



**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 Energétique et Turbomachines

**Développement d'un système de simulation et
d'acquisition de données à base du microcontrôleur
arduino pour le calcul des performances d'une pompe à
chaleur expérimentale**

Proposé et encadré par :

Mr. Nehal.K

Réalisé par :

Mr.Rouabah Mohamed Mehdi

&

Mr.Hamdani Abdellah El mokhtar

A la mémoire de notre ami et collègue Zaida Walide

Remerciements

On tient tout d'abord à remercier « dieu » le tout puissant pour nous avoir données la force et sagesse d'accomplir ce modeste travail.

En suite il faut savoir que le mémoire et un travail de dur labeur c'est un résumé d'une longue formation et pour cela on tient à remercier tous les « instituteurs, enseignants, professeurs » de l'école primaire à l'université.

On tient à remercier Monsieur K.Nehale notre Directeur de thèse, professeur et Responsable du laboratoire de thermodynamique du département de génie mécanique, qui nous a guidé et soutenue tout au long de notre réalisation de mémoire.

On tient aussi à remercier tout le staff de l'université saàd dahleb et plus précisément le département de Génie Mécanique.

Nous voudrions remercier les membres du jury pour leur précieux temps accordé à la lecture et à la critique de ce travail.

En fin on tient à remercier nos parents, nos frères et sœurs pour leur aide morale et leur soutien et aussi nos collègue et amis avec qui on a partager ces cinq derniers années.

Dédicace

Je Dédie ce mémoire

A mes très chers parents

Pour leur amour,leur affection,leur soutien,et leur encouragements

et leurs prières tout au long de mes études

A mon frère source de joie et de bonheur

A toute ma famille

A tous mes professeurs

Ceux du { primaire, moyen, lycée, université }

A tous mes amis et collègues

A vous chère lecteur

Rouabah Mohamed Mehdi

Dédicace

Je Dédie ce mémoire

A mes chers parents

*pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien
et leurs prières tout au long de mes études,*

*A mes chères sœurs pour leurs encouragements permanents, et leur
soutien moral,*

A mes chers frères, pour leur appui et leur encouragement,

*A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours
universitaire,*

*Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le
fruit de votre soutien infailible,*

Merci d'être toujours là pour moi.

Hamdani Abdellah El mokhtar

Résumé

Le travail réalisé dans ce mémoire consiste en la création d'un modèle de calcul et de simulation des performances de pompe à chaleur sous différentes configurations.

Et pour ce fait on c'est basé sur les principes fondamentaux de la thermodynamique et de la mécanique des fluides et des données physico-chimique des fluides frigorigènes données par les constructeurs, et ensuite on a procédé à la transformation de ces données en équations polynomiale d'ordre trois.

Le modèle est codé dans un programme de simulation qui permet grâce aux capteurs et à l'acquisition et le transfert de données avec la carte arduino de calculer les performances de différentes installations sous différents configurations en temps réel.

ملخص

يتكون العمل المنفذ في هذه الأطروحة من إنشاء حساب ديناميكي ونموذج محاكاة لأداء المضخة الحرارية في ظل تكوينات مختلفة.

ومن أجل هذه الحقيقة ، فإننا نعتمد على المبادئ الأساسية للديناميكا الحرارية وميكانيكا الموائع والبيانات الفيزيائية الكيميائية لمواد التبريد التي قدمتها الشركات المصنعة ، ثم انتقلنا إلى تحويل هذه البيانات إلى معادلات متعددة الحدود من أجل ثلاثة.

تم ترميز النموذج في برنامج محاكاة يسمح ، بفضل المستشعرات والحصول على البيانات ونقلها باستخدام لوحة اردوينو ، بحساب أداء التركيبات المختلفة في ظل تكوينات مختلفة في الوقت الفعلي.

Abstract

The work carried out in this thesis consists in the creation of a dynamic calculation and simulation model of heat pump performance under different configurations.

And for this fact we are based on the fundamental principles of thermodynamics and fluid mechanics and the physico-chemical data of refrigerants given by the manufacturers, and then we proceeded to the transformation of these data into polynomial equations of order three.

The model is coded in a simulation program that allows, thanks to the sensors and the acquisition and transfer of data with the arduino board, to calculate the performance of different installations under different configurations in real time.

Sommaire

Nomenclature.....	1
Introduction Générale.....	2

Chapitre 1

introduction à la production du froid

1- Introduction.....	4
2- Bref historique	4
3- Technique de production du froid.....	4
3.1 Systèmes ouverts	4
3.2- systemes fermé.....	5
4- Grandeur physique et diagramme enthalpique.....	6
4.1- Les zones du diagramme.....	7
4.2- Grandeurs constituant le diagramme.....	7
4.3- Notion de chaleur sensible et latente.....	10
5-Diagramme psychometrique	10

Chapitre 2

Installation frigorifiques a compression de vapeurs

1-Introduction générale	14
2- Definition de la PAC.....	15
3-Types de PAC	15
3.1-La pompe à chaleur air-air	15
3.2-Pompe à chaleur air-eau	15
3.3-La pompe à chaleur géothermique	15
4- Organnes de la PAC.....	16
4.1- Le compresseur	16
4.2- Le Detendeur.....	17
4.3- Evaporateur	18
4.4 Condenseur	20
4.5- autres accessoires	21
5- Fonctionnement et cycle thermodynamique	23
5.1- Description du cycle thermodynamique.....	23
5.2- Diagramme enthalpique	24

Chapitre 3

modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes

1-Définition	25
2- Classification des fluides frigorigènes	25
3- Nomenclature	28
4- Impact environnemental des fluides frigorigènes	29
5-Modélisation des propriétés thermodynamiques du R12, R22 et R123.....	30
5. 1- fluide frigorigène R12.....	31
5.2- fluide frigorigène R22.....	33
5.3- fluide frigorigène R123.....	36
6-Modelisation des fluides frigorigènes R134a,R12,R22	41
6.1- fluide frigorigene R134a	41
6.2- fluide frigorigene r245fa	44
6.3- fluide frigorigene R141b.....	47

Chapitre 4

Etude comparative des installations frigorifiques

1-Introduction.....	53
2- Différents types d'installation.....	53
2.1- installation mono-étage	53
2.2- Installation bi-etages	57
3- Simulation.....	62
3.1-Pac mono-étage	62
3.1.1- Organigramme de calcul	62
3.1.2-Pac sans ECI.....	64
3.1.3-Pac mono- étage avec ECI	67
3.1.4-comparaison entre les performances des deux installations.....	70
3.2- simulation pac Bi-étages.	71
3.2.1-Organigramme de calcul	71
3.2.2-Pac bi-étages sans ECI.....	73
3.2.3-pac bi-étages avec ECI.....	76
4-conclusion	81

Chapitre 5

Supervision des performances de la pac expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

1-Introduction.....	82
2-principe de fonctionnement de la pompe à chaleur à deux évaporateurs.....	82
2.1-fonctionnement (Air/Eau)	83
2.2-fonctionnement (Eau/Eau)	84
3-Modélisation	85
4-Simulation.....	86
5-instrumentations et acquisition de données.....	88
5.1 acquisition de données	88
5.2 instrumentations(carte arduino)	88
6-logicielle de programmation IDE.....	91
6.4- le capteur ds18B20.....	94
6.5- installation du capteur	95
6.7 branchement électrique.....	97
6.8-code informatique	97
6.9 Matériels nécessaire pour la simulation.....	99
6.10 Simulation avec arduino.....	101
conclusion	102
Bibliographie.....	103

Listes des figures

figure 1-1:(diagramme ph)	7
figure 1-2:Les isobars	7
figure 1-3:LES ISENTHALPES	8
figure 1-4:les Isothermes	8
figure 1-5:les Isochores	9
figure 1-6:les isentropes	9
figure 1-7:les isotitres	9
figure 1-8:température sèche	11
figure 1-9:Humidité absolue.....	11
figure 1-10:pression partielle	11
figure 1-11:temperature de rosé	12
figure 1-12:humidite relative.....	12
figure 1-13:Enthalpie.....	12
figure 1-14:Température de bulbe humide.....	12
figure 1-15:masse volumique	13
figure 2-1:Copeland scroll.....	16
figure 2-2:Compresseur alternatifs	17
figure 2-3:Compresseur a vis	17
figure 2-4:detendeur thermostatique	18
figure 2-5:evaporateur refroidisseur d'air	19
figure 2-6:Evaporateur à immersion	19
figure 2-7:evaporateur a circulation interne	20
figure 2-8:condenseur à air.....	21
figure 2-9:condenseur à eau	21
figure 2-10:schéma de vanne d'inversion de cycle	23
figure 2-11:schéma d'une pompe à chaleur	24
figure 2-12:Diagramme enthalpique fonctionnelle d'une pac.....	24
figure 3-1:substance inorganique	25
figure 3-2:Hydrocarbures	26
figure 3-3:CFC	27
figure 3-4:HCFC	27
figure 3-5:HFC	28
figure 3-6:bouteille R12	31
figure 3-7:diagramme enthalpique du R12.....	31
figure 3-8:bouteille R22	34
figure 3-9:Diagramme enthalpique du R22.....	34
figure 3-10:bouteille R123.....	37
figure 3-11:Diagramme enthalpique du R123.....	37
figure 3-12:bouteille du r134a.....	41
figure 3-13:diagramme enthalpique du r134a	42
figure 3-14:bouteille du r245fa	44
figure 3-15:diagramme enthalpique du r245fa.....	45

figure 3-16:bouteille du r141b.....	47
figure 3-17:diagramme de saturation du 141b	48
figure 4-1:schéma fonctionelle d'une pac mono -étage avec et sans ECI.....	54
figure 4-2:diagramme enthalpique d'une pac mono-étage sans ECI	54
figure 4-3:diagramme enthalpique d'une pac mono-étage avec ECI.....	55
figure 4-4:schéma d'une pac bi-etage sans refroidissement termediaire	58
figure 4-5:diagramme enthalpique d'une pac bi-étges sans refroidissement intermediaire.....	58
figure 4-6:schéma d'une pac bi-etage sans refroidissement intermediaire	59
figure 4-7:diagramme enthalpique d'une pac bi-étages avec injection total.....	59
figure 4-8:fonctionnement de la bouteille intermediaire	59
figure 4-9:pac bi-étage à injection total avec deux evaporateurs	60
figure4-10 organigramme de calcul pac mono-étage avec et sans ECI.....	63
figure 4-11:Effet de la température d'évaporation sur le cop	65
figure 4-12:Effet du rendement du compresseur sur la temperature de fi de compression.....	65
figure 4-13:Effet du rendement du compresseur sur le travail du compresseur.....	66
figure 4-14:Effet du rendement du compresseur sur le COPc.....	66
figure 4-15:effet de T_{ev} sur le copc	68
figure 4-16:effet de la temperature de surchauffe sur le copc	69
figure 4-17:effet de la temperature de surchauffe sur la température de fin de compression ..	69
figure 4-18:Effet du rendement du compresseur sur le copc.....	70
figure 4-19:comparaison entre la puissance frigo et le travail du compresseur des deux installations.....	70
figure 4-20:comparaison des coefciant de performance des deux installation.....	71
figure 4-21:organigramme de calcul pac bi-étages avec et sans refroidissement	72
figure4-22 effet de la pression intermédiaire sur la température de fin de compression.....	74
figure 4-23:effet de la pression intermédiaire sur le copc	75
figure 4-24effet de la pression intermédiaire sur le travail du compresseur C1	75
figure 4-25:effet de la pression intermédiaire sur le travail du compresseur C2	76
figure 4-26:effet de la température d'évaporation sur le copc.	78
figure 4-27:effet dela pression intermédiaire sur compresseur C1 et C2	78
figure 4-28:effet de la pression intermédiaire sur la température de fin de compression.....	79
Figure(4.29) effet de la température de désurchauffe sur la température de fin de compression.....	79
Figure(4.30) comparaison des coefciant de performance des deux installation.....	80
Figure(4.31) comparaison entre la puis frigo et le travail du compresseur des deux installations.....	80
Figure (5.1)pompe à chaleur à deux évaporateurs	82
Figure(5.2) pompe à chaleur(air/eau).....	83
Figure (5.3)schéma pompe à chaleur (air/eau).....	83
Figure(5.4)pompe à chaleur(eau/eau).....	84
Figure(5.5)schéma pompe à chaleur(eau/eau).....	84
Figure(5.6)schéma d'un système d'acquisition de données.....	88
Figure(5.7)carte arduino Méga2560.....	91
Figure(5.8)capteur de température DS18b20.....	95
Figure(5.9) branchement électrique.....	97
Figure(5.10) schéma de brachement des capteur dans la pac experimentale à deux évaporateurs..	99

Figure(5.11)matériels acqui.....	100
Figure(5.12)interface graphique de la pac expérimentale.....	100

liste des tableaux

Tableau 3-1: (ODP)(GWP) des fluides frigorigènes.....	30
Tableau 3-2:propriétés physique du R12	31
Tableau 3-3:propriétés physique du R22	34
Tableau 3-4:propriétés physique du R123	37
Tableau 3-5:des coefficients des équations polynomiale.....	40
Tableau 3-6:propriétés physique du r134a	41
Tableau 3-7:propriétés physique du r141b.....	44
Tableau 3-8:coefficients des équations polynomiales des propriétés physique.....	51
Tableau 4-1:modélisation mano-étage	55
Tableau 4-2:modélisation des installations bi-étages.....	60
Tableau 4-3;Simulation statique des performances pac mono-étage sans ECI.....	64
Tableau 4-4:Simulation statique des performances pac mono-étage avec ECI	67
Tableau 4-5:simulation statique pac Bi-etages SECI.....	73
Tableau 4-6:simulation statique pac Bi-etages avec ECI.....	76
Tableau 5-1 modélisation de la pac à deux évaporateurs.....	85
Tableau 5-2 simulation de la pac à deux évaporateurs	86

Nomenclature

<u>Symbole</u>	<i>Designation</i>	<i>Unite</i>
h	enthalpie massique	kJ/kg
\dot{m}	Débit massique	kg/s
s	Entropie massique	kJ/kg.k
cp	capacite calorifique	kJ/kg.k
N	vitesse de rotation	tr/min
P	pression	bar
X	Titre de vapeur	%
T_{ev}	Température d'évaporation	C°
T_{cd}	Température de condensation	C°
\dot{Q}	Puissance,thermique	W
\dot{W}	travail du compresseur	W
V_{cyl}	volume cylindrée	cm³

Indices

ev	évaporation
cd	condensation
comp	compresseur
surc	surchauffe
desur	désurchauffe
sat	saturation
liq	liquide
vap	vapeur
sou-ref	sous refroidissement
is	isentropique

Abréviations

Odp	Ozone depletion potential
Gwp	Global warning potential
ECI	Echange de chaleur intermédiaire
SECI	Sans échange de chaleur intermédiaire
HCFC	Hydro-Chloro-Fluoro-Carbures
CFC	Chloro-Fluoro-Carbures
HFC	Hydro-Fluoro-Carbures
V_{rot}	Vitesse de rotation
cop_c	coefficient de performance chaud
cop_f	coefficient de performance froid
Bp	Basse pression
Hp	Haute pression
Pi	Pression intermédiaire

Introduction Générale

La pompe à chaleur est fondée sur les principes de la thermodynamique découverts au cours du XIX^e siècle, que l'on doit aux travaux des scientifiques (Joule, Carnot et Lord Kelvin. **Sadi Carnot**) est considéré comme le père de la thermodynamique moderne en introduisant le deuxième principe.

Les premières pompes à chaleur apparaissent au début du XX^e siècle sous forme de machines frigorifiques à compression de fluide.

C'est surtout à partir de 1950 que se développent, en particulier aux États-Unis, les appareils de climatisation à la fois dans l'automobile, le bâtiment et pour certaines applications industrielles.^[21]

En France, les années 1950 sont marquées par l'équipement de la quasi-totalité des ménages de machines frigorifiques que sont nos réfrigérateurs, symboles du confort moderne pour l'hygiène alimentaire. Le réfrigérateur puise les calories dans sa propre enceinte pour y abaisser la température et rejette la chaleur puisée dans la pièce où il se trouve. À l'inverse, la pompe à chaleur puise des calories à l'extérieur et les restitue à l'intérieur de l'enceinte à chauffer.

