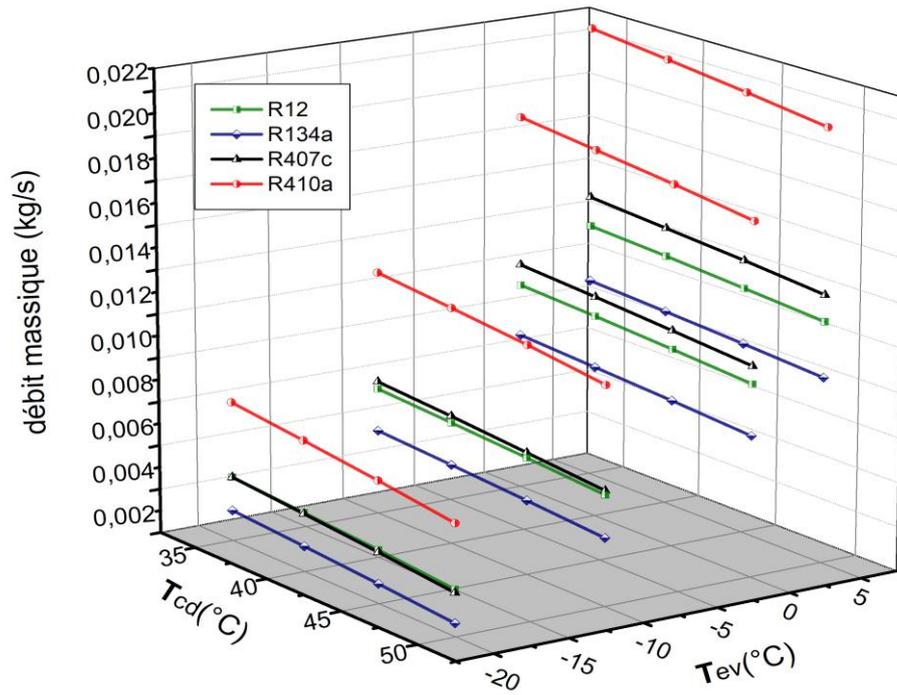
On remarque que la puissance frigorifique une forte augmentation avec diminution de température d'évaporation, et augmente de manière très faible avec l'abaissement les températures de condenseurs on remarque que la puissance frigorifique et diminue avec l'augmentation de la température de l'évaporateur quelle que soit la température de condenseur.



**Figure (IV.4) - Influence de la température de condensation et d'évaporation sur la puissance consommée par le compresseur de SECI**

Dans la **Figure (IV.4)** on voit que la puissance consommée par le compresseur augmente au fur de l'augmentation de la température de condensation, est cette augmentation 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. et diminue très faible au fur de l'augmentation de la température 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.

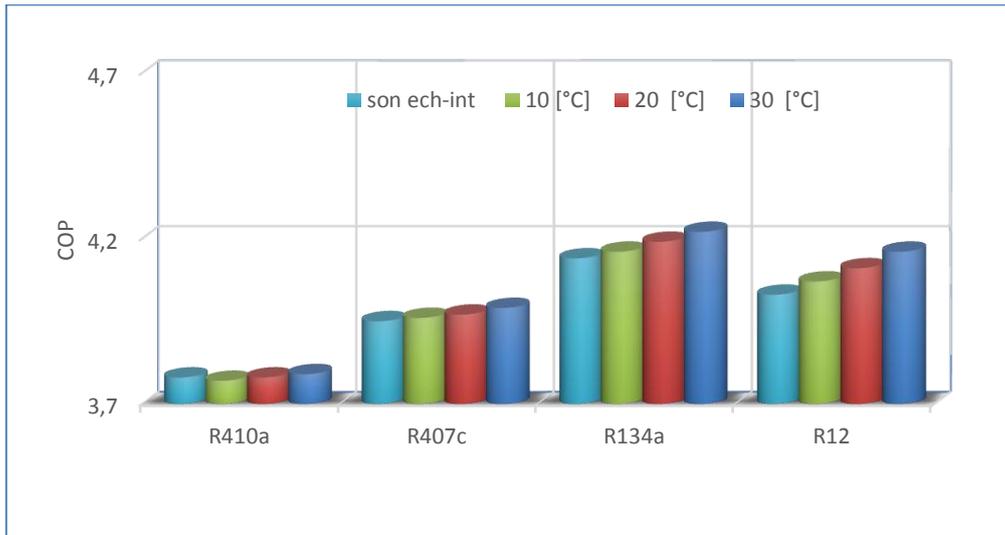
Dans la même figure on voit que la différence entre les puissances absorbée par le compresseur des 4 fluides, ce phénomène est dû à la diminution de la pente des Courbes isentropiques dans le diagramme enthalpique (p-h).



**Figure (IV.5) - Influence de la température de condensation et d'évaporation sur le débit massique de SECI**

On remarque augmente de manière continue avec l'abaissement de la température d'évaporateur, et une très faible augmentation du débit massique avec l'augmentation de la température de condensation. Puisqu'une augmentation de température évaporateur donne automatiquement une diminution de débit mass a causé de différence de pression  $\Delta P$  (entrée et le sortie) qui Entrave la sortie de fluide.

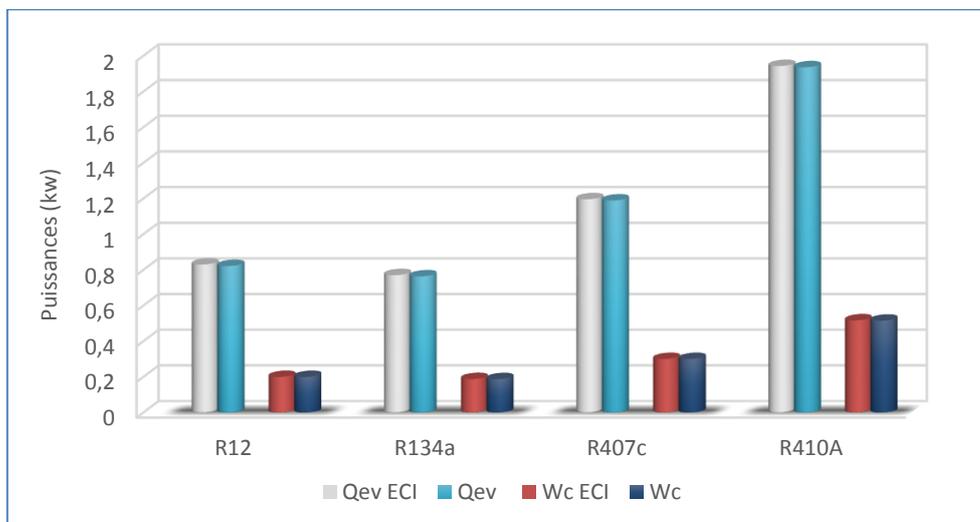
## IV.7 Simulation de Mono-étagée avec (ECI)



**Figure (IV.6) – Influence du degré d'échangeur interne ECI sur le coefficient de performance**

$COP_{ECI}$

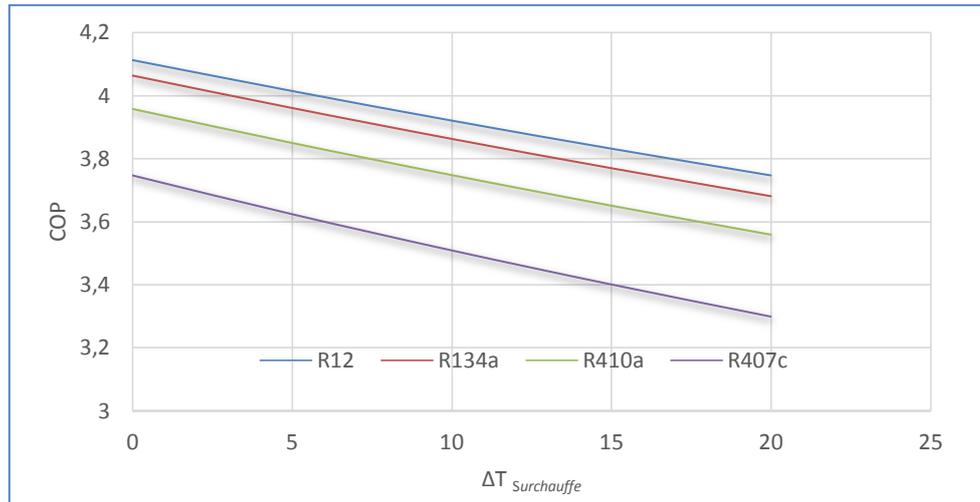
Figure (IV.6) représente une comparaison entre coefficients de performance de l'installation frigorifique avec et son échangeur interne. On remarque qu'en introduisant l'effet de l'échangeur interne sur la  $COP_{ECI}$  augmente de 2% à 5% pour les fluides R12 R134a et pour le mélange réfrigérant R407c et R410a alors qu'il n'y a presque aucune amélioration de coefficient de performance  $COP_{ECI}$  avec la faible température d'évaporation, En raison du phénomène de glissement pour les mélange réfrigérant.



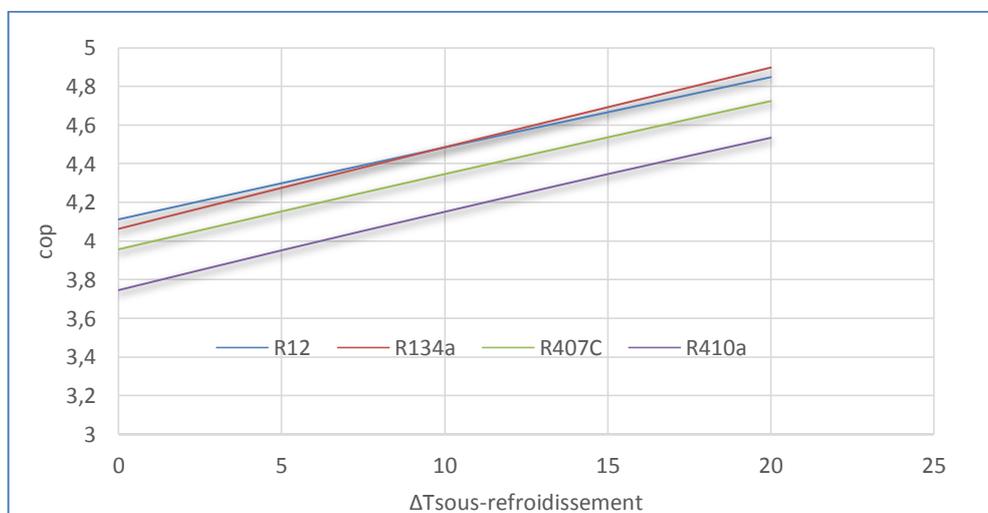
**Figure (IV.7) – la variations des puissances sur les deux installations**

On remarque une augmentation de la puissance frigorifique et la Puissance du compresseur qui n'est pas trop différente entre les deux installations. On remarque qu'en introduisant l'effet de l'échangeur

interne sur la puissance frigorifique une augmentation de 4% à 6% pour les fluides R12 R134a et pour le mélange réfrigérant R407c et R410a amélioration environne 5% à 8%.