Au cours des années 1990, le faible coût des énergies n'incite pas au développement de cette filière énergétique tant dans le secteur domestique que dans celui du tertiaire. Un redémarrage s'amorce au début des années 2000 avec l'apparition de matériels performants et de nouvelles technologies (capteurs enterrés). La pompe à chaleur est reconnue comme un vecteur de développement des énergies renouvelables.^[21]

Aujourd'hui, la pompe à chaleur est considérée comme l'un des moyens les plus économiques et écologiques pour assurer les besoins énergétiques de chauffage et de climatisation applicables aussi bien à la rénovation qu'aux constructions neuves pour l'ensemble des secteurs du bâtiment. Les différentes technologies actuellement disponibles sur le marché s'adaptent dans des conditions satisfaisantes aux nouvelles réglementations thermiques.

Le travail qu'on va faire consiste en l'étude des performances de la pompe à chaleur et pour cela le travail va être composé de cinq chapitres

Chapitre-1-introduction à la production du froid.

Chapitre-2-installations frigorifiques à compression de vapeurs.

Chapitre -3 –modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes.

Chapitre-4-étude comparative des installations frigorifiques

Chapitre-5- _Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

Chapitre 1

Introduction à la production du froid

1- Introduction

Le froid est devenu indispensable dans notre vie quotidienne. Utilisé dans un grand nombre de secteurs et sous de nombreuses formes (conservation de denrées périssables (congélation, surgélation, climatisation, refroidissement de procédés industriels etc.)

Et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter le gaspillage (pertes des récoltes...) et de prolonger la durée de conservation des produits (congélation, surgélation) ce qui permet un élargissement des échanges

Fournir du froid à un corps, à un milieu, c'est lui extraire de la chaleur ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi, bien souvent, par des changements d'états : condensation, solidification, évaporation.

2- Bref historique

William Cullen (1710-1790) observa que l'évaporation de l'éther éthylique en abaisse la température. Il obtint, en 1755, un peu de glace en faisant évaporer de l'eau sous une cloche à vide.

Son disciple et successeur, l'écossais Joseph Black (1728-1799), établit bien la différence entre chaleur et température, et peut être considéré comme le fondateur de la calorimétrie. Dans cette spécialité s'illustrèrent les français Pierre Simon de Laplace (1749-1827), Pierre Dulong (1785-1838) et Alexis Petit (1791-1820).

Après les travaux de l'écossais James Watt (1736-1819) sur la machine à vapeur, les études des physiciens sur les gaz : Boyle, en Angleterre, Edme Mariotte (1620-1684) puis Jacques Charles (1746-1823) et Louis Joseph Gay-Lussac (1778-1850) en France, après les expériences de l'américain Benjamin Thomson (1753-1814), la Thermodynamique pouvait entrer en scène. C'est le français Sadi Carnot (1796-1832) qui ouvrit le rideau, en 1824, avec son célèbre mémoire qui jetait les bases du second principe de la Thermodynamique.^[22]

3- Technique de production du froid

On distingue deux classes de systèmes frigorifiques ce qui consomment de l'énergie mécanique et ceux qui consomment de l'énergie thermique.

3.1 Systèmes ouverts

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

- Refroidir, dans les laboratoires, quantité de substances et effectuer des expériences à basse température en mettant en œuvre l'azote liquide (température d'ébullition = 77 K) ou l'hélium liquide (= 4,2 K) ;

- Refroidir un local situé dans un climat chaud et sec en vaporisant de l'eau directement dans l'air de ce local. Dans un cas, comme dans l'autre, on ne récupère pas le frigorigène vaporisé.

3.2- systemes fermé

Le frigorigène évolue dans un système clos qui doit être aussi parfaitement étanche vis-à-vis de l'extérieur que possible (confinement du frigorigène)^[4]. Ce circuit comporte nécessairement :

- Un évaporateur placé dans le milieu à refroidir, par exemple une chambre froide où l'on doit maintenir la température intérieure. Le frigorigène qui y entre en phase liquide s'y vaporise à la température $<$ en absorbant de la chaleur à cette enceinte.
- Un condenseur refroidi par un fluide extérieur, air ou eau, à la température où le fluide frigorigène, qui y entre en phase vapeur, se condense à une température $>$ en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement^[16]

3.2.1- systemes mécanique

a- les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables

Le fluide actif du cycle frigorifique, le frigorigène, se vaporise dans un évaporateur en produisant le froid utile. La vapeur produite est aspirée et comprimée par un compresseur mécanique. Elle est refoulée dans un condenseur où elle se liquéfie. Le liquide formé retourne vers l'évaporateur en traversant un régleur (ou détendeur). Ce système est, de très loin, le plus répandu. Une première description du cycle a été donnée en 1805 par l'américain Oliver Evans (1755-1819). Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), qui travaillait en Angleterre que nous devons le premier brevet et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique (1835).^[21]

b- les systèmes utilisant des cycles à gaz

Ici le fluide actif ne change pas d'état au cours du cycle frigorifique mais reste gazeux. Comprimé, le gaz s'échauffe, on le refroidit alors, sous pression, jusqu'à la température ambiante puis on le détend ce qui entraîne un abaissement de sa température.

La première machine à air, à cycle ouvert, est due à l'américain John Gorrie (1803-1855) pour refroidir de la saumure à -7°C (brevets 1850-51). S'inspirant du moteur à air chaud du pasteur Robert Stirling (1837) l'écossais Alexander Kirk (1830-1892) réalisa une machine à cycle fermé qui produisit régulièrement, pendant une dizaine d'année, à partir de 1864, une température de -13°C . Dans cette technique, on peut citer les contributions de l'allemand Franz Windhausen (1829-1904), de l'américain Leicester Allen (1832-1912) et du français Paul Giffard (1837-1897).^[17]

Le développement de ces systèmes fut moindre que celui des machines à compression de vapeur car leur efficacité est plus réduite dans le domaine courant de la réfrigération, de la congélation et de la climatisation. Elles sont, par contre, à l'origine de la plupart des cycles cryogéniques pour la liquéfaction des gaz et la production des basses températures

3.2.2- Systèmes thermo-frigorifiques

On distingue, parmi ces systèmes frigorifiques consommant de l'énergie thermique.

a- Systèmes frigorifiques continus à absorption

Bien que leur importance soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression, ce sont, actuellement, les seuls systèmes thermo-frigorifiques qui connaissent un certain développement. Ici la circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation, par pompe, d'un liquide absorbant dont la teneur, en frigorigène absorbé, dépend de la température et de la pression.

Le travail mécanique nécessaire est très réduit, le système, en contrepartie, consomme de la chaleur. Le père de ces systèmes est le français Ferdinand Carré (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple frigorigène : ammoniac – absorbant : eau. Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du vingtième siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Maïuri sur ces machines et ceux du suédois von Platen et Munters sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920).

Les années quarante ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation.

b- Systèmes frigorifiques à adsorption et thermochimiques

Ils apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20ème siècle. Leur fonctionnement, basé sur les effets thermiques qui accompagnent la sorption ou la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes à adsorption) ou bien la formation, ou la décomposition, de composés chimiques avec un gaz frigorigène (systèmes thermochimiques)

c-Système frigorifique à éjection

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au français Maurice Leblanc (1857-1923). L'abaissement de température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente – l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente – l'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte. Ce système qui a des créneaux d'utilisation bien spécifique est peu répandu.

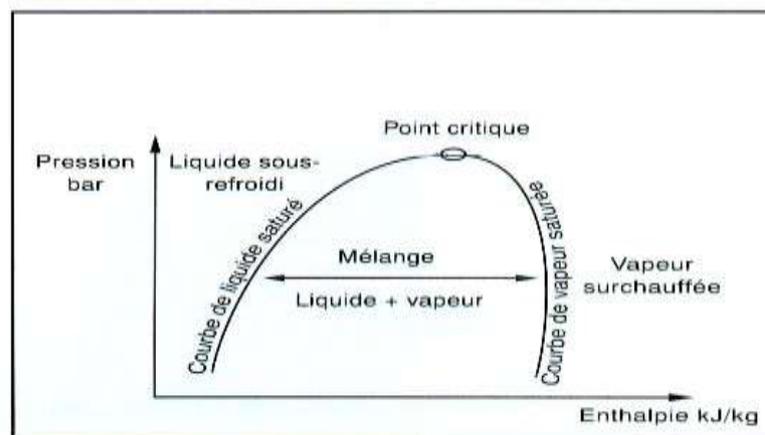
4- Grandeur physique et diagramme enthalpique

Le diagramme enthalpique ou diagramme (pression/enthalpie) Le diagramme nous permettra de tracer le cycle frigorifique de notre machine et d'en déterminer différentes grandeurs. Nous pourrons, désormais, calculer une puissance frigorifique et calorifique et connaître l'état du fluide en différents endroits.

4.1- Les zones du diagramme

Le diagramme est délimité en abscisse par l'échelle des enthalpies et en ordonnée par l'échelle des pressions. Les courbes de saturation se rejoignent au point critique et divisent le diagramme en 4 zones :

- **La zone 1** : Elle se situe au-dessus de l'isotherme critique. Ici, la vapeur ne peut absolument pas être condensée quelle que soit la pression à laquelle elle est soumise.
- **La zone 2** : C'est la zone de **la vapeur à l'état surchauffée**. Elle est située entre l'isotherme critique et la courbe de saturation vapeur.
- **La zone 3** : La zone 3 se situe à l'intérieur de la courbe de saturation, c'est la phase de changement d'état. Nous avons donc, ici, **un mélange liquide + vapeur**
- **La zone 4** : C'est la zone où le fluide est à l'état de **liquide sous-refroidi**. Elle est située entre l'isotherme critique et la courbe de saturation liquide.^[23]



Figure(1.1) (diagramme ph)

4.2- Grandeurs constituant le diagramme

α-LA PRESSION (EN BAR)

L'échelle des pressions (en bar absolu) évolue parallèlement à l'axe des enthalpies.

LES ISOBARS sont des lignes perpendiculaires à l'axe des pressions.

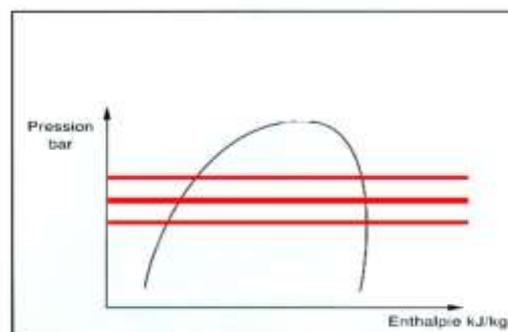


Figure (1.2)Les isobars

b-L'ENTHALPIE (EN KJ/KG)

L'enthalpie (H) est la quantité d'énergie contenue dans une substance en fonction de sa température, de sa pression et de son état (solide, liquide, gazeux ou intermédiaire). Pour un gaz, l'enthalpie se calcule de la façon suivante :

Q est la quantité de chaleur que contient le gaz, **p** la pression et **V** le volume.

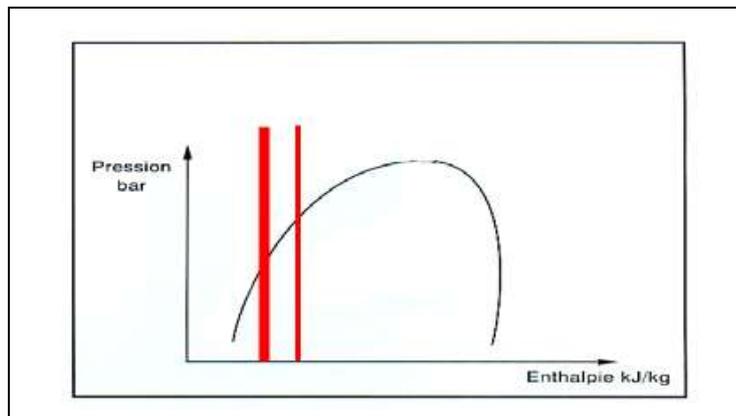
L'enthalpie spécifique est l'enthalpie divisée par la masse, et elle se calcule ainsi : $h = H/m$ [J/kg].

Une variation d'enthalpie (H) est due à l'apport ou au retrait de chaleur et/ou d'énergie mécanique. Contrairement à la chaleur spécifique, l'enthalpie spécifique peut prendre en compte les changements d'état et la pression lorsque la substance chauffe ou refroidit.

La notion d'enthalpie est particulièrement importante pour comprendre les cycles de réfrigération. En effet, les différences d'enthalpie déterminent le taux de transfert de chaleur correspondant au cycle de la pompe à chaleur.^[23]

LES ISENTHALPES

sont des lignes perpendiculaires à l'axe des enthalpies



Figure(1.3) LES ISENTHALPES

c-LA TEMPERATURE (EN °C)

Dans la zone de mélange liquide + vapeur, la température et la pression sont liées (relation Pression / Température). Dans les autres zones la température et la pression ne sont pas liées. Elle est représentée par :

LES ISOTHERMES (t) sont des lignes où la température reste constante.

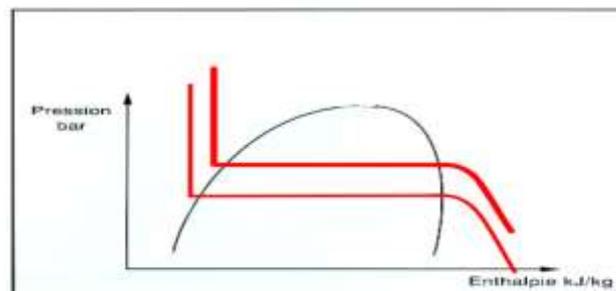


Figure (1.4) les Isothermes

d-LE VOLUME MASSIQUE (EN M³/KG)

Le volume massique représente le volume occupé par 1 kilogramme de fluide frigorigène.

LES ISOCHORES (v ") donnent la valeur du volume massique du fluide suivant sa pression et sa température.

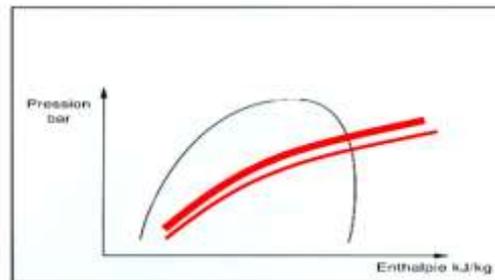


Figure (1.5) les Isochores

e-L'ENTROPIE (EN KJ/KG.K)

Comme l'enthalpie, l'entropie (S) est l'une des propriétés des systèmes thermodynamiques. Au cours d'un processus, les variations d'entropie spécifique (s) d'une substance permettent de mesurer l'irréversibilité de ce processus ainsi que l'énergie qui a cessé d'être disponible pour le travail

L'entropie est aussi utile que l'enthalpie si l'on veut comprendre les cycles de réfrigération. Les différences d'entropie déterminent l'efficacité du cycle de la pompe (**plus les différences d'entropie sont importantes, plus les pertes sont importantes elles aussi**).

L'entropie représente l'énergie interne emmagasinée par 1 kg de fluide frigorigène et par Kelvin^[23]

LES ISENTROPES (s) seront toujours représentées à partir de la courbe de saturation vapeur.

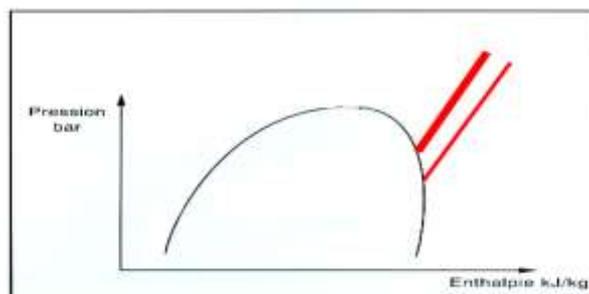


Figure (1.6) les isentropes

f-LE TITRE DE VAPEUR

Le titre représente le pourcentage de vapeur par rapport au liquide. Si le titre reste constant, on parle de :

LES ISOTITRES (x) sont des courbes à titre de vapeur constant et se trouvent toutes à l'intérieur de la courbe de saturation. Elles passent toutes par le point critique.^[23]

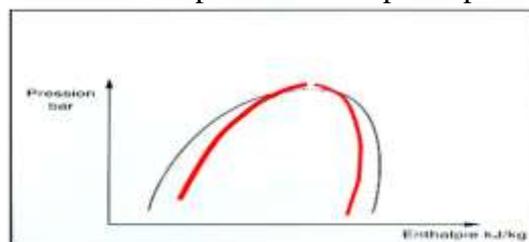


Figure (1.7) les isotitres

4.3- Notion de chaleur sensible et latente.

La chaleur apparaît comme une notion quantitative. Un contact plus ou moins long avec un corps chaud nous cède une certaine quantité de chaleur, celle ci dépend de la durée de contact. Quelle que soit sa température, un élément contient toujours une certaine quantité de chaleur. Il ne contient plus de chaleur, seulement lorsque la température atteint le zéro degré absolu soit -273.15°C qui équivaut au 0 de l'échelle Kelvin.

En conclusion, le froid n'existe donc pas ; pour refroidir un corps nous sommes bien évidemment obligés de lui retirer de la chaleur. ^[23]

4.3.1- Chaleur sensible

Quand un corps est chauffé, sa température augmente au fur et à mesure que la chaleur augmente.

L'augmentation de chaleur est appelée «chaleur sensible».

De façon similaire, quand on refroidit un corps, et que sa température diminue, cette chaleur est aussi appelée «chaleur sensible». ^[23]

" La chaleur sensible représente la chaleur qui provoque un changement de température dans un corps."

4.3.2- Chaleur latente

La chaleur qui provoque le changement d'état d'un corps pur est appelée «**chaleur latente**». Cependant, la chaleur latente n'affecte pas la température d'un corps, par exemple, l'eau reste à 100°C pendant qu'elle bout. La chaleur apportée pour que l'eau continue de bouillir est de la chaleur latente. ^[23]

La chaleur latente est la chaleur qui provoque un changement d'état sans pour autant provoquer un changement de température.

La compréhension de cette différence entre la chaleur sensible et la chaleur latente est fondamentale pour comprendre pourquoi un réfrigérant est utilisé dans un système de réfrigération ou de climatisation

5-Diagramme psychométrique

Une installation de climatisation a pour rôle de maintenir à des conditions fixées à l'avance l'état de l'air dans le local que l'on veut conditionner.

Pour ce faire, on utilise des procédés pour chauffer, refroidir, humidifier et déshumidifier l'air.

Pour faciliter la représentation des transformations de l'air et le calcul des différents éléments de l'installation de climatisation on utilise le "**diagramme psychométrique**" de l'air humide.

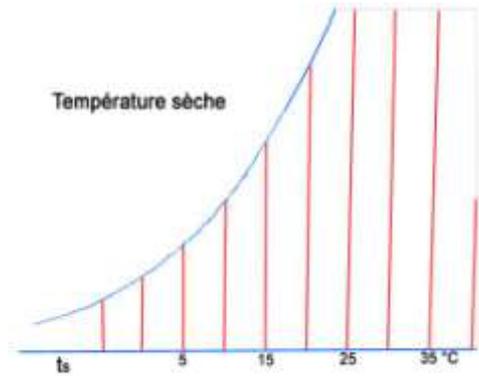
Un tel diagramme précise, pour tous les états que peut occuper l'air humide, ses caractéristiques physiques ^{:[24]}

a-Température de bulbe sec

L'axe horizontal représente une grandeur fondamentale du diagramme psychrométrique que l'on appelle plus couramment :

température sèche : t_s en °C.

Les lignes verticales, appelées isothermes sont des lignes où la température sèche est constante.



Figure(1.8) température sèche

b-Humidité absolue

L'axe vertical de droite représente cette autre grandeur fondamentale qui indique la teneur en vapeur d'eau de l'air considéré.L'humidité absolue x (ou w) s'exprime en gramme d'eau par kilogramme d'air (**g/kg**).Les lignes horizontales, appelées isohydes, sont des lignes à teneur en vapeur d'eau constante.^[24]

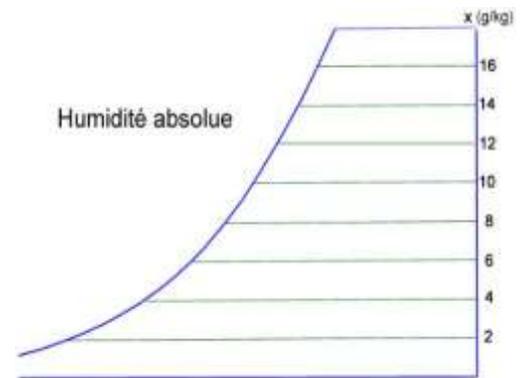
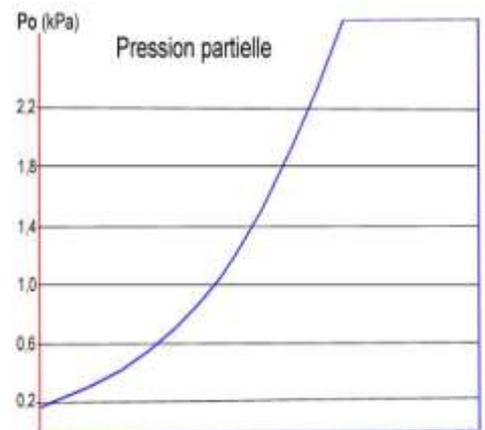


Figure (1.9) Humidité absolue

c-Pression partielle

L'axe vertical de gauche représente la pression partielle **Po** de la vapeur d'eau contenue dans l'air considéré. Elle s'exprime en **kPa** (kilo Pascal) ou en **mbar** (millibar).

La concentration en vapeur d'eau peut augmenter (en suivant une isotherme) jusqu'à ce que l'air atteigne l'état de saturation ; cet état est représenté par la courbe incurvée la plus à gauche qui permet de déterminer la pression de saturation **Psat** lue sur l'axe des pressions.^[24]



Figure(1.10)pressionpartielle

d-Température de rosée

Si on se déplace à partir d'un point **A** du diagramme, sur une *isohyde*, de droite à gauche on atteint la courbe de saturation en un point appelé **point de rosée**, dont la température lue sur l'axe horizontal est la **température de rosée de A : tr.** [24]

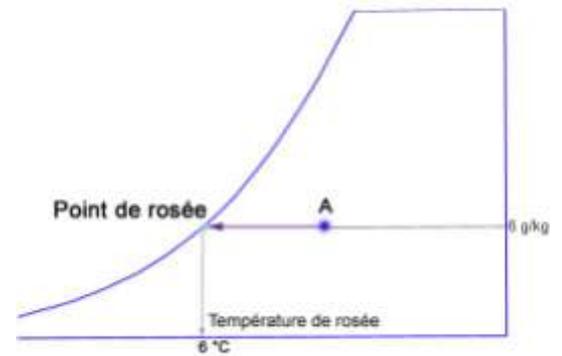


Figure (1.11) température de rosé

e- Humidité relative

L'air situé sur la ligne de saturation, citée plus haut, est saturé de vapeur d'eau. On dit que son humidité relative **Hr** est de 100 %. C'est une ligne à humidité relative constante.

Si l'on divise la teneur en vapeur d'eau par deux, l'air se trouve sur une ligne saturée de moitié, c'est-à-dire à **Hr = 50 %** (on peut écrire aussi : $\phi = 50 \%$).

On peut tracer ainsi un réseau de courbes à différentes valeurs d'humidité relative constante. [24]

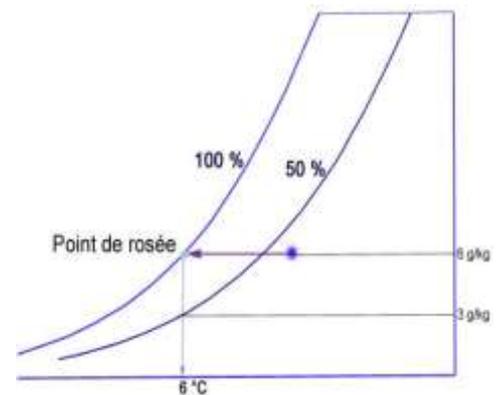


Figure (1.12) humidite relative

g-Enthalpie

L'enthalpie **h** est la quantité de chaleur totale de l'air humide considéré. Elle s'exprime en **kJ/kg** (ou en kcal/kg, autrefois). On considère que, l'air dont sa température $t_s = 0 \text{ °C}$ et sa teneur en vapeur d'eau $x = 0 \text{ g/kg}$, a une enthalpie **h = 0 kJ/kg**.

Le réseau de droites obliques perpendiculaires à l'échelle des enthalpies constitue des lignes à enthalpie constante, appelées *isenthalpes*. [24]

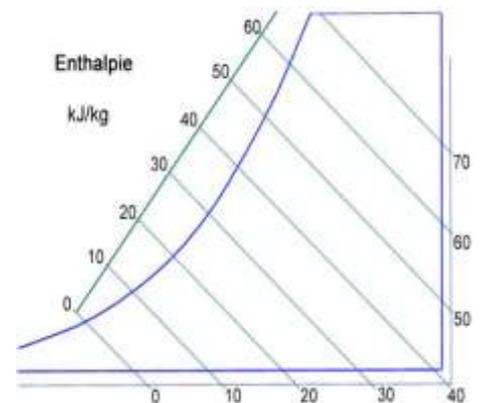
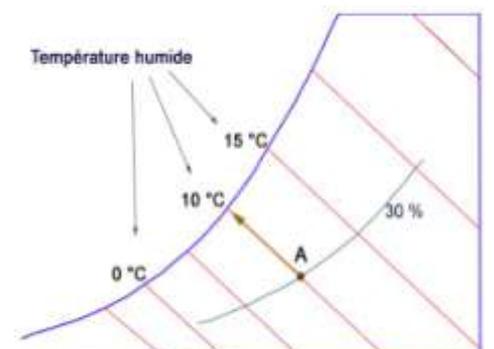


Figure (1.13) Enthalpie

h-Température de bulbe humide

Si d'un point **A** du diagramme on se déplace sur une *isenthalpe*, on atteint la courbe de saturation en un point dont la température lue sur l'axe horizontal est appelée communément température humide **th** du point initial considéré.

On mesure les températures sèche et humide au moyen d'un appareil comportant deux thermomètres, appelé *psychromètre*.

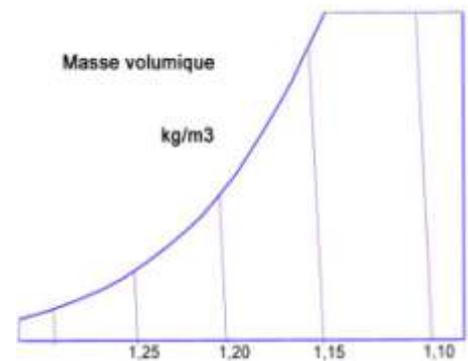


Figure(1.14) Température bulbehumide

I-Masse volumique

Les lignes légèrement inclinées vers la gauche sont des droites à masse volumique ρ constante. Elles s'expriment en kg/m^3 .

Pour déterminer exactement l'état dans lequel se trouve un air humide considéré pris à une pression barométrique donnée, il suffit d'en connaître deux grandeurs physiques. Les autres peuvent être déterminées à l'aide du diagramme psychrométrique. [24]



Figure(1.15) masse volumique

Chapitre 2

Installation frigorifiques a compression de vapeurs

1-Introduction générale

Le fluide actif du cycle frigorifique, le frigorigène, se vaporise dans un évaporateur en produisant le froid utile. La vapeur produite est aspirée et comprimée par un compresseur mécanique. Elle est refoulée dans un condenseur où elle se liquéfie. Le liquide formé retourne vers l'évaporateur en traversant un régleur (ou détendeur). Ce système est, de très loin, le plus répandu. Une première description du cycle a été donnée en 1805 par l'américain Oliver Evans (1755-1819). Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), qui travaillait en Angleterre que nous devons le premier brevet et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique (1835).

Les premières machines à compression qui eurent un succès industriel sont le fait d'un écossais émigré en Australie, James Harrison (1816-1893) (brevets en 1855-56-57). Les machines étaient fabriquées en Angleterre, elles pouvaient produire de la glace ou refroidir des saumures, liquides frigoporteurs. Le frigorigène était toujours l'éther éthylique. De nouveaux frigorigènes firent ensuite, successivement, leur apparition :^[21]

Aujourd'hui, la pompe à chaleur est considérée comme l'un des moyens les plus économiques et écologiques pour assurer les besoins énergétiques de chauffage et de climatisation applicables aussi bien à la rénovation qu'aux constructions neuves pour l'ensemble des secteurs du bâtiment. Les différentes technologies actuellement disponibles sur le marché s'adaptent dans des conditions satisfaisantes aux nouvelles réglementations thermiques.^[22]

2- Definition de la PAC

Une **pompe à chaleur** est un dispositif thermodynamique permettant de transférer la chaleur du milieu le plus froid (et donc le refroidir encore) vers le milieu le plus chaud (et donc de le chauffer), alors que spontanément la chaleur se diffuse du plus chaud vers le plus froid jusqu'à l'égalité des températures.

Le réfrigérateur est le système de pompe à chaleur le plus connu. Le climatiseur est un autre système de pompe à chaleur courant. Les deux servent à produire du « froid » plus que de la chaleur : la chaleur qu'ils génèrent est perdue. La sueur est une PAC rafraîchissante naturelle.

Mais le terme de « pompe à chaleur » (PAC) s'est surtout diffusé pour désigner la pompe à chaleur géothermique ou la pompe à chaleur air-eau, système de chauffage domestique popularisé en France suite au premier choc pétrolier en 1973. ^[26]

3-Types de PAC

3.1-La pompe à chaleur air-air

Le circuit de la **pompe à chaleur air-air** contient un fluide frigorigène, un gaz qui permet de transformer les calories de l'air extérieur en air chaud pour l'habitation. L'unité extérieure capte les calories (c'est-à-dire l'énergie) contenues dans l'air. Le fluide frigorigène voit sa température et sa pression augmenter et restitue cette chaleur à l'air qui sera diffusé dans votre habitation par des émetteurs de chaleur. Ces émetteurs fonctionnent sous la forme d'un système de ventilation. Cette solution s'adapte parfaitement à des régions pourvues d'un climat doux. Attention toutefois ; la **pompe à chaleur air-air** ne peut pas assurer la production d'eau chaude sanitaire pour votre logement.

3.2-Pompe à chaleur air-eau

A la différence de la pompe à chaleur air-air qui puise l'énergie dans l'air extérieur et la restitue sous forme d'air chaud, la **pompe à chaleur air-eau**, puise les calories dans l'air extérieur mais utilise l'eau pour transporter la chaleur. La plupart des modèles cessent de fonctionner dès que la température descend sous les -5°C , rendant indispensable un chauffage d'appoint dans certaines régions. Néanmoins, certains modèles, plus performants peuvent être opérationnels jusqu'à -25°C . Les performances de votre pompe à chaleur dépendent donc du climat de votre région. Cette solution n'est pas la plus adaptée lorsque votre région est soumise à des hivers rigoureux et des températures négatives. En effet, plus vous sollicitez l'électricité pour réchauffer l'eau de chauffage de votre installation, moins le rendement de votre **pompe à chaleur air-eau** est important et plus vous consommez d'énergie. ^[32]

3.3-La pompe à chaleur géothermique

La pompe à chaleur géothermique, aussi appelée *géothermie domestique*, utilise la chaleur contenue dans le sol pour alimenter un réseau de chauffage comme un plancher chauffant ou des radiateurs.

Ce principe connu depuis une vingtaine d'années, a subi de notables évolutions techniques qui lui permettent de rivaliser avec les moyens de chauffage "traditionnels". Une PAC dite réversible permet notamment au plancher de devenir rafraîchissant en période estivale.

4- Organnes de la PAC

4.1- Le compresseur

Le compresseur permet de véhiculer le fluide frigorigène dans le circuit frigorifique en le comprimant pour passer de la basse pression (BP) à la haute pression (HP).^[23]

4.1.1-Types de compresseur

a- Compresseur spiro-orbital, dit "scroll"(rotatif)

Le compresseur SCROLL est composé de deux spirales. La première est fixe, la seconde mobile. Le mouvement orbital entraîne le déplacement vers le centre des poches de gaz, ce déplacement est accompagné d'une réduction progressive de leur volume jusqu'à disparition totale. C'est ainsi que s'accomplit le cycle de compression du fluide frigorigène.

La réduction du nombre de pièces par rapport à un compresseur à pistons de même puissance est de l'ordre de 60 %. L'unique spirale mobile remplace pistons, bielles, manetons et clapets. Moins de pièces en mouvement, moins de masse en rotation et moins de frottements internes, cela se traduit par un rendement supérieur à celui des compresseurs à pistons.