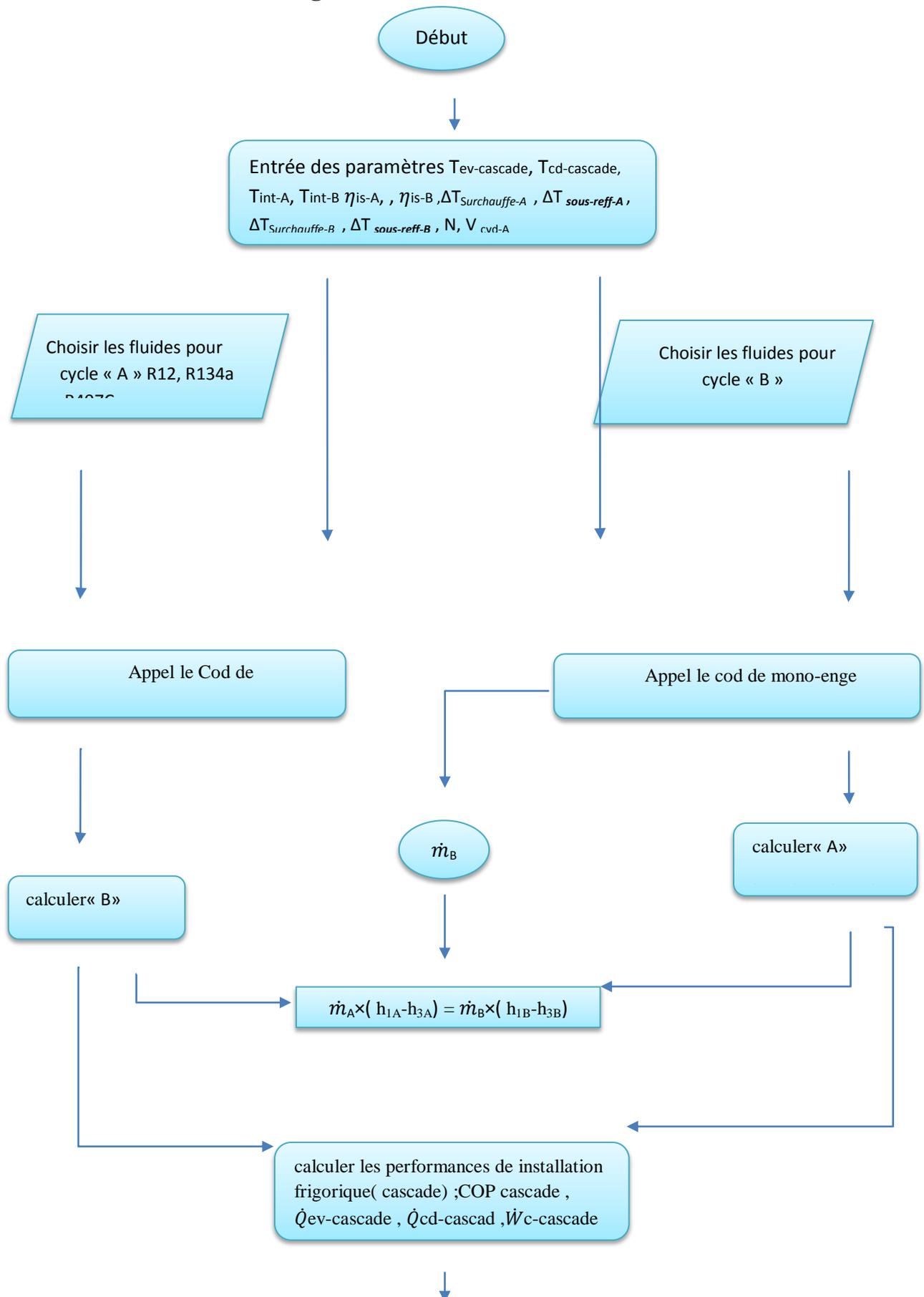
**Figure (IV.8) - Influence du degré de surchauffe sur le coefficient de performance  $COP_{ECI}$**

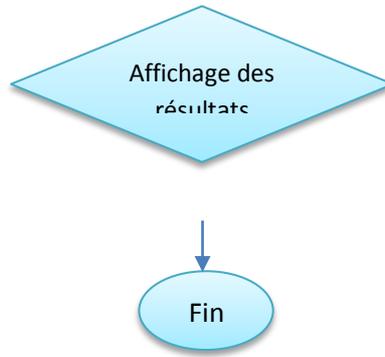


**Figure (IV.9) – Influence du degré de sous-refroidissement sur le coefficient de Performance  $COP_{ECI}$**

Les figures (IV.8) et (IV.9) représentent l'influence du degré de surchauffe et de sous-refroidissement respectivement sur le coefficient de performance de l'installation frigorifique. On voit une faible augmentation du COP avec l'augmentation du degré de sou-refroidissement et une faible diminution du COP avec l'augmentation de degré de surchauffe. On confirme que les températures d'évaporation et de condensation jouent le rôle majeur dans la variation du coefficient de performance de l'installation frigorifique.

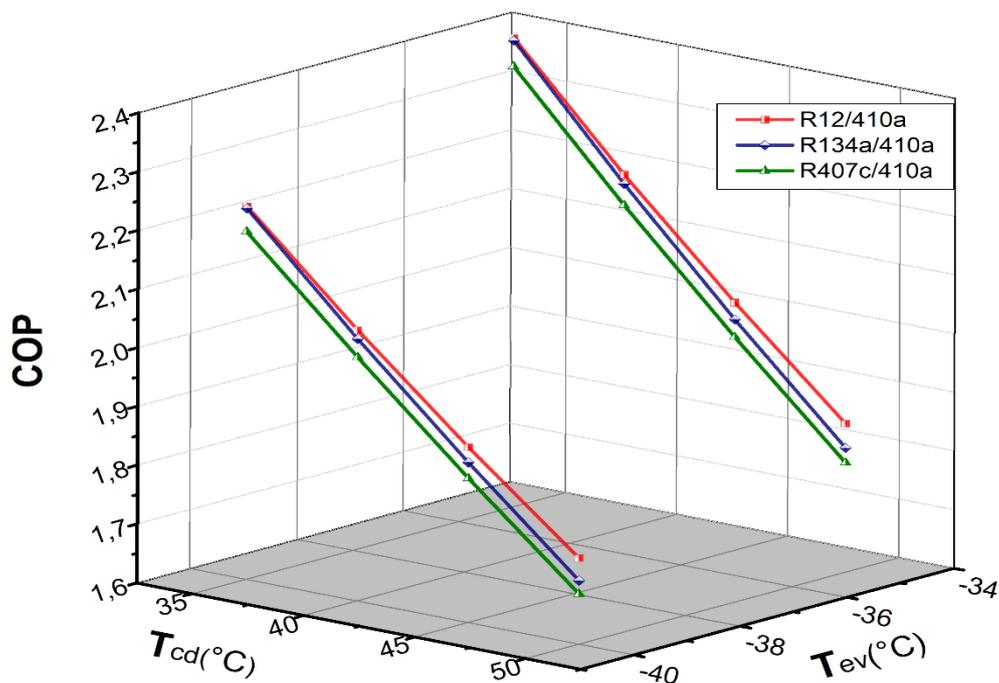
## IV.8 Simulation de bi-étagée (cascade)





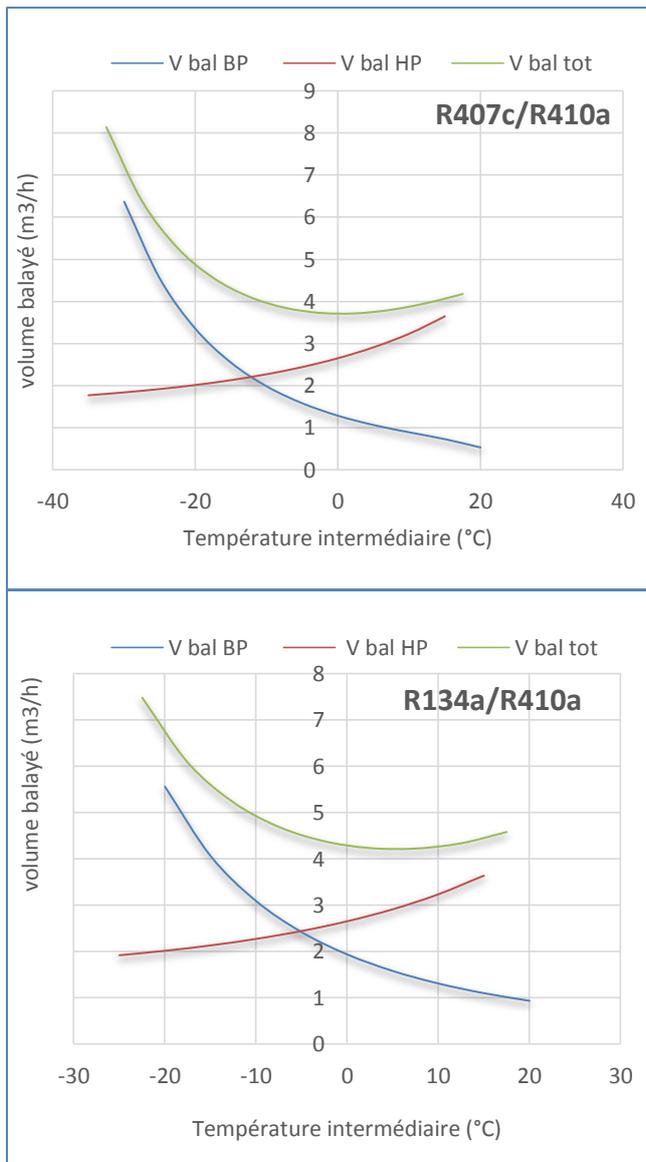
**Figure (IV.10) - Organigramme d'installation (CSACADE)**

Donnes cette partie on fait une étude sur la variation de la température d'évaporation et de condensation sur les performances d'installation bi-étagée (cascade). On a divisé les fluides sur les deux cycle R12 R134a R407c dans le cycle (BP) et R 410a Dans le cycle (HP) à cause de fonctionner à des basses pressions inférieures à la pression atmosphérique. Proposé des températures à l'évaporation de la boucle basse température,  $-40^{\circ}\text{C}$  et  $-35^{\circ}\text{C}$  Température de condensation,  $35$  à  $50^{\circ}\text{C}$ . La différence de température pour le transfert de chaleur de l'échangeur intermédiaire de chaleur est donnée à  $10^{\circ}\text{C}$  .et La température des fluides au niveau de l'évapo-condenseur est fixé à  $-10^{\circ}\text{C}$  pour le cycle (BP) et (HP) est fixé à  $0^{\circ}\text{C}$ . Et nous utilisons les Couple R12/410a, R134a/410a, 407c/410a dans la simulation suivent.