A noter également sa faible sensibilité aux coups de liquide.^[23]

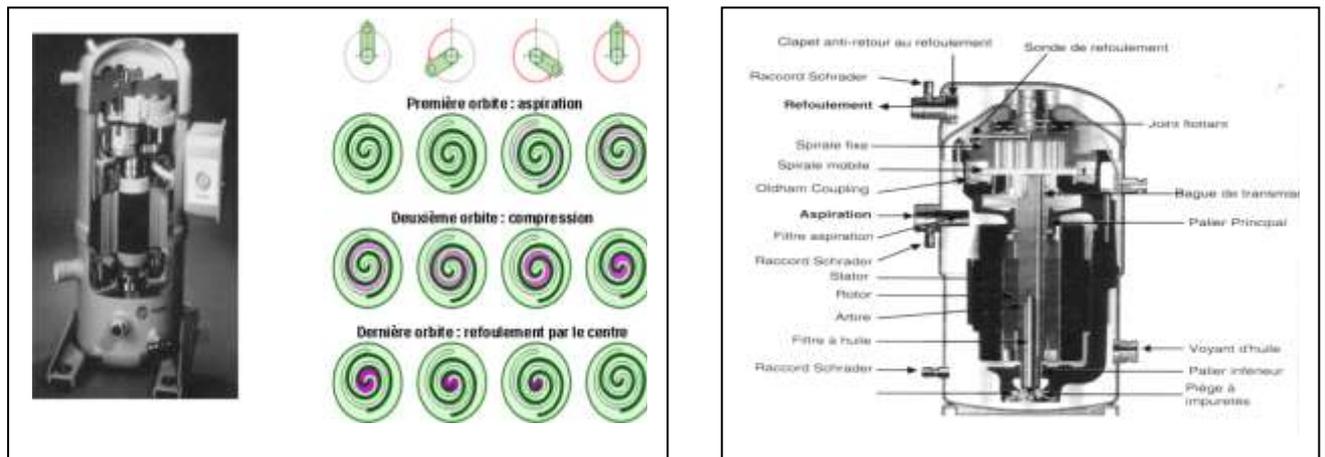


Figure (2.1) Copeland scroll

b- Compresseurs alternatifs à piston (volumétriques)

Les compresseurs mécaniques alternatifs les plus utilisés dans les installations frigorifiques sont les compresseurs à piston plongeur, dans lequel le pied de bielle s'articule directement dans le piston par l'intermédiaire de l'axe de piston, en les trouve surtout dans les appareils de froid domestique, commercial et agroalimentaire.

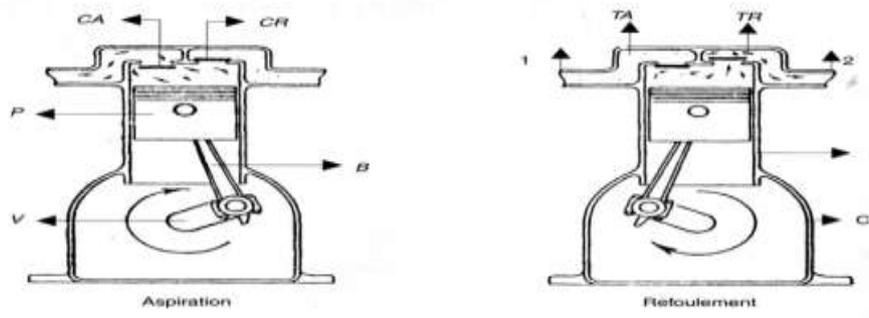


Figure (2.2) Compresseur alternatifs

C - Compresseurs à vis (rotatifs)

Compresseur à vis, aussi dénommé hélico-compresseur est une machine rotative dans laquelle la variation du volume occupé par le fluide et son transfert sont obtenus par le déplacement relatif de deux mobiles en rotation. Les deux mobiles ont des profils conjugués, l'un est avec des lobes (rotor male), l'autre forme des alvéoles (rotor femelle) en rotation continue à l'intérieur d'un cylindre de forme appropriée.

Son principe de fonctionnement est simple, les vapeurs emprisonnés entre un lobe, une alvéole et le carter sont comprimés, déplacés par le vis lors de la rotation des rotors depuis la section d'entrée (aspiration) jusqu'à la section de sortie (refoulement).

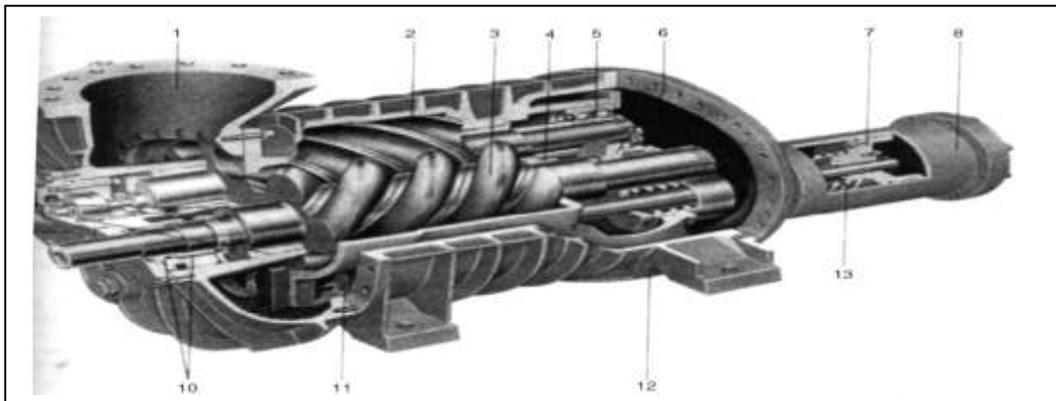


Figure (2.3) Compresseur à vis

4.2- Le Detendeur

Situé après le condenseur, il permet de faire passer le fluide de la haute à la basse pression. [23]

a-Detendeur thermostatique

Situé après le condenseur, il permet de faire passer le fluide de la haute à la basse pression. Il est de type thermostatique à égalisation de pression externe.

Le bulbe du détendeur situé à l'aspiration du compresseur permet le réglage du débit de fluide à travers le détendeur et assure ainsi le remplissage de l'évaporateur en assurant une surchauffe correcte du compresseur.

Le tube d'égalisation de pression externe branché à l'aspiration du compresseur, permet, en tenant compte des pertes de charges de l'évaporateur, de récupérer une surchauffe normale.

Les machines réversibles sont équipées de détendeurs bi-flow pouvant détendre le fluide dans les 2 sens de circulation. [23]

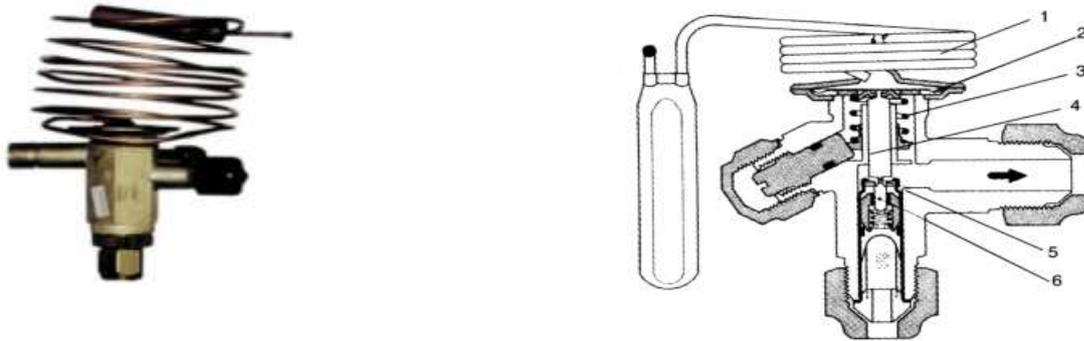


Figure (2.4) detendeur thermostatique

1 : aspiration. 2 : rotor secondaire femelle. 3 : rotor primaire mâle. 4 : palier lisse.

5 : roulement axial. 6 : piston d'équilibrage. 7 : piston de commande pour tiroir de régulation.

8 : cylindre de régulation. 9 : paliers lisses. 10 : garniture d'étanchéité. 11 : retour des gaz en régulation de capacité. 12 : refoulement. 13 : ressort de rappel. 14 : pompe à l'huile

b-Detendeur 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

4.3- Evaporateur

L'évaporateur est cet élément capital de l'installation frigorifique qui permet, grâce à la vaporisation (libération de chaleur latente de vaporisation) du fluide frigorigène qui le traverse de prélever cette chaleur en l'absorbant de l'enceinte dans laquelle il est placé.

On distingue différents types d'évaporateurs dont les plus fréquemment utilisés sont :

Les évaporateurs refroidisseurs d'air et les évaporateurs refroidisseurs de liquide. [23]

a-Evaporateurs refroidisseurs d'air

Les évaporateurs refroidisseurs d'air sont presque tous constitués de tube à ailettes. On les appelle aussi souvent batteries de refroidissement d'air, ils sont à convection naturelle ou à convection forcée.

On peut citer pour ces évaporateurs les types suivants :

- Appareils plafonniers : à simple flux ou à double flux.
- Appareils sur pieds : destinés aux locaux de réfrigération rapide, tunnels de décongélation et chambres à froid.
- Appareils muraux : avec un flux d'air vertical, ils sont équipés de plusieurs ventilateurs.

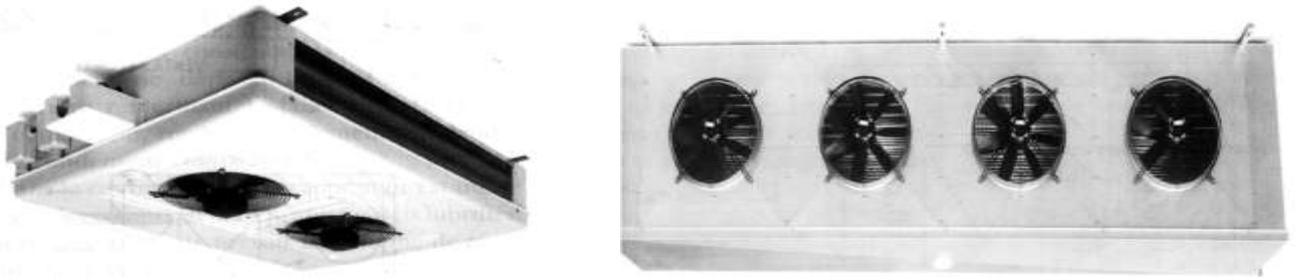


Figure (2.5) évaporateur refroidisseur d'air

b-Evaporateurs refroidisseurs de liquide

Les évaporateurs refroidisseurs de liquide essentiellement de l'eau ou une saumure que l'on désigne alors sous l'appellation de fluide frigorigène sont principalement du type multitubulaire (horizontal ou vertical).

On trouve parmi eux évaporateurs à immersion, évaporateurs à circulation interne et évaporateurs à ruissellement.

c-Evaporateurs à immersion.

Ils sont utilisés uniquement pour les fluides miscibles avec l'huile ou avec une vitesse de circulation minimale du mélange liquide/vapeur.

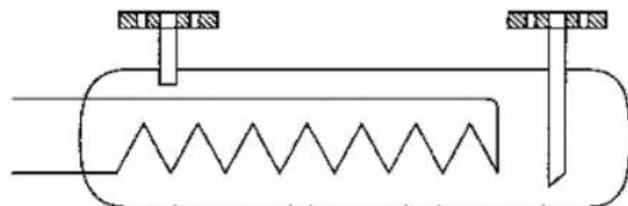


Figure (2.6)Évaporateur à immersion

d-Evaporateurs à circulation interne

Le faisceau tubulaire de cet évaporateur est similaire dans sa conception générale au faisceau de condenseur multitubulaire. Il est utilisé à cause de faible alimentation en fluide frigorigène, afin d'assurer une circulation rationnelle du liquide à refroidir. [23]



Figure (2.7) évaporateur à circulation interne

e- Evaporateurs à ruissellement

Ce genre d'évaporateur est utilisé pour le refroidissement des liquides alimentaires.

On note aussi la présence d'un autre type d'évaporateurs, il s'agit des évaporateurs congélateurs :

f-Evaporateurs fabrique de glace

Ce sont des petits évaporateurs destinés à fabriquer des cubes de glaces et qui refroidissent également l'enceinte ou ils sont placés.

g-Evaporateurs accumulateurs de froid

Ces évaporateurs sont de conception similaire à celle des évaporateurs de liquide, soit du type serpentin soit du type grille suivant la puissance de la machine et le fluide frigorigène utilisé.

4.4 Condenseur

Le condenseur est un échangeur thermique entre le fluide frigorigène et le fluide de refroidissement. Il sert à évacuer la chaleur prélevée à l'évaporateur plus l'équivalent thermique de la compression.

Le condenseur contient trois zones thermiques : la première est la zone d'évacuation de l'équivalent thermique de compression (désurchauffe), la seconde où se déroulent le phénomène de condensation, et la dernière qui se situe à sa sortie sera la zone de sous- refroidissement du fluide frigorigène condensé.

On peut répartir les condenseurs en trois types selon la nature du fluide secondaire (de refroidissement) : condenseurs à air, à eau. [23]

a-Condenseurs à air

Ce sont les plus répandus pour les petites et moyennes puissances car l'air est une source naturelle et gratuite. Sélectionner à partir de température moyenne maximale de

l'air ambiant, ils conduisent à des pressions de condensation les plus élevées. Ces condenseurs sont à ventilation forcée mais il existe des condenseurs à air à convection naturelle utilisés sur les appareils ménagers, congélateurs et conservateurs.



Figure (2.8) condenseur à air

b-Condenseurs à eau

La température de l'eau, le débit disponible et la perte de charge maximale sont les facteurs importants dans la définition de la température de condensation, de la surface et du cout.

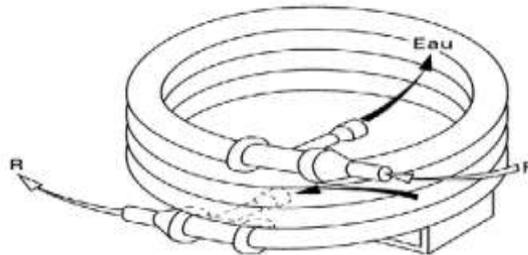


Figure (2.9) condenseur à eau

4.5- autres accessoires

a- Le déshydrateur

. Cet appareil permet d'éliminer l'humidité qui pourrait être contenu dans notre installation frigorifique. Elle est absorbée et emmagasinée. Le déshydrateur peut par conséquent, empêcher une éventuelle formation de glace au détendeur.

Il peut emmagasiner les acides nuisibles se produisant dans le circuit frigorifique empêchant ainsi toute corrosion. Il retient également les particules étrangères (boues et produits de décomposition de l'huile).



b-Le voyant liquide

Situé en aval du déshydrateur il permet de contrôler la teneur en humidité du circuit frigorifique et l'état du fluide.

- Jaune : teneur en humidité trop élevée
- Vert : sec

**c-Les pressostats**

Le pressostat HP limite la pression à une valeur haute dans la partie haute pression.

Le pressostat BP limite la pression à une valeur basse dans la partie basse pression.

Les valeurs de coupure des pressostats sont indiquées dessus et varient en fonction des machines.

**D- Le clapet anti retour**

Utilisé sur les machines réversibles, il assure la circulation à sens unique du fluide dans les canalisations du circuit.

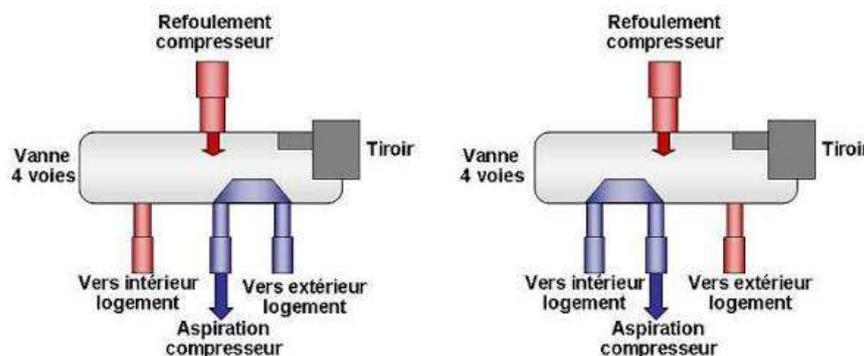
**e- La réserve liquide**

Située avant le détendeur, elle permet d'assurer son alimentation en liquide uniquement, et permet au système de garder un remplissage correct du condenseur lors de l'ouverture et de la fermeture du détendeur.

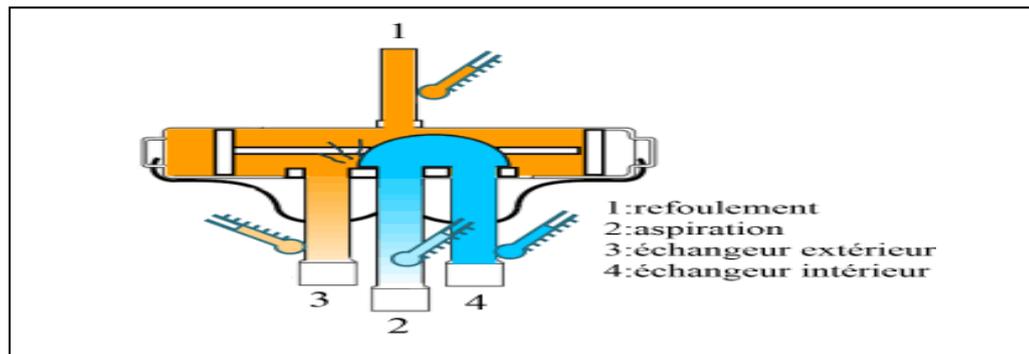
**f-la vanne d'inversion de cycle**

La vanne d'inversion aussi appelée (vanne à quatre voies) elle contient un tiroir mobile solidaire de deux pistons pilotés.

Sous l'effet d'une pression agissant sur le piston, le tiroir mobile se déplace horizontalement et inverse le sens de passage du fluide dans les échangeurs (évaporateur et condenseur).



Il faut savoir que le refoulement du compresseur est toujours raccordé du côté où il n'y a qu'un seul piquage. L'aspiration du compresseur est toujours sur la voie du milieu du côté des trois piquages



Figure(2.10) schéma de vanne d'inversion de cycle

Le sens de circulation du fluide est alors déterminé par une électrovanne qui pilote le tiroir mobile, par l'intermédiaire de trois capillaires.

5- Fonctionnement et cycle thermodynamique

5.1- Description du cycle thermodynamique

a- Dans le compresseur : le fluide frigorigène arrive à l'entrée du compresseur à l'état gazeux, sous basse pression et basse température. La compression permet d'élever sa pression et sa température.

En théorie, la compression est adiabatique (ou isentropique) ; mais elle ne l'est pas en pratique. Un compresseur réel présente des *pertes importantes*

- D'une part ce sont les *pertes volumétriques*, dues :

- à la dilatation du gaz d'aspiration à son entrée dans le compresseur dont les parois sont plus chaudes (enroulement du moteur, pistons, cylindre, etc.)

- aux fuites entre le piston et le cylindre,

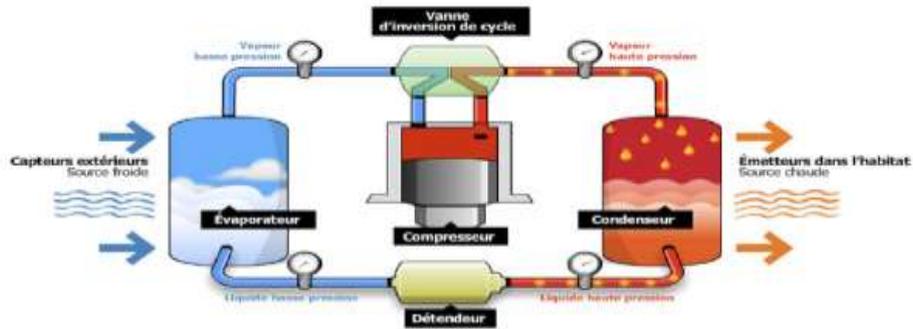
- aux fuites dans les soupapes à l'espace mort du cylindre ; le surplus de gaz qui se dilate lors de l'aspiration empêche le remplissage complet avec du fluide frigorigène nouvellement aspiré.

- D'autre part, ce sont les *pertes mécaniques* dues aux frictions entre les pièces mobiles.

b- Dans le condenseur, le gaz chaud cède sa chaleur à l'eau du circuit extérieur. Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("*désurchauffe*"), puis le fluide se condense. Le fluide liquide se refroidit de quelques degrés (*sous-refroidissement*) avant de quitter le condenseur.

c- Dans le détendeur : le fluide subit une *détente isenthalpique*. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement, ce qui abaisse sa température.

d- Dans l'évaporateur : le fluide frigorigène s'évapore totalement en absorbant la chaleur provenant du circuit d'eau qui se refroidit. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur ; c'est ce qu'on appelle la phase de *surchauffe*.
Cycle frigorifique.



Figure(2.11)schéma d'une pompe à chaleur

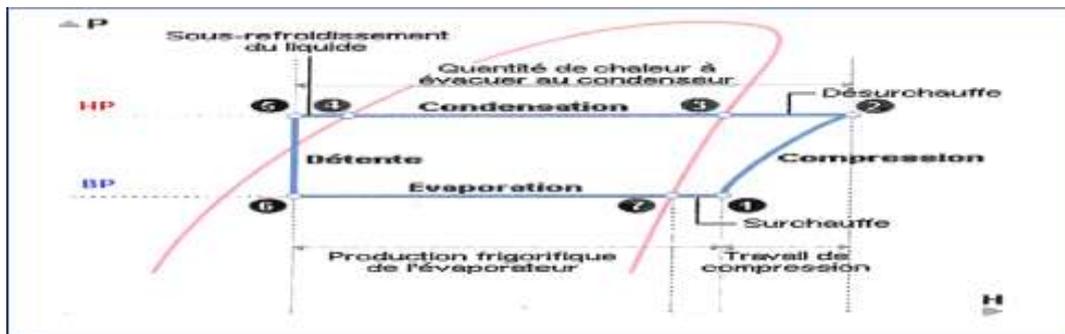


Figure (2.12)Diagramme enthalpique fonctionnelle d'une pac

5.2- Diagramme enthalpique :

5.2.1 Présentation

Le diagramme enthalpique (ou diagramme de Mollier) est un diagramme relatif aux fluides et à leurs changements d'état (liquide/vapeur) et à leurs (pressions/températures) d'utilisation.

.l'abscisse correspond à la valeur de la pression en (bar).

.l'ordonnée à son enthalpie en (kj/kg).

Il doit son nom au physicien allemand (Richard Mollier).

5.2.2 Utilisation

Il peut servir à déterminer la quantité de chaleur produite ou consommée par une variation de température ou l'état d'un fluide. Cette approche consiste à placer différents points qui correspondent à une pression et à une température définies à l'avance. En somme, il s'agit de faire figurer l'état final d'un fluide, puis de se reporter à l'ordonnée du diagramme pour déterminer les enthalpies respectives de chacun des points. Nous pouvons également lire la variation d'enthalpie sans avoir à recourir à un surfacage.

Chapitre 3

Modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes

1-Définition

Un fluide frigorigène (ou réfrigérant) est un fluide qui permet la mise en œuvre d'un cycle frigorifique. Il peut être pur ou être un mélange de fluides purs présents en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci.

Le fluide frigorigène permet les échanges de chaleur dans un système frigorifique par ses changements d'état que sont l'évaporation et la condensation, il absorbe la chaleur à basse température et basse pression (évaporation), puis libère la chaleur à une température et une pression plus élevées (condensation).

Il est important pour un fluide frigorigène (réfrigérant) d'avoir une température d'évaporation peu élevée pour que le changement d'état soit possible. Sachant que le changement d'état s'effectue à température et pression constantes (stabilisation de l'effet de réfrigérant à une température donnée) et c'est durant cette phase que la quantité de chaleur absorbée (ou rejetée) est la plus importante. ^[1]

Généralement ils sont utilisés dans les systèmes de production de froid (climatisation, congélateur, réfrigérateur, etc.), comme dans les systèmes de production de chaud par pompes à chaleur. ^[2]

2- Classification des fluides frigorigènes

On peut les classer en plusieurs familles suivants leur propriétés physico-chimiques.

- a. *Les substances inorganiques.*
- b. *Les Hydrocarbures.*
- c. *Les Hydrocarbures halogénés*
- d. *Les autres substances*

a- les substance inorganique (serie 700)

Les composés inorganiques que l'on utilise pour la réfrigération sont l'eau (R718), le dioxyde de carbone (R744) et l'ammoniac (R717). Chacun d'entre eux est inoffensif pour l'environnement, mais présente certains inconvénients

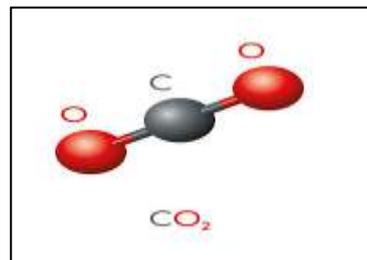
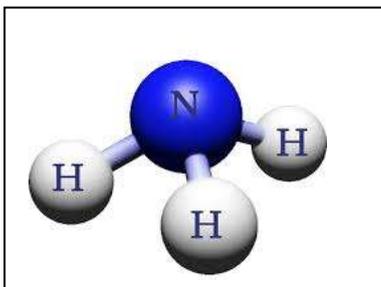


Figure (3.1) substance inorganique

b- Les Hydrocarbures (série 600)

Les hydrocarbures, c'est-à-dire les composés organiques composés exclusivement d'atomes

de carbone et d'hydrogène, possèdent des propriétés qui en font d'excellents fluides frigorigènes. Outre ces bonnes qualités thermodynamiques, ils offrent l'avantage d'être assez propres pour l'environnement et d'avoir une faible toxicité. En revanche, ils sont inflammables, ce qui rend leur manipulation délicate. Pour utiliser des hydrocarbures comme fluides frigorigènes, il faut donc s'entourer d'un maximum de précautions.

Les principaux hydrocarbures présents dans le domaine du froid, en tant que frigorigènes, peuvent être saturés ou présenter une double liaison. Dans ce groupe sont principalement employés : le butane (R600), l'isobutane (R600a), le propane (R290), le cyclopropane (RC270), le propylène (R1270).^[1]



Figure (3.2) Hydrocarbures

c- Les Hydrocarbures halogénés (séries 400 et 500)

La caractéristique principale des hydrocarbures halogénés est qu'ils se condensent et s'évaporent à température et pression constante, cette famille est aussi la plus tristement célèbre qui a été longtemps et largement utilisée dans le monde jusqu'à ce qu'on établisse leur dangerosité pour l'environnement et parmi les Hydrocarbures halogénés on distingue :

c.1- chlorofluorocarbures (CFC)

Les chlorofluorocarbures ou CFC sont des gaz composés dérivés des alcanes, où tous les atomes d'hydrogène ont été substitués par des atomes de chlore et de fluor. Ils font partie des gaz qui contribuent à la dégradation de la couche d'ozone.

Les CFC ont de très intéressantes propriétés physico-chimiques, ce qui leur a valu un grand intérêt de la part des industries et explique leur utilisation massive, jusqu'à la découverte de leur rôle dans la destruction de la couche d'ozone.

Les chlorofluorocarbures sont en effet :

- ininflammables, les CFC ne peuvent pas prendre feu contrairement à leurs précurseurs ;
- très peu coûteux à fabriquer : le prix était de quelques dollars le baril, mais a fortement augmenté après leur interdiction ;
- extrêmement stables et inertes, presque autant que des gaz nobles, grâce à la nature de leurs liaisons entre les différents atomes les composant, qui font intervenir les nuages électroniques de ces derniers ; ce sont des liaisons covalentes fortes



Figure (3.3) CFC

c.2- HydroChloroFluoroCarbures (HCFC)

Les hydrochlorofluorocarbures ou (HCFC), sont des gaz organiques dont la molécule est formée d'atomes de chlore, de carbone, de fluor et d'hydrogène. Ce sont des alcanes halogénés. Ils sont utilisés comme gaz réfrigérants et comme agents propulseurs dans les aérosols, en remplacement des CFC, interdits à partir de 2000 à cause de leur contribution à l'effet de serre et à la destruction de la couche d'ozone.

Les HCFC sont moins stables que les CFC, donc moins destructeurs, mais conservent cependant un impact non négligeable sur la couche d'ozone et sont de puissants gaz à effet de serre.



Figure (3.4) HCFC

c.3- HydroFluoroCarbures (HFC)

Ces gaz fluorés d'origine synthétique composés d'atomes de carbone, de fluor et d'hydrogène tendent à remplacer à la fois les chlorofluorocarbures (CFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) comme fluides frigorigènes, propulseurs de sprays et pour la fabrication de mousses isolantes.

En plus de ne pas directement attaquer la couche d'ozone, les HFC ont une efficacité énergétique bien meilleure que les CFC et des propriétés techniques proches de celles des CFC : ininflammabilité ou inflammabilité modérée dans le cas du HFC-152a, faible toxicité et température de fusion permettant de les utiliser comme fluides frigorigènes. Les HFC peuvent remplacer les CFC dans la majorité de leurs applications, tout en réduisant la quantité de gaz nécessaire [6]

Les fluides de la série **400** sont des mélanges zéotropiques ayant un glissement de température, la charge en fluides des installations s'effectue toujours à l'état liquide . Les fluides de la série **500** sont des mélanges azéotropiques, n'ayant pas de glissement de température.



Figure (3.5) HFC

d- Mélanges zéotropiques et azéotropiques

1)Azéotrope

Se dit d'un mélange de substances qui présente, à une température donnée (dit point azéotrope), une phase vapeur ayant la même composition que la phase liquide.

Dans la nomenclature, ces mélanges sont identifiés par un 5 au niveau du chiffre des centaines. Exemples : [R-502, R-507, R-508A, R-508B, R-513A]. [3]

2)Zéotrope

Se dit d'un mélange de substances qui ne présente sous aucune condition une phase vapeur ayant la même composition que sa phase liquide.

Dans la nomenclature, ces mélanges sont identifiés par un 4 au niveau du chiffre des centaines. Exemples : [R-407A/C/F, R-410A, R-448A, R-449A].

3- Nomenclature

La dénomination la plus classique des réfrigérants est celle de leur numéro de réfrigérant (R22, R134a). Ce type de dénomination, défini par l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)

dans sa norme 34 (Standard 34), est unique pour chaque réfrigérant et est reconnu internationalement. Cette nomenclature permet de déterminer le type de fluide, respectivement sa composition, en fonction du nombre repris dans la dénomination. Les règles principales sont les suivantes .^[3]

- De manière générale, le préfixe R désigne le terme « réfrigérant ». Les substances halogénées sont également désignées par les préfixes « CFC », « HCFC » et « HFC ». Les producteurs utilisent souvent leur marque de réfrigérant comme préfixe. Exemple : R22, HCFC22.

- Les réfrigérants halogénés ont une nomenclature plus complexe, qui répond aux règles suivantes :

Ils sont désignés dans la profession par un numéro de code obtenu de la manière suivante :

- le chiffre des unités correspond au nombre d'atomes de fluor dans la molécule
- le chiffre des dizaines correspond au nombre d'atomes d'hydrogène plus un
- le chiffre des centaines correspond au nombre d'atomes de carbone moins un.⁽⁶⁾

Pour caractériser un réfrigérant, une règle de nomenclature a été établie. On utilise la notation suivante pour définir un réfrigérant : R-WXYZ.

Les significations des lettres sont :

- R : signifie Réfrigérant ou fluide frigorigène, on trouve parfois HFC, HFO etc...
- W : représente le nombre de doubles liaisons.
- X : représente le nombre d'atomes de carbone – 1.
- Y : représente le nombre d'atomes d'hydrogène +1.
- Z : représente le nombre d'atomes de fluor.

Il y'a aussi l'ajout des suffixes « a » ou « yf » pour certains fluides. Ces lettres représentent les isomères du fluide organique. Les isomères ont des propriétés physiques et chimiques différentes. Ainsi la nomenclature différencie les isomères selon l'importance de leur asymétrie, par l'adjonction successive de lettres en suffixe comme pour le R134a.^{[1],[3]}

4- Impact environnemental des fluides frigorigènes

Que ce soit en conception, en rénovation ou même en maintenance, les fuites de fluides sont donc à éviter. Elles dépendent essentiellement de la qualité :

- du choix et de la mise en œuvre des équipements (soudures et connexions des conduites de distribution par exemple);
- de l'optimisation du cycle frigorifique;
- de la maintenance;^[18]

ODP (Ozone Depletion Potential)

C'est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'appauvrissement de la couche d'ozone. On calcule la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, à savoir soit R11 ou R12 qui ont un ODP = 1.