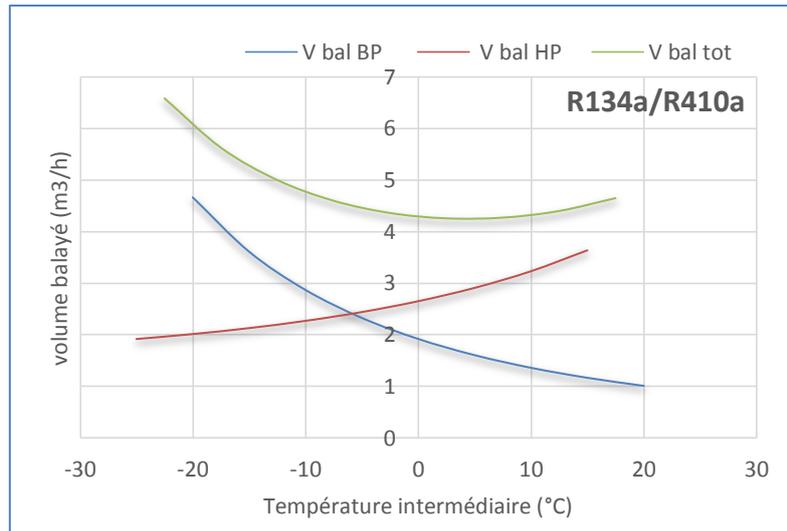


**Figure (IV.11) - Influence de la température de condensation et d'évaporation sur le coefficient de performance (cascade)  $\text{COP}_{\text{cascade}}$**

On remarque que la valeur du COP<sub>cascade</sub> passe par un maximum pour les températures du condenseur à 35 °C. et le COP augmente de manière continue avec l'abaissement de la température d'évaporateur et aussi une forte diminution du COP avec l'augmentation de la température de condensation. Selon les résultats obtenus on peut dire qu'une diminution de 5°C de la température condensation signifie une augmentation de 13% du COP<sub>cascade</sub> de l'installation frigorifique et qu'une augmentation de 5°C de la température d'évaporateur signifie une diminution de 3.5.% du COP<sub>cascade</sub> de l'installation (cascade).

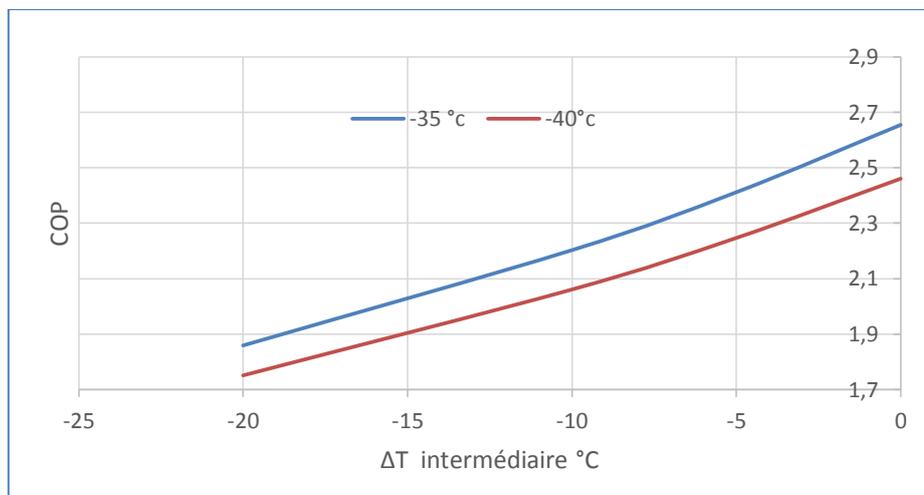


**Figure (IV.12) (IV.13) Influence de la température intermédiaire sur le volume balayé**



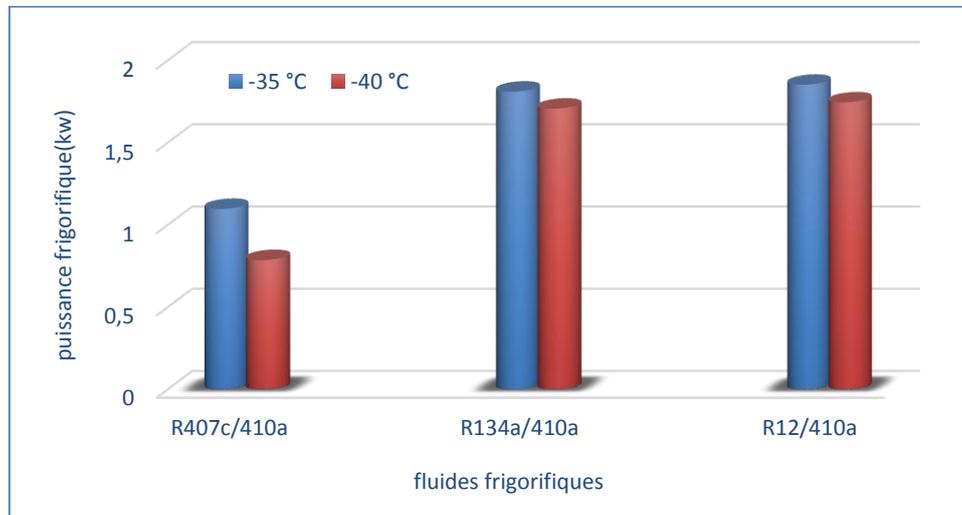
**Figure (IV.14) Influence de la température intermédiaire sur le volume balayé**

On remarque dans les Figures (IV.12) (IV.13) (IV.14) que le volume balayé total augmente de manière continue avec la diminution de la température intermédiaire. Puisqu'une augmentation du volume balayé total signifie une augmentation de la puissance absorbée par le compresseur. Cela est dû à une augmentation du taux de compression qui exige une énergie mécanique supplémentaire au niveau du compresseur. Et dans ces mêmes figures, on voit que la température intermédiaire minimale pour un cylindre total est différente pour les trois couples de fluides : R407c/R410a environ 3,7 °C et (R134a/R410a) 4,3 °C et (R12/R410a) 4,26 °C.



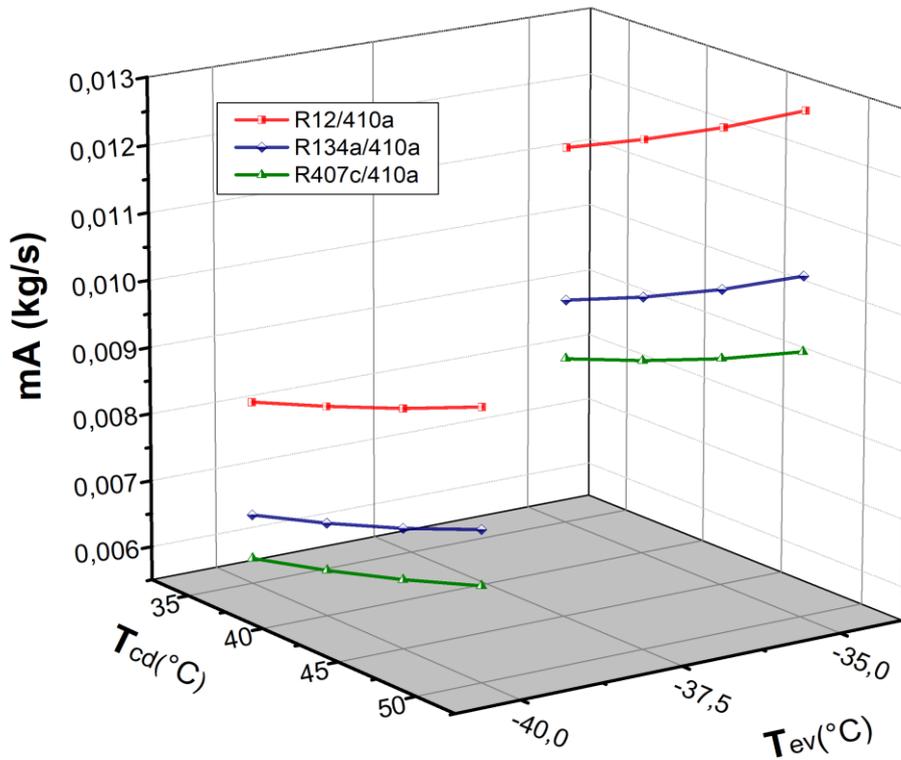
**Figure (IV.15) – Influence de la température intermédiaire  $\Delta T$  intermédiaire sur le coefficient de performance COP cascade**

On remarque que lorsque la température d'évaporation augmente la valeur du COP est diminué plus fable, ainsi que la  $\Delta T$  intermédiaire correspondante. Par ailleurs le maximum est plus marqué lorsque la température de l'évaporateur-condenseur augmente : le COP diminue, mais la température d'évaporation et de condensation jouent le rôle majeur dans la variation du coefficient de performance COP de l'installation frigorifique bi-étager (cascade).



**Figure (IV.16) - Influence de la température d'évaporation sur la puissance frigorifique**

On remarque que la puissance frigorifique et diminue avec l'augmentation de la température de l'évaporateur quelle que soit la température de condenseur. Selon les résultats qui obtenus on peut dire qu'une augmentation de 5°C de la température évaporateur signifie une diminution de 30% de la puissance frigorifique avec R407c/410a et 10 % avec les couples R12/410a et R134a/410a.



**Figure (IV.17) - Influence de la température de condensation et d'évaporation sur le débit massique de cycle basse pression BP**

On remarque augmente de manière continue avec l'abaissement de la température d'évaporateur, et une très faible augmentation du débit massique avec l'augmentation de la température de condensation. Puisque le débit massique HP est toujours supérieur au débit massique BP. Cependant, les vapeurs aspirées par le compresseur BP se trouvant sous une pression plus faible, leur volume massique est beaucoup plus élevé, et c'est le compresseur BP qui aura toujours la cylindrée la plus importante.

## IV.9 Comparaison des fluides

Le but de cette simulation est d'obtenir des données permettant de comparer les performances des quatre différents fluides de travail dans le système modélisé. Une analyse des résultats est réalisée pour étudier la viabilité de ce fluide frigorigène à fonctionner Dans les systèmes d'installations frigorifiques danse Les tableaux suivants :

### Remarque :

Le Fréon R12 (Interdits d'utilisation et de vente) par le protocole de Montréal. On calculer à cause de sa présence dans le laboratoire.

### IV.9.1 Installation positive mono-étagée sans (ECI)

On a supposé que la puissance frigorifique  $Q_{ev} = 400$  [W] et la température de condenseur  $T_{cd} = 40^\circ\text{C}$  et température d'évaporateur  $T_{ev} = -10^\circ\text{C}$

Tableau (IV.3) les Caractéristiques d'installation positive

	$\tau$	$\eta_v$	$V_b$	$W_c$	COP	$COP_{CRE}$		
	<b>R12</b>	4.374	78%	1,302	0,1301	3,075	3.04	
	<b>R134a</b>	5,058 $\Delta$	75% $\nabla$	1,4 $\Delta$	0,1312 $\nabla$	3,048 $\Delta$	2.99	
	<b>R407c</b>	4,812	75% $\nabla$	0,9019 $\nabla$	0,1356	2,95	2.91	
Le balayé	<b>R410c</b>	4,219 $\nabla$	79% $\Delta$	0,5543	0,1441	2,776	2.80	volume $V_b$

réduit du R410A influe sur la taille du compresseur. Mais en Contrepartie, on dénote une perte de performance de 27%. Dans ce cas, le fluide frigorigène R134A avec un meilleur COP reste le premier choix.

### IV.9.2 Installation négative mono-étagée avec (ECI)

On a supposé que la puissance frigorifique et la température de condenseur  $Q_{ev-ECI} = 400$  [W]  $T_{cd} = 40^\circ\text{C}$  et température d'évaporateur  $T_{ev} = -20^\circ\text{C}$

Tableau (IV.4) les Caractéristiques d'installation négative

	$\tau$	$\eta_v$	$V_b$	$W_c$	COP	$COP_{CRE}$	
	<b>R12</b>	6,303	69%	2,255	0,1713	2,335	2.35
	<b>R134a</b>	7,595	62%	2,687	0,1725	2,319	2.31

<b>R407c</b>	7,05	65%	1,63	0,1773	2,256	2.23
<b>R410c</b>	6,077	70%	0,9551	0,1889	2,118	2.14

Le fluide frigorigène R12 mes R134A obtient le meilleur COP, néanmoins le volume balayé est le plus élevé. Ici le R410A pourrait se présenter comme une alternative. Mais son COP présente un déficit de 20% par rapport au R134A.

### IV.9.3 Installation négative (cascade)

On a supposé que la puissance frigorifique  $Q_{ev-Cascade}=780[W]$  et la température de condenseur  $T_{cd} = 40\text{ }^{\circ}C$  et température d'évaporateur  $T_{ev} = -40\text{ }^{\circ}C$

**Tableau (IV.5) les Caractéristiques d'installation négative (cascade)**

		$\tau$	$\eta_v$	$m$	$V_b$	$W_c$	<b>COP</b>	<b>COP<sub>CRE</sub></b>
<b>R12/R410c</b>	BP	4,374	78%	0,007781	2,894	1,226	1,567	1.41
<b>R134a/R410c</b>		5,058	75%	0,00614	3,094	1,226	1,565	1.39
<b>R407c/R410c</b>		4,812	76%	0,00554	2	1,237	1,532	1.37
<b>R410c</b>	HP	4,75	76%	0,003488	2,567			

Malgré un déficit du COP de 4% par rapport à celui du R134a/R410c. Le réfrigérant R407c/R410c avec un volume balayé réduit et un rendement volumétrique largement supérieur fait figure de favoris.

## CHAPITRE -V -

### **Etude de l'échangeur frigorifique d'une installation Multi-étagée**

#### **V.1 Calcule de la puissance thermique d'un échangeur**

L'équation de bilan d'énergie exprime, conformément au premier principe de la thermodynamique, l'égalité des flux de chaleur échangés par chacun des fluides circulant dans l'échangeur thermique, en négligeant les pertes vers l'extérieur.

$$\dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (V.1)$$

La puissance échangée entre les deux fluides, dépend essentiellement de l'écart de température que celui-ci subit lorsque l'échange se réalise par chaleur sensible, ou alors essentiellement de la valeur de la chaleur latente (correspondant à l'enthalpie de changement d'état) lorsqu'il y a un changement de phase (fluide diphasique).

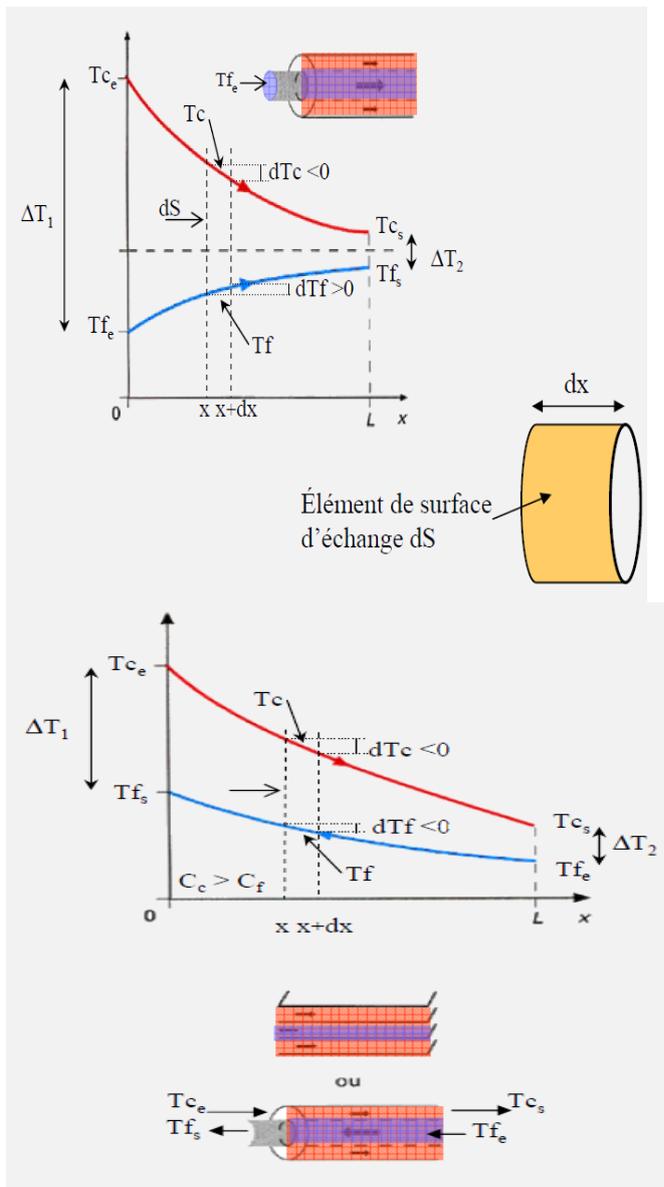
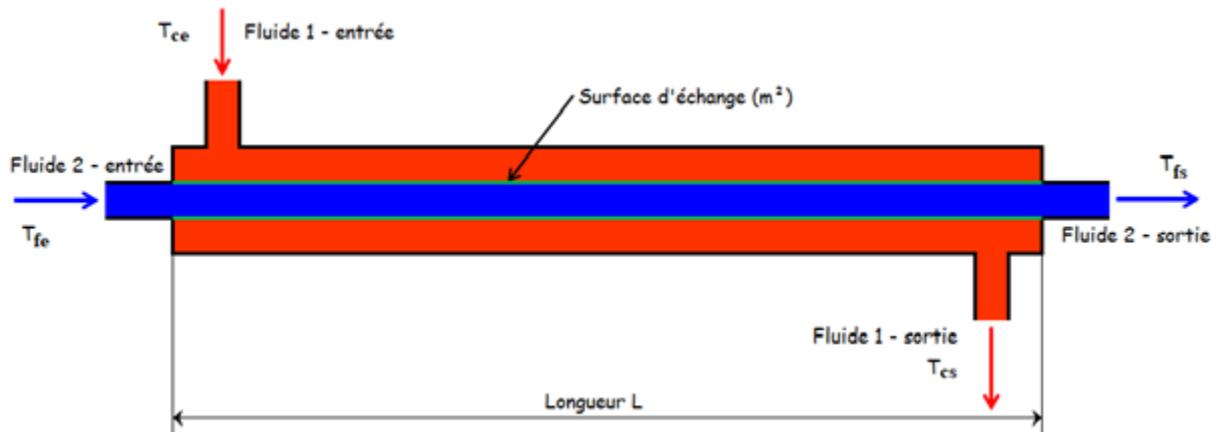


Figure (V.1) : distribution de température dans un échangeur

## V.1.1 Méthode de la différence logarithmique des températures

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée  $T_{ce}$  et  $T_{fe}$  conditionnent directement la valeur moyenne de  $\Delta T$ . Elle est fonction :

### V.1.1.1 Echangeur co-courant



*Figure (V.2) principe de l'échangeur à co-courant*

Si  $T_c$  et  $T_f$  sont les températures des deux fluides au droit de l'élément  $dS$  de la surface d'échange. le flux thermique  $d\phi$  échangé entre les deux fluides à travers  $dS$  peut s'écrire :

$$d\phi = k (T_c - T_f) dS \quad (V.2)$$

$$d\phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (V.3)$$

$[-\dot{m}_c C_{pc} dT_c] = [\text{flux perdu par le fluide chaud}]$

$[\dot{m}_f C_{pf} dT_f] = [\text{le flux gagné par le fluide froid}]$

$$d(T_c - T_f) = - \left[ \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right] k (T_c - T_f) dS \quad (V.4)$$

$$\log (T_c - T_f) \Big|_0^S = - \left[ \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right] k S \quad (V.5)$$

➤ A l'entrée de l'échangeur ( $x=0$ )  $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$

➤ A la sortie de l'échangeur ( $x=L$ )  $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\log \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = - \left[ \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right] k S \quad (V.6)$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides :

C'est faire le bilan enthalpique global de chaque fluide, ce qui s'écrit :

$$\phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (V.7)$$

$$\begin{aligned} \log \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} &= - \left[ \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\phi} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{\phi} \right] k S = \\ &= -((T_{cs} - T_{fs}) + (T_{ce} - T_{fe})) \frac{k S}{\phi} \end{aligned} \quad (V.8)$$

Expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à courants parallèles :

$$\phi = k \left[ \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\log \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}} \right] S \quad (V.9)$$

On a :

$$d\phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = -\dot{m}_f C_{pf} dT_f$$

la puissance thermique totale échangée:

$$\phi = k \left[ \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\log \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \right] S \quad (V.10)$$

### Généralisation :

Les expressions (9) et (10) peuvent recevoir la même formulation, si on introduit la grandeur :

$$\Delta T = T_c - T_f$$

$\Delta T$  : désignant la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, dans une section donnée de l'échangeur.