GWP (Global Warning Potential)

C'est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'effet de serre. On calcule la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, à savoir le CO₂, et pour des

4.2- (ODP)et(GWP)de quelque fluides frigorigènes^[18]

Tableau (3.1) (ODP)(GWP) des fluides frigorigènes

fluide	type	ODP	GWP ₁₀₀
R717	Amoniac	0	0
R744	CO ₂	0	1
R290	Propane	0	20
R32	HFC, fluide pur	0	675
R134a	HFC, fluide pur	0	1 430
R407C	HFC, mélange	0	1 800
R22	HCFC	0,05	1 810
R410A	HFC, mélange	0	2 100
R427A	HFC, mélange	0	2 100
R417A	HFC, mélange	0	2 300
R422D	HFC, mélange	0	2 700

5-Modélisation des propriétés thermodynamiques du R12, R22 et R123

La modélisation des propriétés thermodynamiques à l'état de saturation a été réalisée suivant l'équation polynomiale de degré 3 de la forme :

$$Y = a_1 T^3 + a_2 T^2 + a_3 T + a_4$$

Ces équations sont valables pour l'intervalle de température T [-20 ,80°C]. La modélisation a été réalisée avec le logiciel **Excel** et les coefficients a_i ont été déterminés par la méthode des moindres carrés.

L'enthalpie du fluide frigorigène sous-refroidi liquide peut être calculée par :

$$H_{\text{sous-refroidi}} = H_{\text{saturé}} - C_{p\text{liq}} (T_{\text{saturé}} - T_{\text{sous-refroidi}})$$

L'enthalpie du fluide frigorigène surchauffée liquide peut être calculée par :

$$H_{\text{surchauffe}} = H_{\text{saturé}} + C_{p\text{vap}} (T_{\text{saturé}} - T_{\text{surchauffe}})$$

5. 1- fluide frigorigène R12

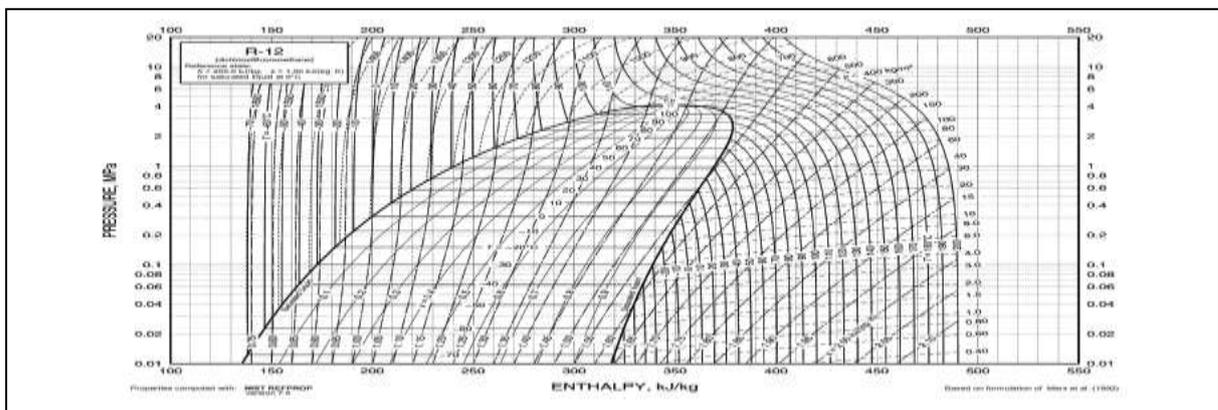
Le fluide frigorigène R12 est un chlorofluorocarbure 'CFC'. C'est un gaz composé des dérivés du méthane. Il a pour formule organique **CF₂Cl₂**.

Tbleau (3.2) propriétés physique du R12

Propriété	valeur
Masse molaire (g/mol)	120.914
T critique (°C)	111.97
P critique (MPa)	4.136
ODP	1
GWP (100 ans)	7100



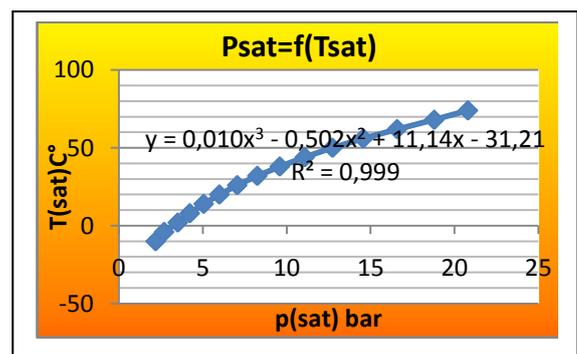
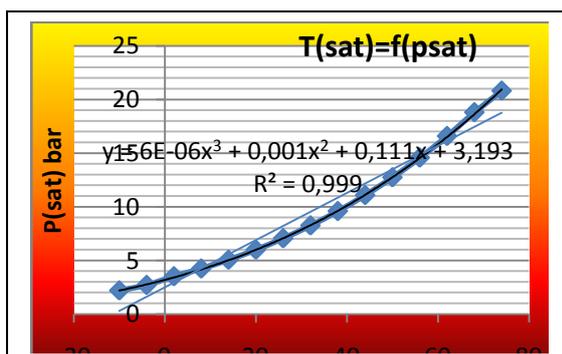
Figure (3.6) bouteille R12



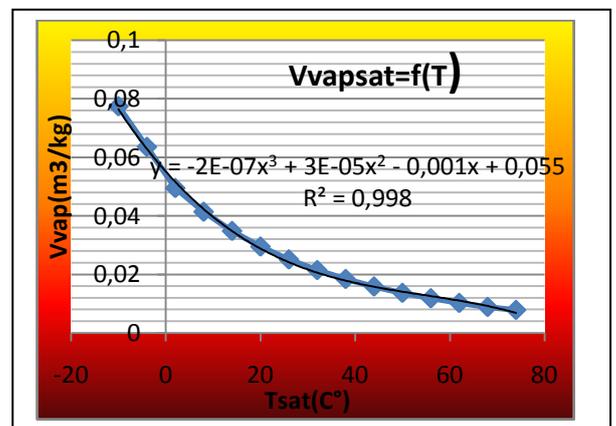
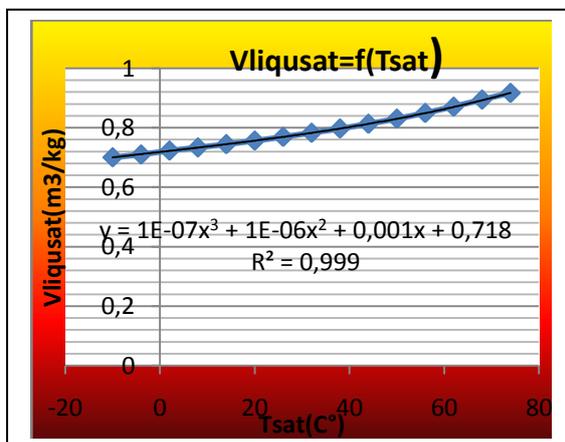
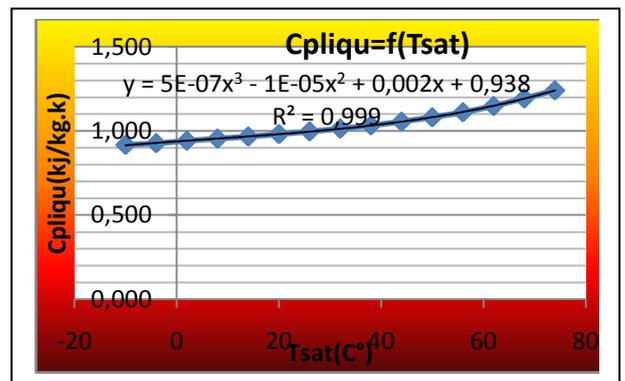
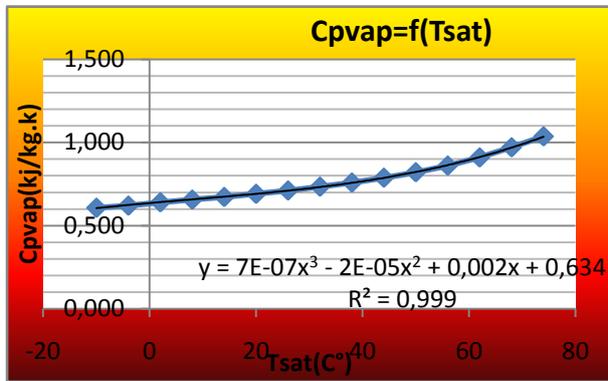
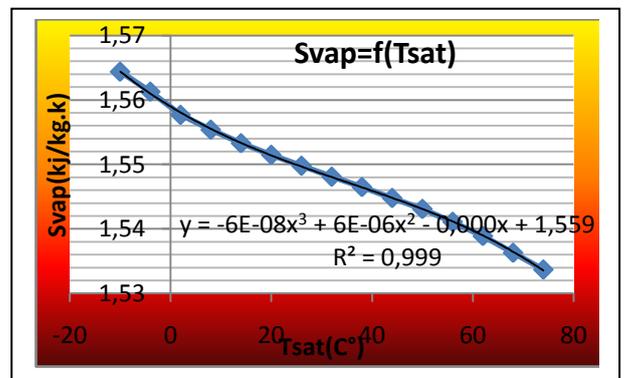
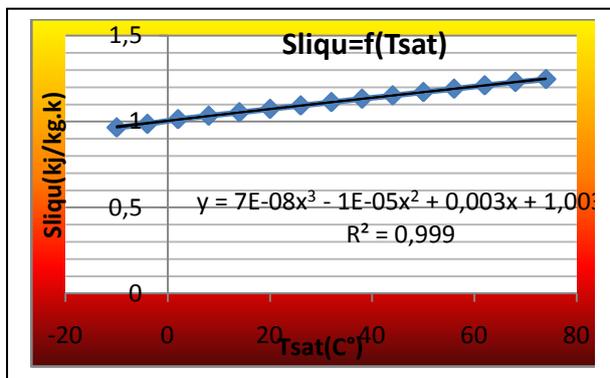
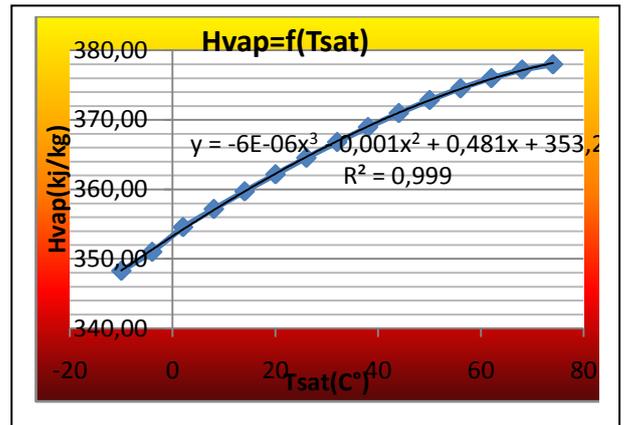
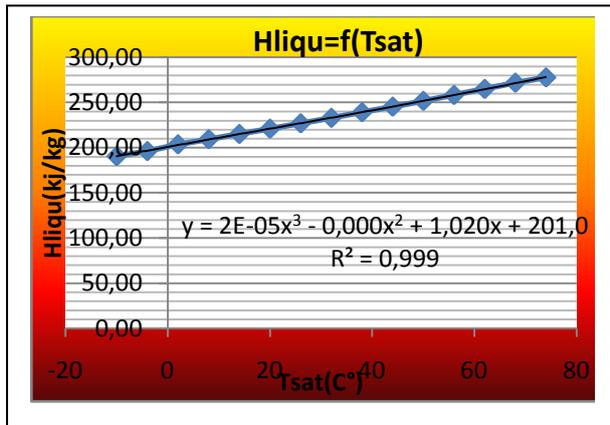
Figure(3.7)diagramme enthalpique du R12

Correlation avec excel

R12



R12



Equations polynomiales

$$Y = a_1 T^3 + a_2 T^2 + a_3 T + a_4$$

- Pression de saturation $[P_{sat}=f(T_{sat})]$

$$P_{sat} = 0,010T_{sat}^3 - 0,502T_{sat}^2 + 11,14T_{sat} - 31,21 \dots \dots \dots (11)$$

- Température de saturation $[T_{sat}=f(P_{sat})]$

$$T_{sat} = 6E-06P_{sat}^3 + 0,001P_{sat}^2 + 0,111P_{sat} + 3,193 \dots \dots \dots (1-2)$$

- Enthalpie liquide $[H_{liqu-sat}=f(T_{sat})]$

$$H_{liqu-sat} = 2E-05T_{sat}^3 + 1,020T_{sat} + 201,0 \dots \dots \dots (1-3)$$

- Enthalpie vapeur $[H_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$H_{vap-sat} = -6E-06T_{sat}^3 - 0,001T_{sat}^2 + 0,481T_{sat} + 353,2 \dots \dots \dots (1-4)$$

- Entropie liquide $[S_{liqu-sat}=f(T_{sat})]$

$$S_{liqu-sat} = 7E-08T_{sat}^3 - 1E-05T_{sat}^2 + 0,003T_{sat} + 1,003 \dots \dots \dots (1-5)$$

- Entropie vapeur $[S_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$S_{vap-sat} = -6E-08T_{sat}^3 + 6E-06T_{sat}^2 + 1,559 \dots \dots \dots (1-6)$$

- Cp liquide $[Cp_{liqu-sat}=f(T_{sat})]$

$$Cp_{liqu-sat} = 5E-07T_{sat}^3 - 1E-05T_{sat}^2 + 0,002T_{sat} + 0,938 \dots \dots \dots (1-7)$$

- Cp vapeur $[Cp_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$Cp_{vap-sat} = 7E-07T_{sat}^3 - 2E-05T_{sat}^2 + 0,002T_{sat} + 0,634 \dots \dots \dots (1-8)$$

- Volume spécifique liquide $[V_{liqu-sat}=f(T_{sat})] * 10^{-3}$

$$V_{liqu-sat} = 1E-07T_{sat}^3 + 1E-06T_{sat}^2 + 0,001T_{sat} + 0,718 \dots \dots \dots (1-9)$$

- Volume spécifique vapeur $[V_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$V_{vap-sat} = -2E-07T_{sat}^3 + 3E-05T_{sat}^2 - 0,001T_{sat} + 0,055 \dots \dots \dots (1-10)$$

5.2- fluide frigorigène R22

Le chlorodifluorométhane, CHClF₂ ou R22 selon la liste de réfrigérants, est un hydrochlorofluorocarbure (HCFC). Il est aussi connu sous les appellations HCFC-22, R22, ou fréon 22, et est utilisé généralement dans des applications de climatisation

Tableau (3.3) propriétés physique du R22

Propriété	Valeur
T d'ébullition (°C)	-41
T critique (°C)	96.15
P critique (MPa)	4.97
Masse molaire (kg/mol)	0.86468
ODP	0.055
GWP100 (ans)	1 810



Figure (3.8) bouteille R22

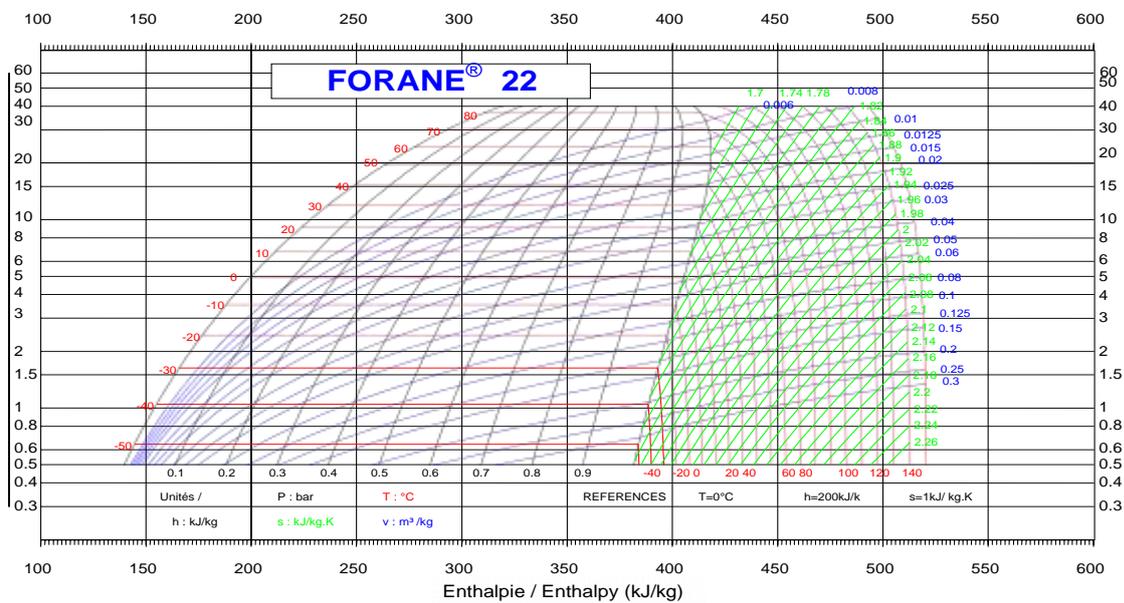
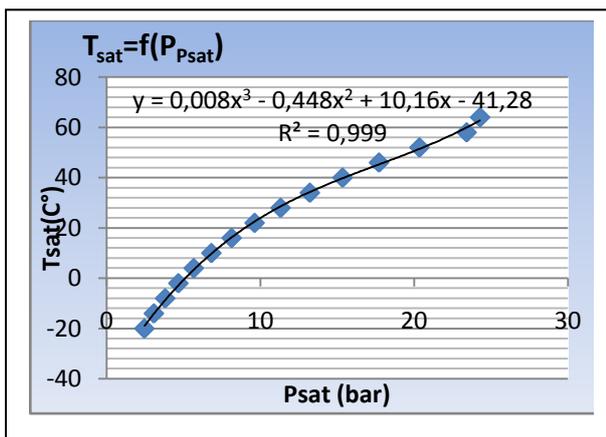


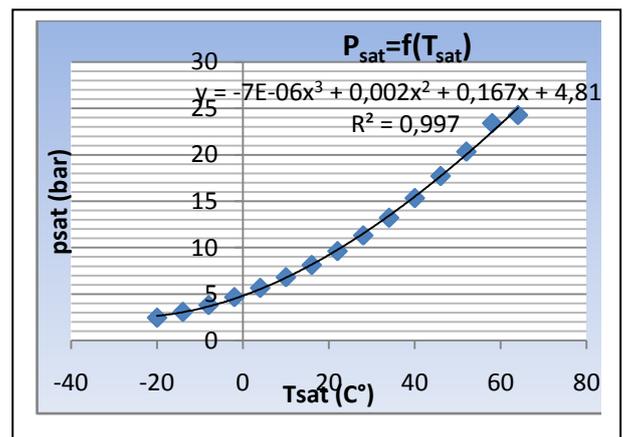
Figure (3.9) Diagramme enthalpique du R22

Correlation avec excel

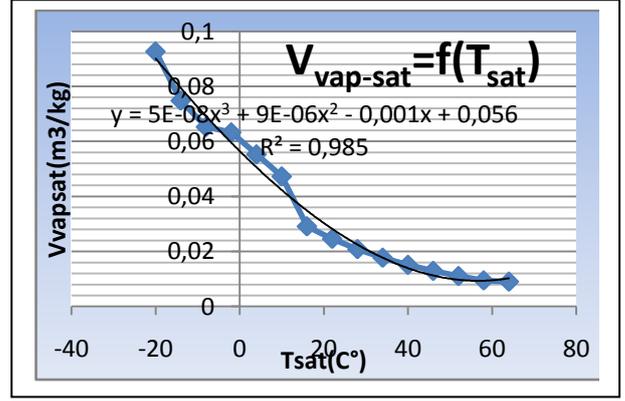
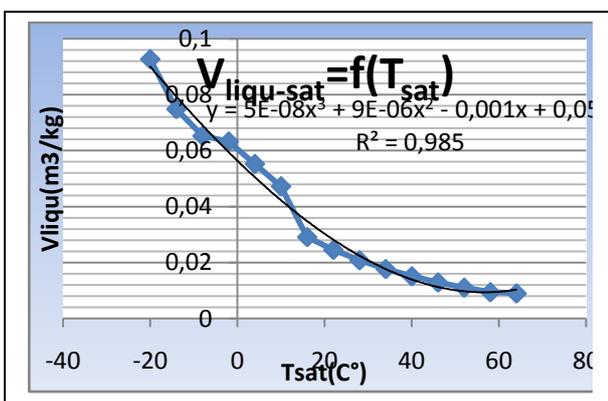
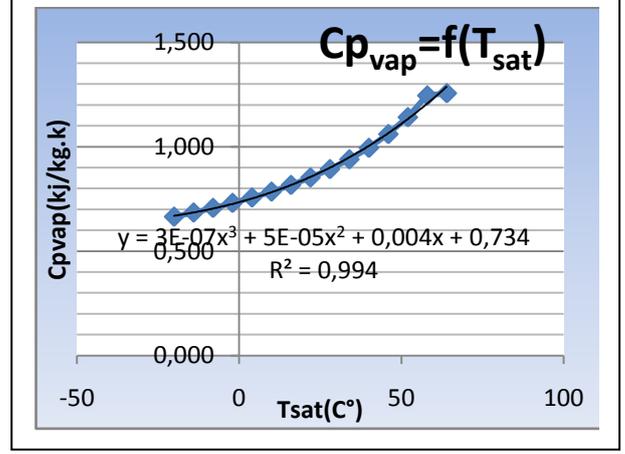
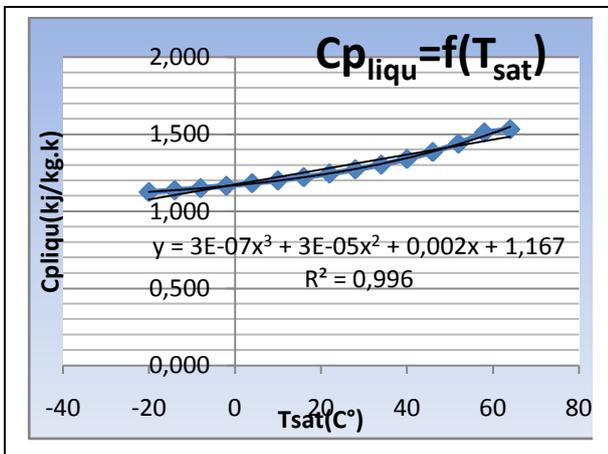
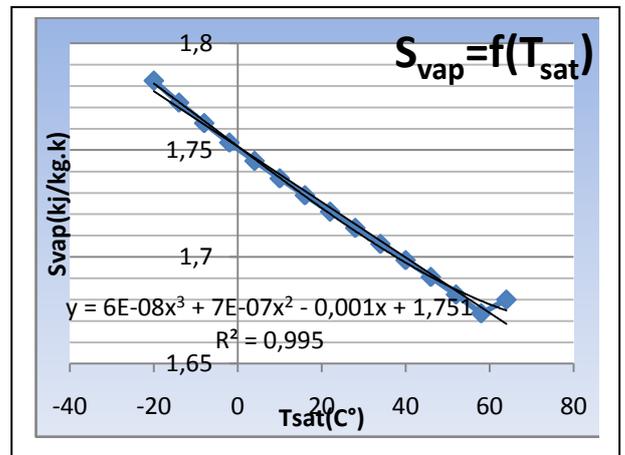
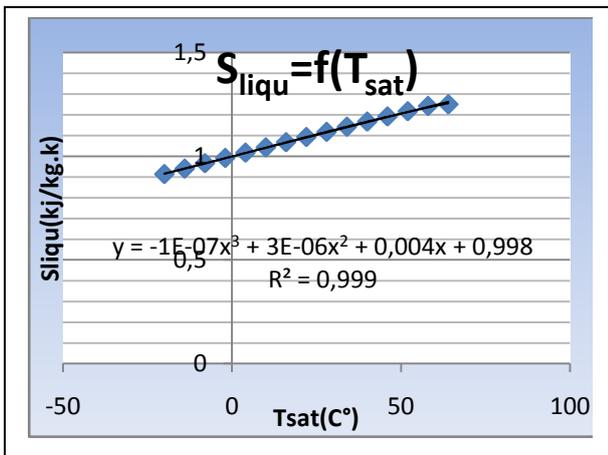
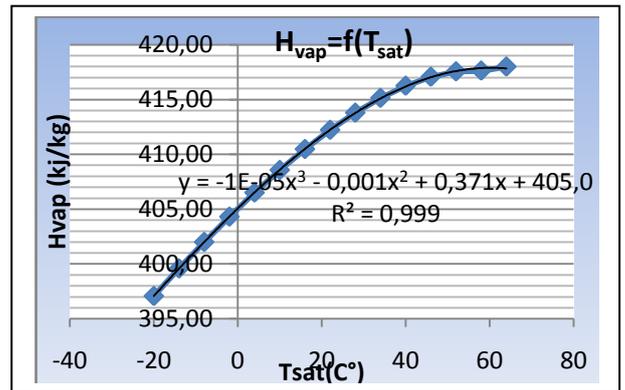
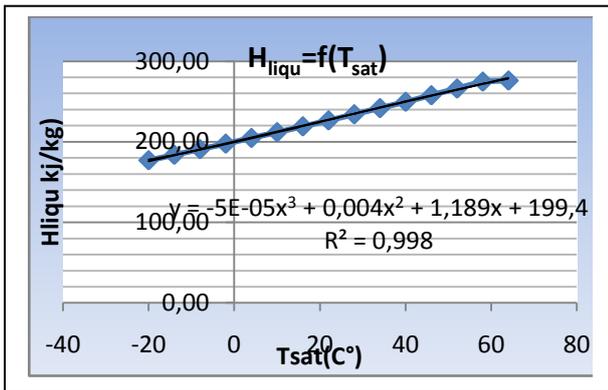
R22



34



R22



Equations polynomiales

$$Y = a_1 T^3 + a_2 T^2 + a_3 T + a_4$$

- Pression de saturation $[P_{sat}=f(T_{sat})]$

$$P_{sat} = -7E-06T_{sat}^3 + 0,002T_{sat}^2 + 0,167T_{sat} + 4,817 \dots \dots \dots (1-11)$$

- Température de saturation $[T_{sat}=f(P_{sat})]$

$$T_{sat} = 0,008P_{sat}^3 - 0,448P_{sat}^2 + 10,16p_{sat} - 41,28 \dots \dots \dots (1-12)$$

- Enthalpie liquide $[H_{liqu-sat}=f(T_{sat})]$

$$H_{liqu-sat} = -5E-05T_{sat}^3 + 0,004T_{sat}^2 + 1,189T_{sat} + 199,4 \dots \dots \dots (1-13)$$

- Enthalpie vapeur $[H_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$H_{vap-sat} = 1E-0,8T_{sat}^3 + 0,7T_{sat}^2 - 0,001T_{sat} + 1,751 \dots \dots \dots (1-14)$$

- Entropie liquide $[S_{liqu-sat}=f(T_{sat})]$

$$S_{liqu-sat} = -1E-07T_{sat}^3 + 3E-06T_{sat}^2 + 0,004T_{sat} + 0,998 \dots \dots \dots (1-15)$$

- Entropie vapeur $[S_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$S_{vap-sat} = 6E-08T_{sat}^3 + 7E-07T_{sat}^2 - 0,001T_{sat} + 1,751 \dots \dots \dots (1-16)$$

- Cp liquide $[Cp_{liqu-sat}=f(T_{sat})]$

$$Cp_{liqu-sat} = 3E-07T_{sat}^3 + 3E-05T_{sat}^2 + 0,002T_{sat} + 1,167 \dots \dots \dots (1-17)$$

- Cp vapeur $[Cp_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$Cp_{vap-sat} = 3E-07T_{sat}^3 + 5E-05T_{sat}^2 + 0,004T_{sat} + 0,734 \dots \dots \dots (1-18)$$

- Volume spécifique liquide $[V_{liqu-sat}=f(T_{sat})] * 10^{-3}$

$$V_{liqu-sat} = 5E-08T_{sat}^3 + 9E-06T_{sat}^2 - 0,001T_{sat} + 0,056 \dots \dots \dots (1-19)$$

- Volume spécifique vapeur $[V_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$V_{vap-sat} = 5E-08T_{sat}^3 + 9E-06x_{sat}^2 - 0,001T_{sat} + 0,056 \dots \dots \dots (1-20)$$

5.3- fluide frigorigène R123

Le 2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroéthane ou HCFC-123 est considéré comme une alternative au trichlorofluorométhane dans les systèmes de réfrigération basse pression et CVC.

Tableau (3.4) propriétés physiques du R123

Propriété	Valeur
T d'ébullition (°C)	28,7
T de fusion (°C)	-107
P critique (MPa)	89.3
Masse molaire (kg/mol)	0.1529
ODP	0.012



Figure (3.10) bouteille R123

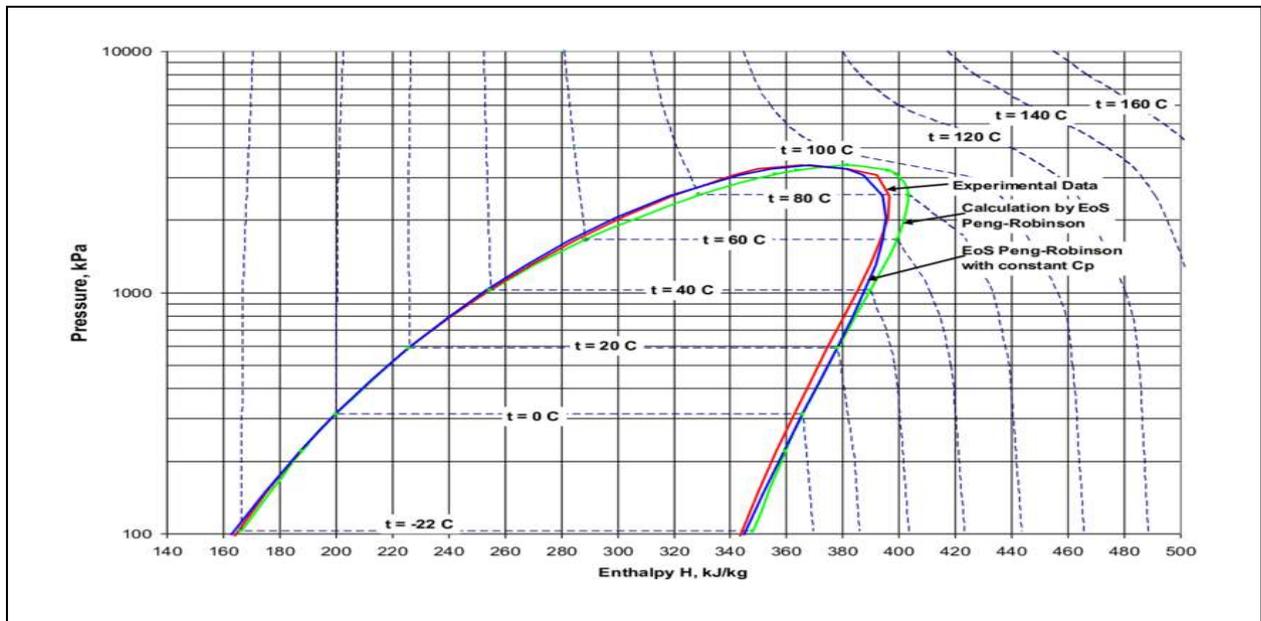
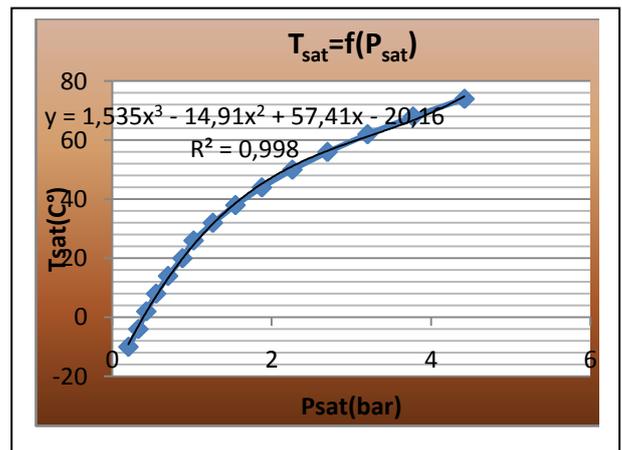
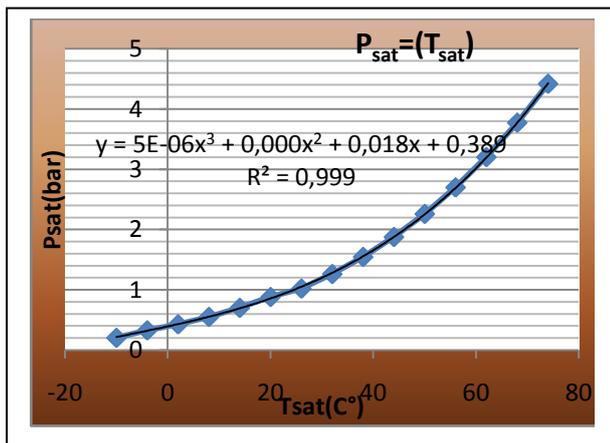