- A l'entrée de l'échangeur à co-courant ( $x=0$ ) :  $\Delta T_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{fe}$
- À la sortie de l'échangeur à co-courant ( $x=L$ ) :  $\Delta T_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fs}$

$$\phi = k \left[ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \right] S = k \left[ \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \right] S \quad (V.11)$$

### V.1.1.2 Echangeur contre-courant

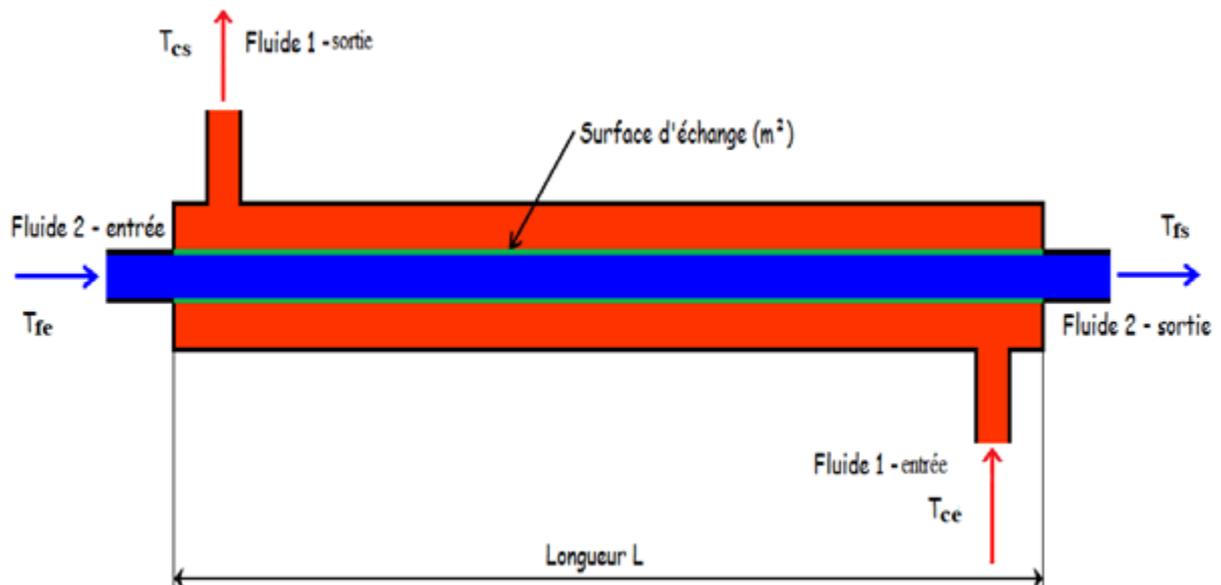


Figure (V.3) principe d'un échangeur à contre-courant

- A l'entrée de l'échangeur à contre-courant ( $x=0$ ) :  $\Delta T_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{fs}$
- À la sortie de l'échangeur à contre-courant ( $x=L$ ) :  $\Delta T_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fe}$

$$\phi = k \left[ \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \right] S \quad (V.12)$$

La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants.

La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation

$$\phi = k S \Delta T_{LM} \quad (V.13) \quad \text{avec} \quad \Delta T_{LM} = \left[ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \right] \quad (V.14)$$

$\Delta T_{LM}$  est appelée la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides

L'expression (13) signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.

Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global  $k$  introduit

**Remarque :**

L'expression de  $\Delta T_{LM}$  est valable pour les échangeur mono-phasique ou diphasique

## V.2 Évaluation du coefficient d'échange global

Pour pouvoir calculer la puissance thermique d'un échangeur à l'aide de la relation précédente :

$$\Delta T_{LM} = \left[ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \right] \quad (V.14)$$

$\Delta T_{LM}$  : différence de température logarithmique moyenne [°C]

Il est encore nécessaire de connaître le coefficient global d'échange défini par la relation :

$$d\phi = k (T_c - T_f) dS$$

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid est la résultante de trois phénomènes successifs :

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide.
- Conduction à travers une paroi solide.
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.

La convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection ( $h_c$ ) permettant de définir une résistance thermique convective ( $1/h_c S$ )

La convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection ( $h_f$ ) permettant de définir une résistance thermique convective ( $1/h_f S$ ) la conduction à travers la paroi solide d'épaisseur  $e$  et de conductivité thermique  $\lambda$ , il en est rendu compte par une résistance thermique de conduction ( $e/\lambda S$ ).

De sorte que le flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par l'expression :

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}} \quad (\text{V.15}) \quad \text{Soit encore} \quad \phi = k (T_c - T_f) S$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{V.16})$$

Cette modélisation doit encore être complétée sur deux points pour rendre compte correctement des phénomènes dans un échangeur réel :

- 1) Dans la relation (15), nous avons supposé la même surface d'échange  $S$  côté chaud et côté froid. Dans la pratique, la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange ( $S_c$ ) et ( $S_f$ ), et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud -et on le notera ( $k_c$ )-soit à l'unité de surface d'échange côté froid -et on le notera ( $k_f$ )
- 2) De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires ( $R_{ec}$ ) et ( $R_{ef}$ ) s'opposant à l'échange.

$$k_c = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e S_c}{\lambda S_m} + \left(R_{ef} + \frac{1}{h_f}\right) \frac{S_c}{S_f}} \quad (\text{V.17})$$

$$k_f = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c} + R_{ef} + \frac{e S_c}{\lambda S_m} + \left(R_{ec} + \frac{1}{h_f}\right) \frac{S_f}{S_c}} \quad (\text{V.18})$$

### V.3 Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$

Pour estimer le coefficient d'échange de convection il faut que calculer le nombre de Nusselt

#### V.3.1 Nombre de NUSSELT

Le nombre de NUSSELT est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif. [21]

On définit de la manière suivante :

$$\text{Nu} = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (\text{V.19})$$

L'application du théorème de buckingham à un problème de convection forcée, pour un écoulement établi en vitesse et en température avec un fluide dont les propriétés thermomécaniques sont constantes.

fait apparaitre trois groupement ou nombre sans en relation sous a la forme suivant :

$$\text{Nu} = \sum C \text{Re}^\beta \text{Pr}^\alpha \quad (\text{V.20})$$

La connaissance des Nombres de PRANDTL et de REYNOLDS permet alors de calculer, pour un écoulement donné, le Nombre de NUSSELT :

A partir des corrélations expérimentales :  $\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr})$

L'objectif est, en général, de déterminer le nombre de Nusselt afin d'en déduire le coefficient de transfert thermique.

#### V.3.2 Nombre de Prandtl

C'est un nombre adimensionnel lié la continuité du flux thermique en  $y=0$ , la condition de non glissement du fluide sur la paroi (vitesse nulle) impose l'égalité [22]

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{V. (21)}$$

**Remarque :**

On évalue le Nombre de PRANDTL de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré

### V.3.3 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement dans le cas d'un écoulement à l'intérieur d'un conduit cylindrique de paroi lisse on a :

On calcule ensuite le Nombre de REYNOLDS de chaque écoulement [23]

$$Re = \frac{\rho U Dh}{\mu} \quad \text{V. (22)}$$

U : la vitesse du fluide en (m/s)

S : aire de la section droite de la veine fluide, en m<sup>2</sup>

$\rho$  : la masse volumique de fluide kg/m<sup>3</sup>

$$Dh = \frac{4 S}{p} \quad \text{(V. 23)} \quad \text{avec } S: \text{aire de la section droite de la veine fluide, en m}^2.$$

P : périmètre mouillé par la veine fluide, en m

$$P=3.14*D_{int} \quad \text{(V. 24)}$$

$$S = 3.14 * (D_{ex} - D_{int})^2 / 4 \quad \text{(V. 25)}$$

## V.4 Principaux résultats et corrélation

### Convection forcée dans un tube (conduite)

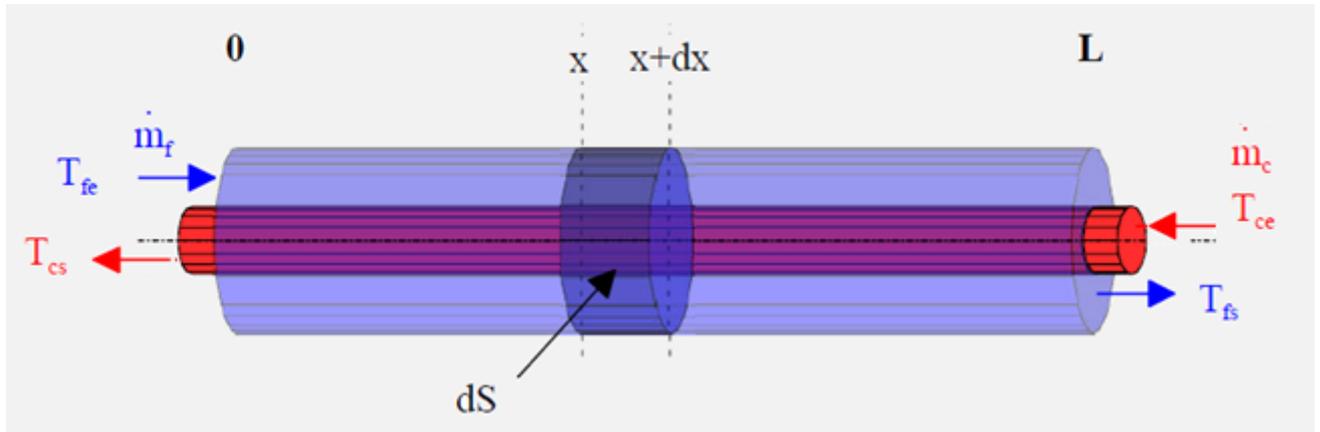


Figure (V.4) : écoulement dans tube

Un fluide s'écoule en régime permanent dans une conduite cylindrique circulaire de diamètre intérieur  $D$ . Dans une section droite, à l'abscisse  $x$  par rapport à l'entrée de la conduite, la vitesse moyenne du fluide est  $U_m$ , sa température moyenne  $T_m$ , et la température de la paroi  $T_p$ .

La corrélation expérimentale indiquée permet de calculer le flux de chaleur  $d\phi$  échangé à travers l'aire latérale de paroi  $dS$  comprise entre les abscisses  $x$  et  $x + dx$ : [24]

$$\phi = h(T_m - T_p)\pi D dx \quad (V.26)$$

### V.4.1 Écoulement dans un tube :

Tableau (V.1) : l'expressions de nombre de Nusselt (Régime turbulent)

les cas usuels	l'expression	Restrictions	Source
	$Nu = 0.023 Pr^n Re^{4/5}$ Échauffement de fluide $n = 0.4$ Refroidissement du fluide $n = 0.3$	Tube lisse $0.7 < Pr < 160$ $Re > 10000$ $X/D > 10$	Dittus-Boelter
pour la partie de tube ou le régime d'écoulement n'est pas encore établi	$Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re^{0.8}$	la viscosité à la température du film ce qui nécessite un calcul itératif  $0.7 < Pr < 100$ $10^4 < Re < 1.2 \cdot 10^5$ $X/D > 60$	Colburn
pour l'entrée du tube ou le régime d'écoulement n'est pas encore établi	$Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re^{0.8} + \left[ 1 + \left( \frac{D}{X} \right)^{0.7} \right]$	$0.7 < Pr < 100$ $10^4 < Re < 1.2 \cdot 10^5$ $X/D < 60$ (moins de 1m pour un tube de 3/4)	Colburn
si la viscosité du fluid varie fortement avec la température	$Nu = 0.027 (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} (\mu_f / \mu_p)^{0.14}$ $\mu_f$ : viscosité à la température moyendu fluide $\mu_p$ : viscosité à la température de paroi	$0.7 < Pr < 1670$ $Re > 10000$ $X/D > 10$	Sieder & Tate

**Tableau (V.2) : l'expressions de nombre de Nusselt (Régime laminaire)**

les cas usuels	l'expression	Restrictions	Source
la température de surface uniforme	$Nu = 3.66$	$A = (X/D)/(RePr) > 0.05$	Lévêque
la température de surface uniforme	$Nu = 1.06 A^{-0.4}$	$A < 0.05$	Lévêque
le flux de chaleur uniforme	$Nu = 4.36$	-----	Lévêque
	$Nu = 1.64 (RePr)^{1/3} (X/D)^{1/3}$	$RePr(X/D) > 10$	
si la viscosité du fluide varie fortement avec la température	$Nu = 1.86 (RePr)^{1/3} \left(\frac{D}{X}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_p}\right)^{0.14}$ <p><math>\mu_f</math> : la viscosité à la température moyen du fluide</p> <p><math>\mu_p</math> : la viscosité à la température moyen de paroi</p>	température de paroi uniforme $X/D < 0.1 Re.Pr$  $100 < Re < 2100$  $0.6 < Pr < 100$	Sieder et Tate

**Remarque :** ces deux résultats ont été obtenus analytiquement

### V.4.2 Ecoulement autour d'un tube

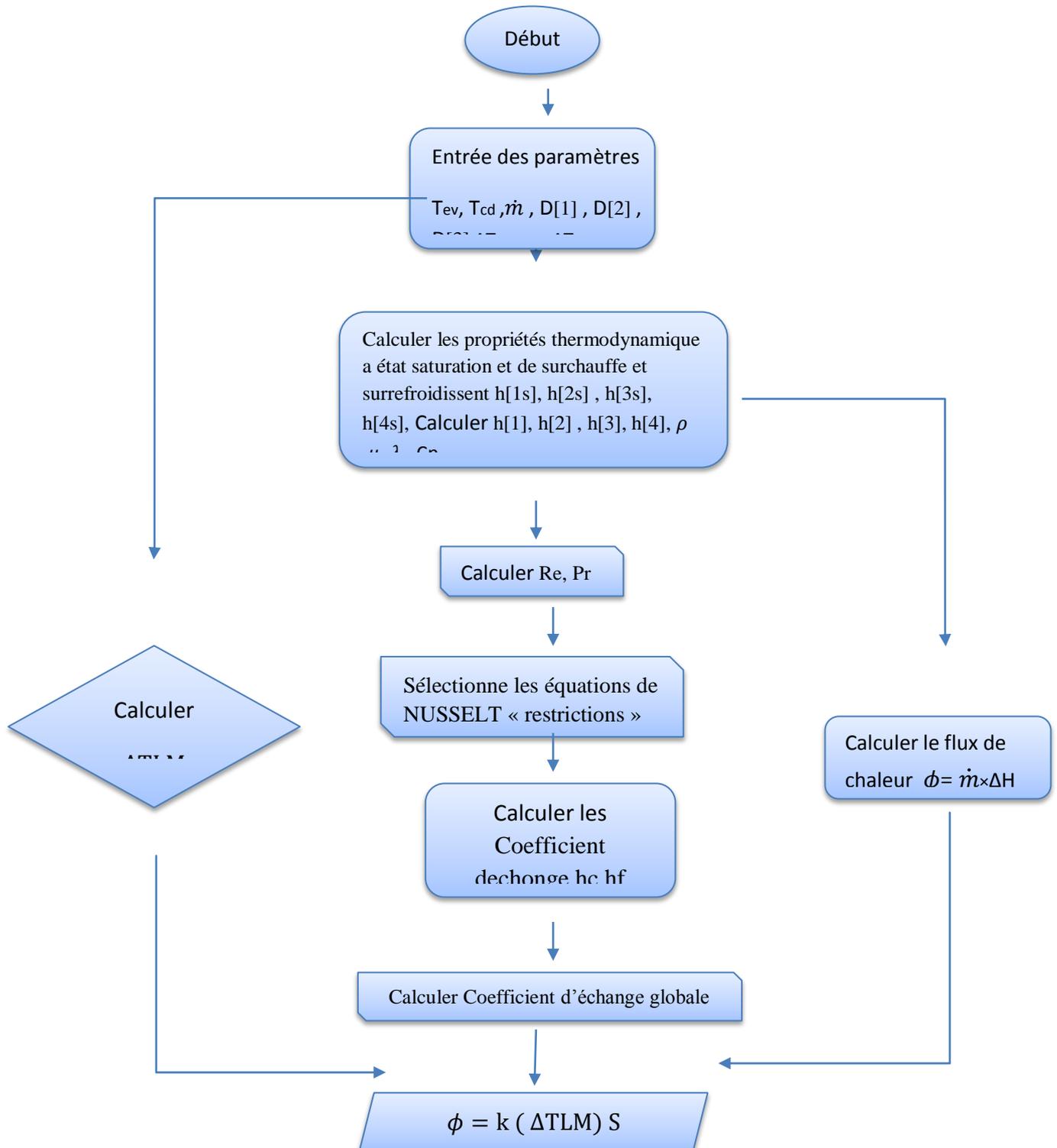
-Cas ou le régime d'écoulement n'est pas uniforme

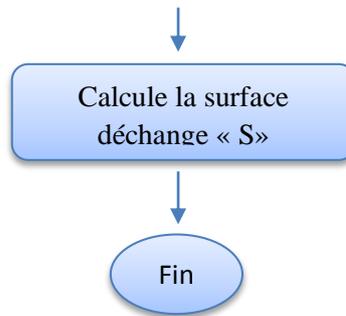
**Tableau (V.3) : l'expressions de nombre de Nusselt**

pour un gaz $Nu = A Re^m$		
pour un fluide $Nu = 1,11 A Re^m . Pr^{0,31}$		
Re	A	m
$1 < Re < 4$	0,891	0,33
$4 < Re < 40$	0,821	0,385
$4 < Re < 4*10^3$	0,615	0,466
$4*10^3 < Re < 4*10^4$	0,174	0,618
$4*10^4 < Re < 4*10^5$	0,024	0,805

## V.5 Simulation par EES d'un échangeur frigorifique

Le but de cette simulation est calculé la surface d'échange et la corrélation de surface d'échange avec le coefficient d'échange global à partir les équations précédentes selon l'organigramme suivant :

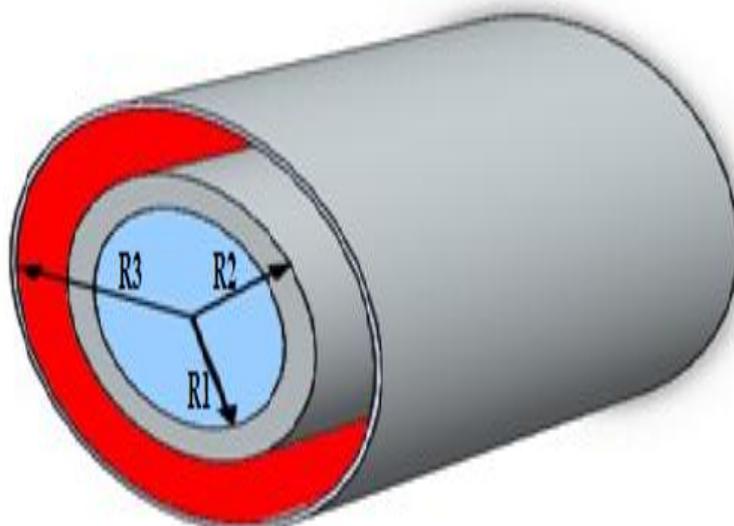




*Figure (V.5) - Organigramme de calcul de la surface d'échange d'un échangeur*

### V.5.1 Hypothèse de fonctionnement :

- Régime permanent ( $\frac{d}{dt} = 0$ )
- Caractéristiques des fluides ( $\rho, \mu, \lambda, C_p$ ) = constantes Référence T et P moyennes entre l'entrée et la sortie de l'échangeur dans chaque zone
- Le transfert s'effectue au travers d'une paroi Changement de phase : Évaporateurs et condenseurs = transfert de masse
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection forcé et conduction et Transfert par rayonnement négligeable
- Le flux de chaleur reçu par le fluide 1 est intégralement absorbé par le fluide 2 (Échangeur adiabatique (les pertes négligeable))
- Le coefficient k reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange donc chaque zone .



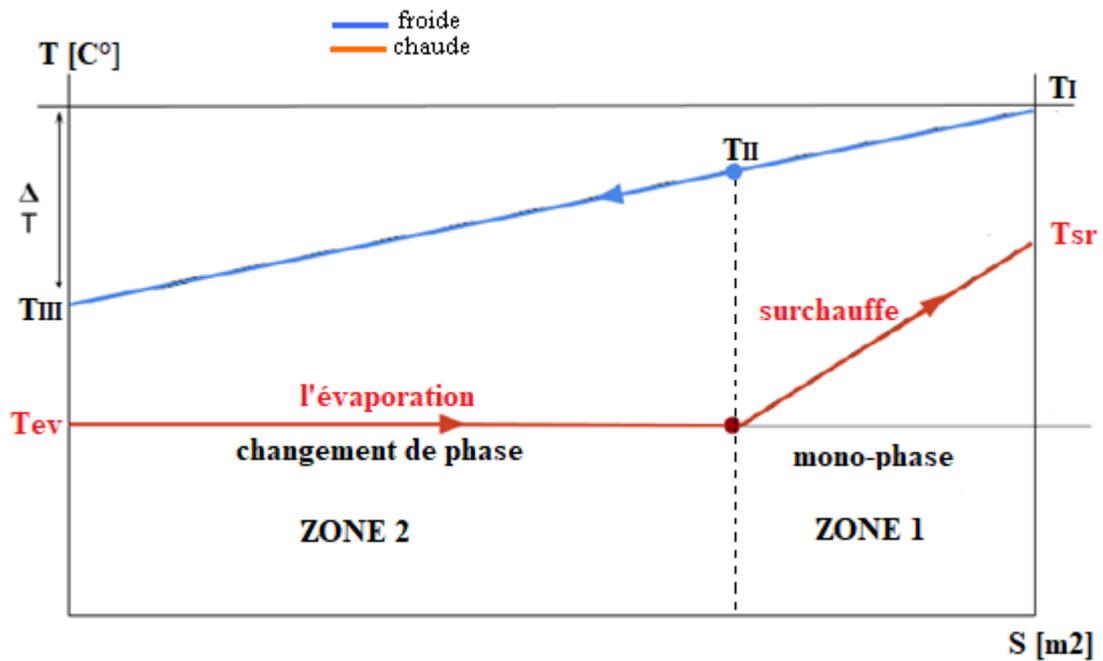
**Figure (V.6) : échangeur tubulaire**

- On a essayé dans cette partie de calculer la surface d'échange d'un échangeur frigorifique

**Tableau (V.4) : dimensionnement de tube**

	D 1 (m)	D 2 (m)	D3 (m)	Fluide	Débit (kg/s)	Coté	Mairieux
L'évaporateur	0.018	0.021	0.028	R134a	0.023	froide	cuivre
condenseur	0.018	0.021	0.028	R134a	0.023	chaude	cuivre
L'intermédiaire	0.018	0.021	0.028	R134a	0.023	chaude	cuivre

**V.5.2 l'évaporateur (contre –courant)**



**Figure (V.7) distribution de température dans un échangeur frigorifique (évaporateur)**

Les données :

**Tableau (V.5) : les enthalpies de R134a (l'évaporateur)**

l'états	Saturation liquide	Saturation vapeur	Surchauffe
Température en( C°)	-10	-10	20
Enthalpie en (kj/kg)	186,16	392,58	418,16

L'autre fluide (chaude) : l'eau

**Tableau (V.6) : les enthalpies de l'eau (l'évaporateur)**

L'états	I	II	III
Température en( C°)	50	47,79	30
Enthalpie en (kj/kg)	209,33	200,97	125,75

$$T_{II} = T_I - x (T_I - T_{III}) \quad \text{avec} \quad x = \frac{h_{sr} - h_{sv}}{h_{sr} - h_{sl}}$$

**Tableau (V.7) les propriétés des fluides (l'évaporateur)**

	fluide	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (PI)	$C_p$ (J/kg °C)	$\lambda$ (w/m°C)	
<b>ZONE 1</b>	eau à (48,9°C)	988,5	0,000556	4181	0,6394	Chaude
	R134a à (5°C)	9,36	0,00001107	851,9	0,01222	Froide
<b>ZONE 2</b>	eau à (38,9°C)	992,63	0,000666	4179	0,6257	Chaude
	R134a à (-10°C)	668,5	0,0001605	1078	0,05474	froide

### V.5.2.1 Résultats de calculs par EES :

**Tableau (V.8) les résultats d'évaporateur**

	Fluide	Re	Pr	Régime	Nu	$h$ (w/m <sup>2</sup> °C)	$K$ (w/m <sup>2</sup> °C)	Q (w)	S (m <sup>2</sup> )
<b>ZONE 1</b>	Eau à (48,9°C)	7528	3,636	Turbulent	71,69	6548	431,3	588,3	0,03218
	R134a à (5°C)	449836	0,7719	Turbulent	690,5	468,8			
<b>ZONE 2</b>	eau à	6285	4,448	Turbulent	68,26	6101	2247	14494	0,1334

	(38,9°C)								
	R134a à (-10°C)	31032	3,16	Turbulent	1324	4025			
<b>Surface total</b>	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	0,1656

### V.5.3 condenseur (contre -courant)

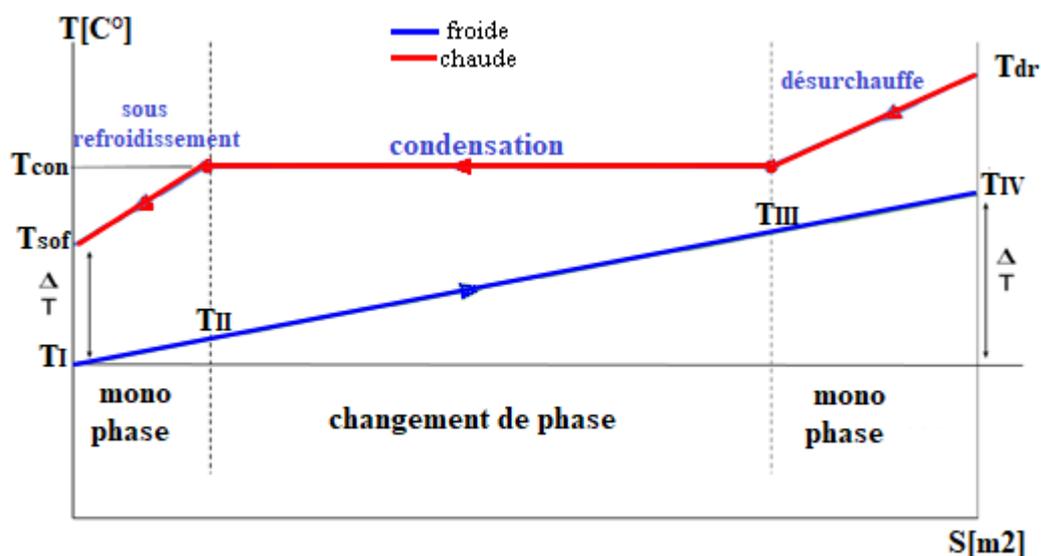


Figure (V.8) : Distribution de température dans un échangeur frigorifique (condenseur)

Les données :

- Le fluide (chaude) réfrigérant : R134

Tableau (V.9) les propriétés de fluide frigorigène (condenseur)

L'états	Désurchauffe	Saturation vapeur	Saturation liquide	Sous-refroidissement
température en (C°)	104,6	60	60	40
Enthalpie en (kj/kg)	479,94	423,8	271,52	263,9

-L'autre fluide (froid) : l'eau

*Tableau (V.10) les propriétés de l'eau (condenseur)*

l'états	I	II	III	IV
température en( C°)	7,5	12,25	54,02	70
enthalpie en (kj/kg)	31,6	51,47	226,06	293,03

$$T_{III} = T_{IV} - x (T_{IV} - T_I) \quad \text{avec} \quad x = \frac{h \text{ désurchauff} - h_{sv}}{h \text{ désurchauff} - h \text{ sous. refroid}}$$

$$T_{II} = T_{IV} - y (T_{IV} - T_I) \quad \text{avec} \quad y = \frac{h \text{ désurchauff} - h_{sl}}{h \text{ désurchauff} - h \text{ sous. refroid}}$$

*Tableau (V.11) les propriétés de fluide frigorigène (condenseur)*

	fluide	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (PI)	$C_p$ (J/kg °C)	$\lambda$ (w/m°C)	
<b>ZONE 1</b>	eau à (26,13°C)	991,86	0,000629	4179	0,629	froide
	R134a à (82,28°C)	73,3	0,00001541	1178,2	0,01727	chaude
<b>ZONE 2</b>	eau à (26,13°C)	994,8	0,000449	4178	0,6169	froide
	R134a à (60°C)	570,01	0,00006852	1503	0,04291	chaude
<b>ZONE 3</b>	eau à (9,877°C)	1000	0,001308	4192	0,5747	froide
	R134a à (45°C)	1102	0,0001411	1567	0,07282	chaude

### V.5.3.1 Résultats de calculs par EES

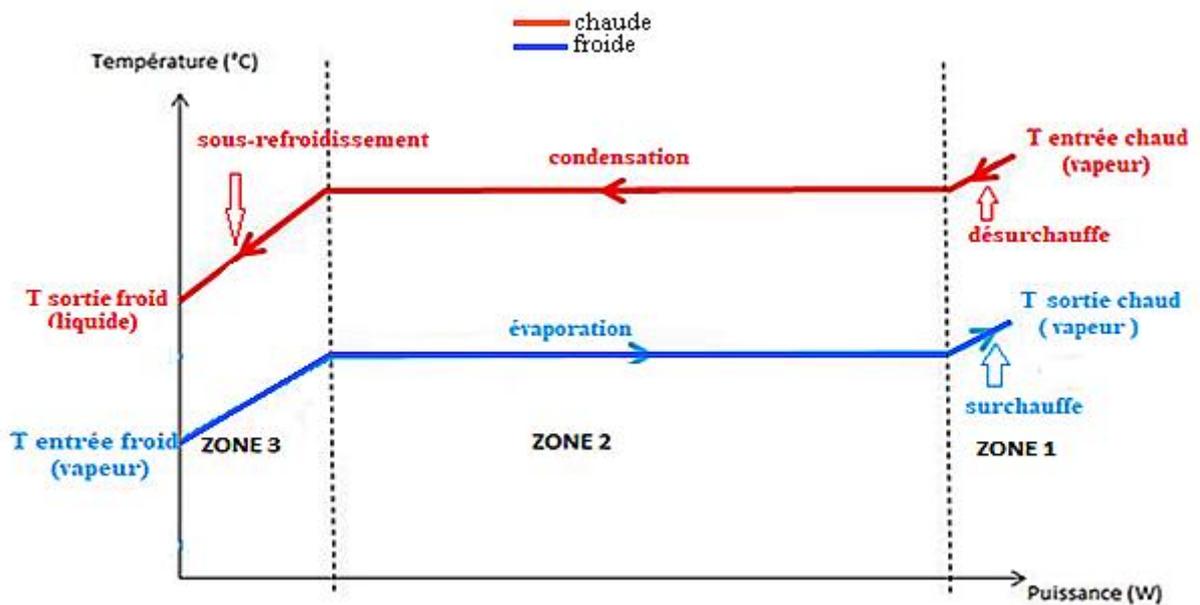
*Tableau (V.12) les résultats d'échangeur condenseur*

	fluide	Re	Pr	régime	Nu	$h$ (w/m <sup>2</sup> °C)	$K$ (w/m <sup>2</sup> °C)	$Q$ (w)	$S$ (m <sup>2</sup> )
<b>ZONE 1</b>	eau à (41,13°C)	2588	4,179	turbulent	41,42	1447	226	1291	0,1025

	R134a à (82,28°C)	38810	1,051	turbulent	109,5	270,1			
ZONE 2	eau à (33,14°C)	3625	3,041	turbulent	43,91	1505	258,9	3502	0,6729
	R134a à (60°C)	5882	2,05	turbulent	51,53	315,9			
ZONE 3	eau à (9,877°C)	1244	9,541	turbulent	38,03	1214	223,4	175,3	0,05006
	R134a à (45°C)	4238	3,036	turbulent	101,3	197,7			
surface totale (m2)		-----							0,8285

### V.5.4 l'échangeur intermédiaire (condenseur/évaporateur)

-On utilise dans les deux étage le fluide R134a



**Figure (V.9) : Distribution de température dans l'échangeur intermédiaire (cascade)**

**Les données :**

-Le fluide chaude (au condenseur) :R134a

**Tableau (V.13) les propriétés de fluide frigorigène donne condenseur**

l'états	désurchauffe	saturation vapeur	saturation liquide	sous-refroidissement
température en( C°)	49,38	15	15	10
enthalpie en (kj/kg)	439,4	220,58	406,94	213,65

-Le fluide froide (à l'évaporateur) :R134a

**Tableau (V.114) les propriétés de fluide frigorigène (l'évaporateur)**

l'états	liquide	saturation liquide	saturation vapeur	surchauffe
température en( C°)	-3	0	0	30
Enthalpie en (kj/kg)	195,5	398,49	200	425,13

**Tableau (V.15) les propriétés des fluides dans trois zones (l'évaporateur)**

	fluide	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (PI)	Cp (J/kg °C)	$\lambda$ (w/m°C)
<b>ZONE 1</b>	R134A à (32.19°C)	21.75	0,0000123	946.4	0,01462
	R134a à (15°C)	13.42	0,0000115	887.2	0,01308
<b>ZONE 2</b>	R134a à (15°C)	633.4	0,0001181	1170	0,05044
	R134a à (0°C)	654.7	0,0002728	1111	0,05301
<b>ZONE 3</b>	R134a à (12.5°C)	1252	0,0002322	1379	0,08886
	R134a à (-1.5°C)	1303	0.0002812	1334	0,09528



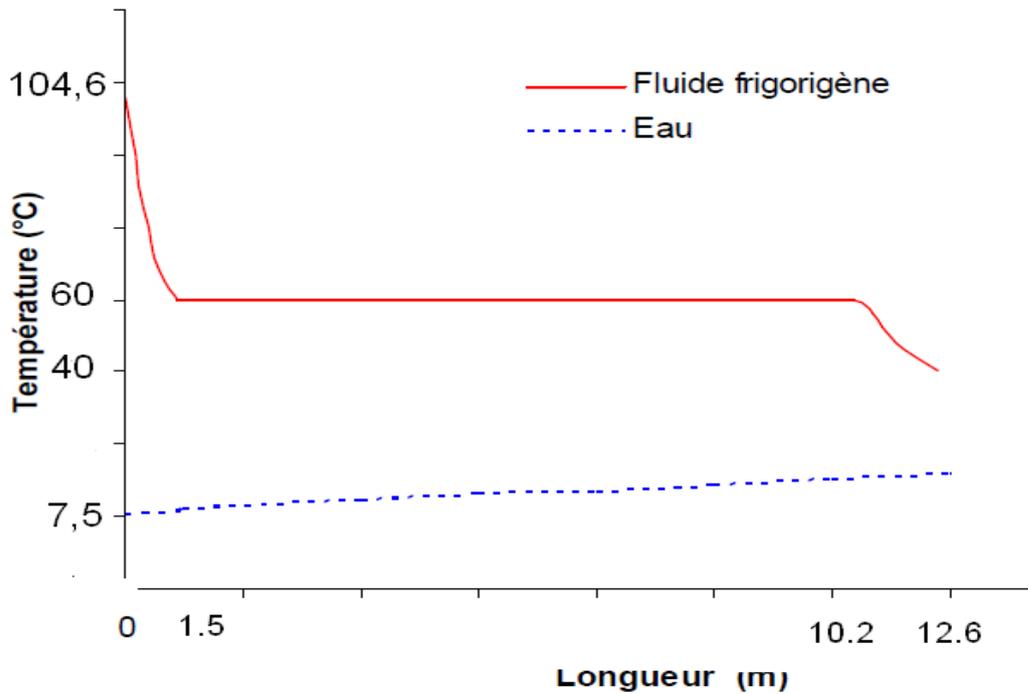


Figure (V.10) : variation de la température suivant la longueur d'évaporateur

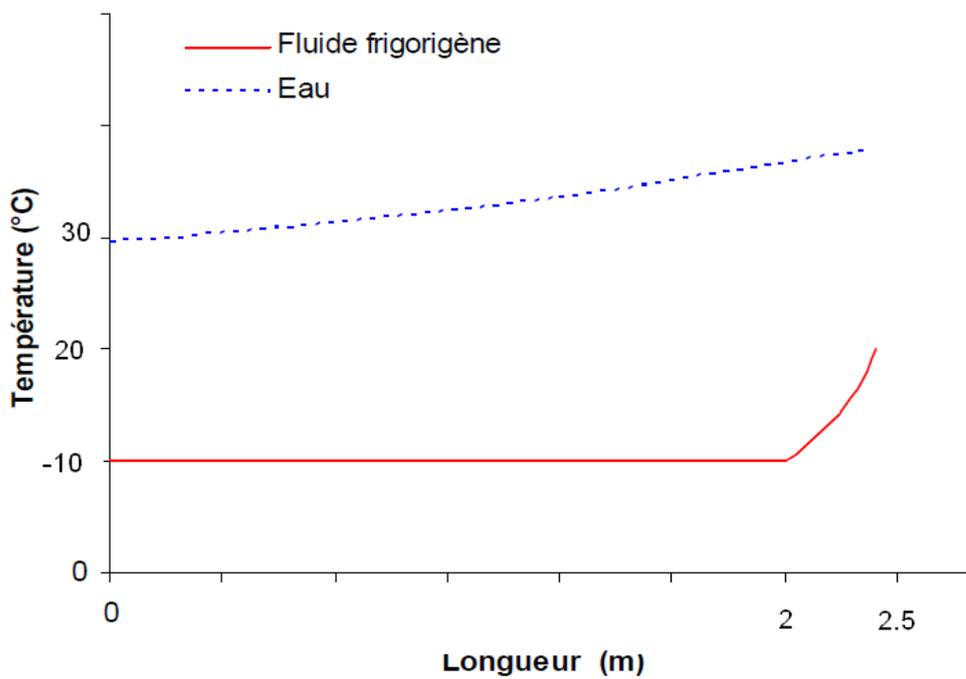


Figure (V.11) : variation de la température suivant la longueur du condenseur

Les figures **Figure (V.10)** (**V.11**) les résultats trouvés pour les variations de longueurs d'évaporation, et de condenseur (respectivement) suivant la variation de la température. On remarque dans les deux Figure une forte augmentation de la surface d'échange si on a de changement de phase.

## Conclusion générale

Il existe plusieurs types d'installations frigorifiques à cause de la différence de lieu et le domaine d'utilisation. Nous avons étudié 3 installations importantes et beaucoup utilisées.

L'installation frigorifique Monoétage Généralement utilisée à des températures inférieures à -20 ou -25 °C est conseillée d'abandonner et utiliser monoétage avec échangeur interne si la différence de température (évaporateur et condenseur) est grande et lorsque le cycle frigorifique doit opérer avec un rapport de compression élevé dépasse 6, le cycle monoétage atteint ses limites et doit être remplacé par des cycles multi-étages.

Avant d'établir le modèle mathématique d'installations frigorifiques et afin de simuler

, il est nécessaire d'étudier et de modéliser les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes purs (R12 et R134a) et les mélanges (R407C et R410A) Parmi les plus utilisés, dans le domaine de la réfrigération et de la climatisation. Le but de ce modèle est de réduire le temps de calcul par une exécution rapide et un calcul précis.

Le modèle est codé dans un programme de simulation numérique (EES) pour déterminer le coefficient de performance de 3 installations frigorifiques (SECI, ECI, cascade) et de calculer l'énergie échangée dans chaque composant pour le but de prévoir l'influence des conditions opérationnelles sur la performance de la machine à partir de cette étude on tire les conclusions suivantes :

- Le coefficient de performance fortement dépend de la température de condensation mais faiblement lié à la température d'évaporation et degré d'échangeur interne et de sous-refroidissement
- la variation puissance consommée par le compresseur fortement dépend de la température de condensation mais faiblement lié à la température d'évaporation et température intermédiaire de (cascade)
- la variation puissance frigorifique est proportionnelle à la variation de la température d'évaporation et inversement proportionnelle à la variation de la température de condensation
- le débit massique fortement dépend de la température d'évaporateur et température intermédiaire de (cascade) et très faiblement liée à la température de condenseur.

Une analyse de simulation a été réalisée de manière théorique pour réfrigérants R12 R134a R407c R410a avec les 3 installations frigorifiques et à partir de l'analyse, il est conclu que réfrigérants R12 Le meilleur fluide en termes de performance mais en raison de la

pollution de l'environnement est devenu (interdit d'utilisation et de vente). Pour le liquide 134a, il présente de nombreux avantages, notamment une meilleure COP et un faible débit massique et faible consommation d'énergie par compresseur, mais son problème est de basses températures d'ébullition et faible puissance frigorifique et cause ça n'est pas autorisé à fonctionner sur les grande installation et pour les deux mélange R407C, R410a et une meilleure performance en termes de taux de pression, et d'efficacité volumétrique et ne nécessite pas de gros compresseurs, et une bonne rejet de chaleur et Il a une très bonne température d'ébullition et meilleur puissance frigorifique avec faible débit massique et un mauvais COP en raison de la puissance absorbée par le compresseur.

Après les résultats de simulation nous concluons que la surface d'échange augment en parallèlement au flux de chaleur transférable. La puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire De la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne. Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global  $k$ .

## Références

- [1] : I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque, Département Génie Thermique et énergie « COURS DE MACHINESFRIGORIFIQUES » Olivier PERROT2010-2011
- [2] : Mémoire de master – Université KasdiMerbah Ouargla « Modélisation d'une Machine Frigorifique À Compression mécanique de Vapeur » Khelif Abdel Gheffar ;2014
- [3] : Maxime DUMINIL, Théorie des machines frigorifiques, Techniques de l'ingénieur (1996).
- [4] : Legait, Caractérisation et modélisation magnétothermique appliquée à la réfrigéraion.
- [5]: V. K. Zaitsev, M. I. Fedorov, I. S. Eremin; E. A. Gurieva, Thermoelectrics Handbook, CRC. Press, New York (2006) [chapter 29].
- [6]: Olivier MARC « Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraichissement solaire a absorption couple au bâtiment » Thèse de Doctorat en Mécanique Energétique, Université de la Réunion, 2010.

- [7] : Meunier, F. Rivet, P. et Terrier. *Froid industriel*. Froid et Génie Climatique. DUNOD M. F. (2005).
- [8]: Skogestad, S. *Chemical and energy process engineering*, CRC press. (2011),
- [9]: KTH, Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration.
- [10]: P. Techarunpaisan, S. Theerakulpisut et S. Priprem. Modeling of a split type ai
- [11] : H. Noack, R. Seidel, J. L. Cauchepin : « Pratique des installations frigorifiques ». Pyc Livres, 3<sup>ème</sup> édition.1999.
- [12] : F. Meunier, P. Rivet, Marie, F. Terrier : « Froid industriel ». Dunod.2005.
- [13] : C. Coquelet : « Etude des fluides frigorigènes-Mesures et Modélisations ». Thèse de Doctorat – Ecole des Mines de Paris. 24 Octobre 2003.
- [14] : P. Rapin, P. Jacquard « Aide-mémoire du froid ». 12<sup>ème</sup> édition. Dunod.2003.
- [15]: Logical REFPROP(NIST) «National Institute of Standards and Technology ». version number 9,11.
- [16] : Logiciel ,Excel, l'éditeur Microsoft , version la plus récente est Excel 2017
- [17]: Klein S.A., Engineering Equation Solver, (Middleton: F-Chart Software, 2006).
- [18]: Geneva, Switzerland, Chemours Refrigerant Expert CRE 1.0 is a free software supplied [https://www.chemours.com/Refrigerants/en\\_US/](https://www.chemours.com/Refrigerants/en_US/) . 2016 September
- [19] : ORIGINE logiciel de traitement et d'analyse de données, développé par OriginLab. 2017 SR2
- [20] : R. Kling : « Thermodynamique générale et applications ». 2<sup>ème</sup> édition, Technip.1980
- [20] : D. Descamps : « Aide-mémoire de thermodynamique ». E.N.S.A.M. Lille.1979.
- [21] : Bernard Eyglunet, Manuel de thermique - Théorie et pratique, Hermès – Lavoisier.2003.374 p.
- [22]: (en) Z. Wang et Z. Zhao, « Analysis of performance of steam condensation heat transfer and pressure drop in plate condensers », Heat transfer engineering, vol. 4, no 14, 1993, p. 32-

[23] : site <http://processs.free.fr/Pages/VersionClassique.php?page=4000>

[24] : E. Rouland . Cours-IUP-me-échangeur thermique-2 . GSI-M1 -2011-2012