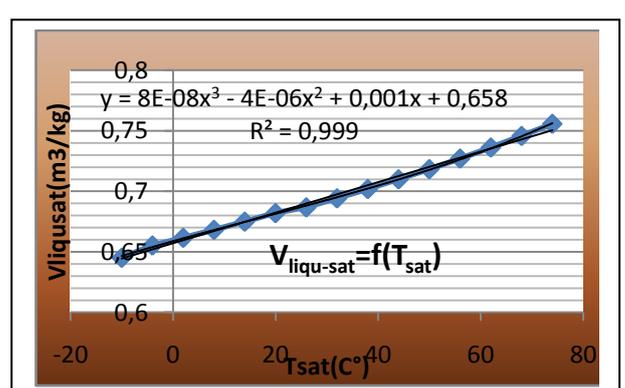
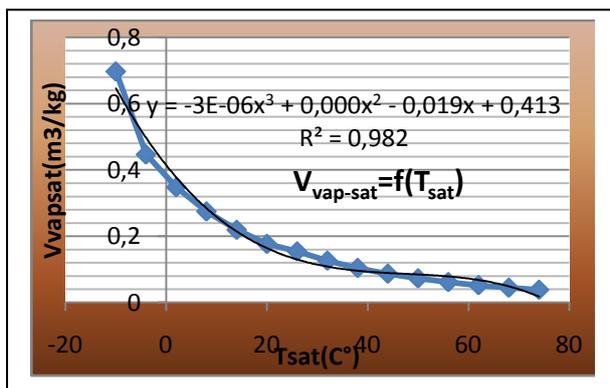
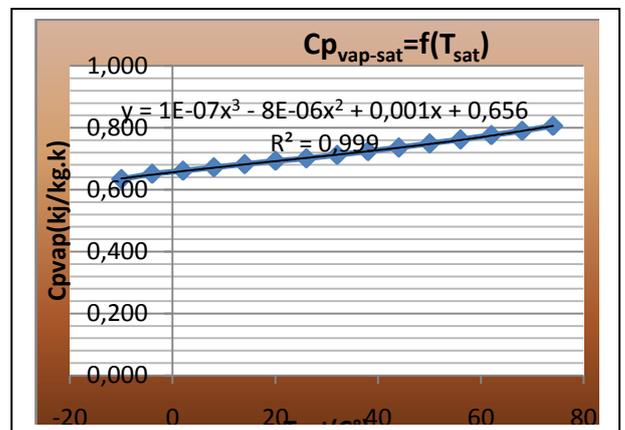
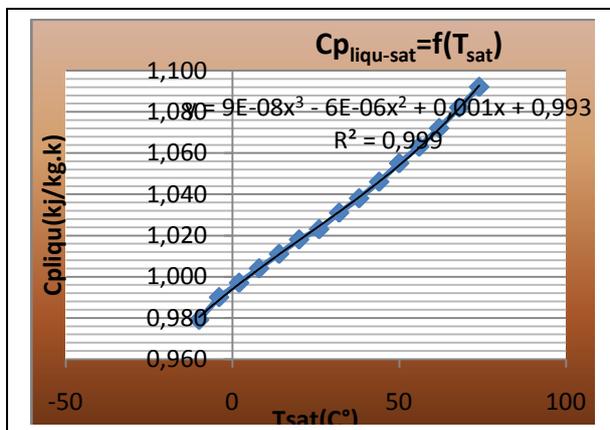
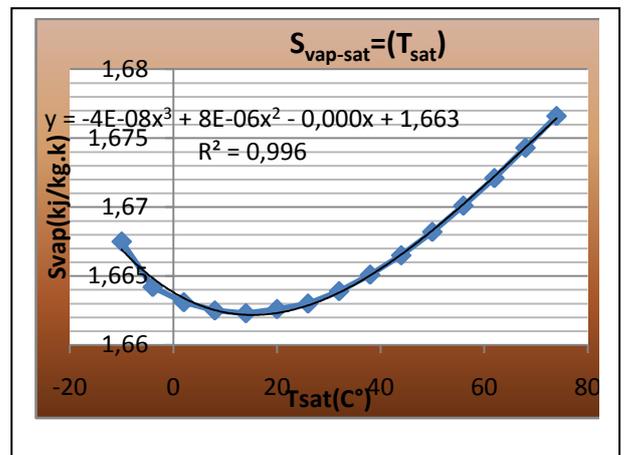
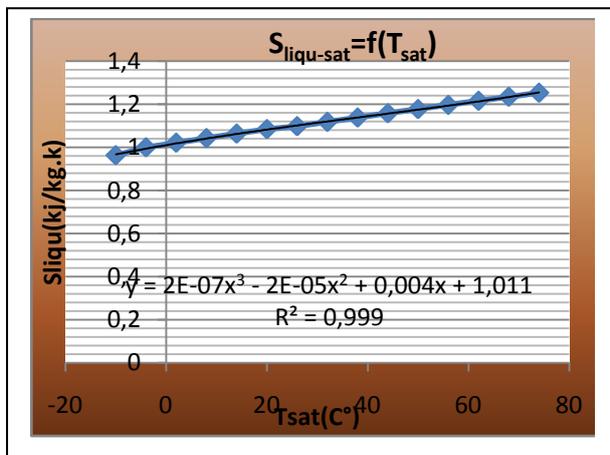
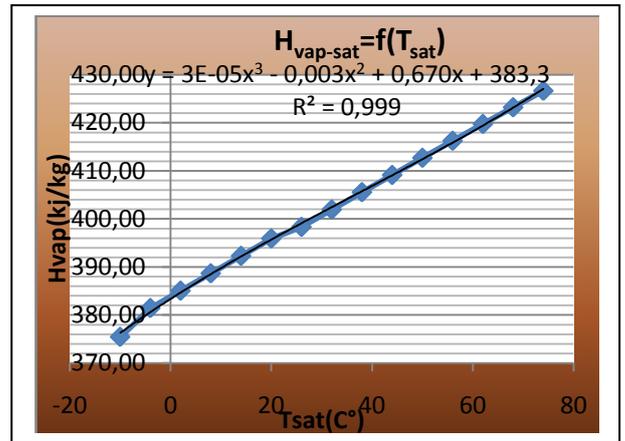
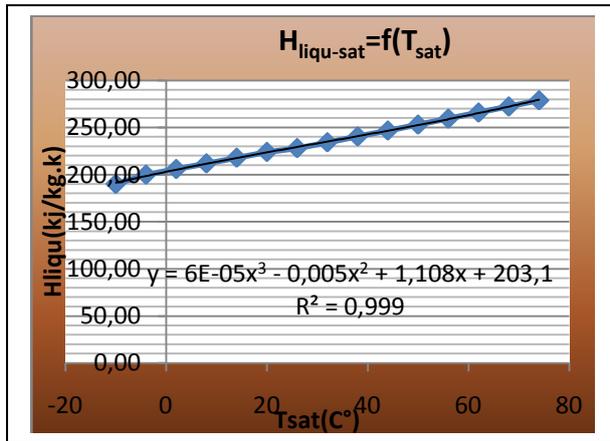
Figure (3.11) Diagramme enthalpique du R123

Correlation avec excel

R123



R123



Equations polynomiales

$$Y = a_1 T^3 + a_2 T^2 + a_3 T + a_4$$

- Pression de saturation et température de saturation [$P_{sat}=f(T_{sat})$]

$$P_{sat} = 5E-06T_{sat}^3 + 0,018T_{sat}^2 + 0,389 \dots \dots \dots (1-21)$$

- Température de saturation [$T_{sat}=f(P_{sat})$]

$$T_{sat} = 1,535T_{sat}^3 - 14,91T_{sat}^2 + 57,41T_{sat} - 20,16 \dots \dots \dots (1-22)$$

- Enthalpie liquide [$H_{liqu-sat}=f(T_{sat})$]

$$H_{liqu-sat} = 6E-05T_{sat}^3 - 0,005T_{sat}^2 + 1,108T_{sat} + 203,1 \dots \dots \dots (1-23)$$

- Enthalpie vapeur [$H_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$H_{vap-liqu} = 3E-05 T_{sat}^3 - 0,003T_{sat}^2 + 0,670T_{sat} + 383,3 \dots \dots \dots (1-24)$$

- Entropie liquide [$S_{liqu-sat}=f(T_{sat})$]

$$S_{liqu-sat} = 2E-07T_{sat}^3 - 2E-05T_{sat}^2 + 0,004T_{sat} + 1,011 \dots \dots \dots (1-25)$$

- Entropie vapeur [$S_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$S_{vap-sat} = -4E-08T_{sat}^3 + 8E-06T_{sat}^2 + 1,663 \dots \dots \dots (1-26)$$

- Cp liquide [$Cp_{liqu-sat}=f(T_{sat})$]

$$Cp_{liqu-sat} = 9E-08T_{sat}^3 - 6E-06T_{sat}^2 + 0,001T_{sat} + 0,993 \dots \dots \dots (1-27)$$

- Cp vapeur [$Cp_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$Cp_{liqu-sat} = 1E-07T_{sat}^3 - 8E-06T_{sat}^2 + 0,001T_{sat} + 0,656 \dots \dots \dots (1-28)$$

- Volume spécifique liquide [$V_{liqu-sat}=f(T_{sat})$]* 10^{-3}

$$V_{liqu-sat} = 8E-08T_{sat}^3 - 4E-06T_{sat}^2 + 0,001T_{sat} + 0,658 \dots \dots \dots (1-29)$$

- Volume spécifique vapeur [$V_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$V_{vap-sat} = -3E-06T_{sat}^3 - 0,019T_{sat} + 0,413 \dots \dots \dots (1-30)$$

Tableau (3.5) des coefficients des équations polynomiales

Coefficients	R22	R12	R123
Equation de pression de saturation et température de saturation [$P_{sat}=f(T_{sat})$]			
a1	-7E-06	0.010	-06
a2	0.002	-0.502	0
a3	0.167	11.14	0.018
a4	4.817	-31.21	0.389
Equation de température de saturation et pression de saturation [$T_{sat}=f(P_{sat})$]			
a1	0.008	6E-0.6	1.535
a2	-0.448	0.001	-14.91
a3	10.16	0.111	57.41
a4	-41.28	3.193	-20.16
Equation d'enthalpie liquide et température de saturation [$H_{liqui-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	-5E-05	2E-0.5	6E-05
a2	0.004	0	-0.005
a3	1.189	1.020	1.108
a4	199.4	201	203.1
Equation d'enthalpie vapeur et température de saturation [$H_{vap-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	1E-05	-6E-0.6	3E-05
a2	-0.001	-0.001	-0.003
a3	0.371	0.481	0.670
a4	405	353.2	383.3
Equation d'entropie liquide et température de saturation [$S_{liqui-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	-1E-07	7E-08	2E-07
a2	3E-06	-1E-05	-2E-05
a3	0.004	0.003	0.004
a4	0.998	1.003	1.011
Equation d'entropie vapeur et température de saturation [$S_{vap-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	6E-08	-6E-08	-4E-08
a2	7E-07	6E-06	8E-06
a3	-0.001	0	0
a4	1.751	1.559	1.663
capacité thermique à pression constante liquide et température de saturation [$Cp_{liqui-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	3E-07	5E-07	9E-08
a2	3E-05	-1E-05	-6E-06
a3	0.002	0.002	0.001
a4	1.167	0.938	0.993
capacité thermique à pression constante vapeur et température de saturation [$Cp_{vap-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	3E-07	7E-07	1E-07
a2	5E-05	-2E-05	-8E-06
a3	0.004	0.002	0.001
a4	0.734	0.634	0.656
Equation volume spécifique liquide et température de saturation [$V_{liqui-sat}=f(T_{sat})$]*10 ⁻³			
a1	5E-08	1E-07	8E-08
a2	9E-06	1E-06	-4E-06
a3	-0.001	0.001	0.001
a4	0.056	0.718	0.658
Equation volume spécifique vapeur et température de saturation [$V_{vap-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	5E-08	-2E-07	-3E-06

a2	9E-06	3E-05	0
a3	-0.001	-0.001	-0.019
a4	0.056	0.055	0.413

6-Modelisation des fluides frigorigènes R134a,R12,R22

6.1- fluide frigorigene R134a

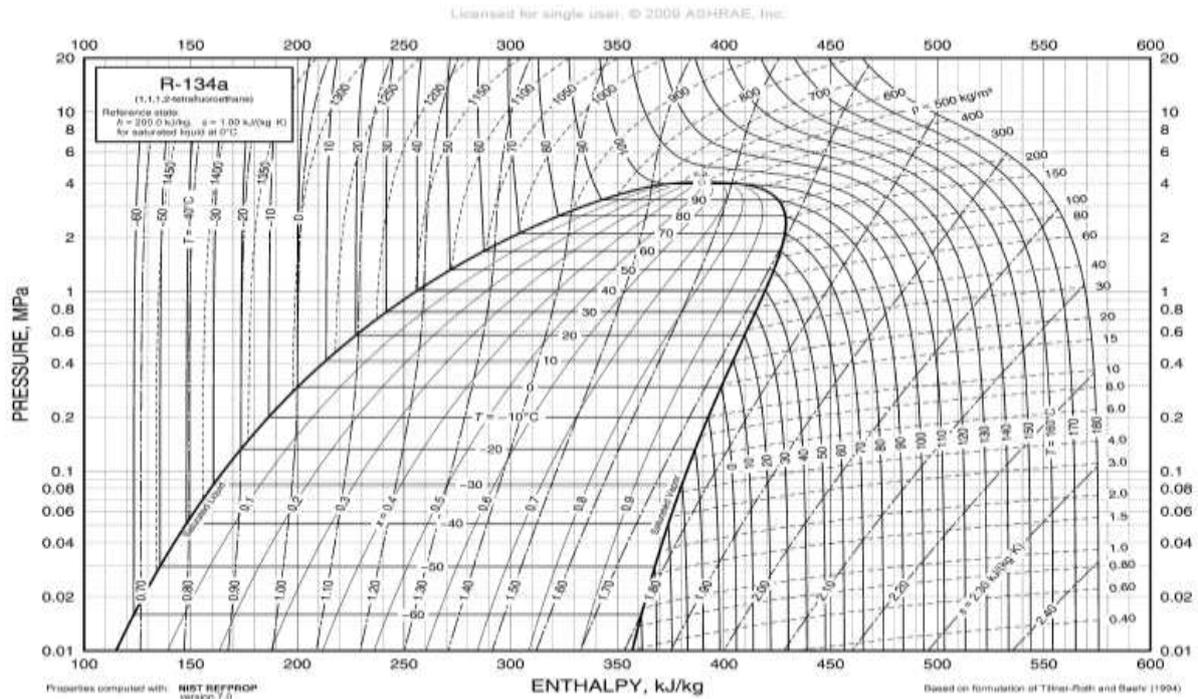
Le 1,1,1,2-tétrafluoroéthane est un hydrocarbure halogéné de formule brute $C_2H_2F_4$. Il est utilisé principalement comme fluide réfrigérant sous le nom de R-134a ou HFC-134a. Composé de la classe des hydrofluorocarbures (HFC), il n'a pas d'impact sur la couche d'ozone (ODP=0), et ainsi donc a été désigné pour remplacer les divers CFC (en particulier le dichlorodifluorométhane R-12) dans le système de refroidissement, mais il contribue grandement à l'effet de serre ($GWP_{100}=1430^{10}$) et sa teneur dans l'air augmente régulièrement depuis 1990 environ.

Tableau (3.6) propriétés physique du r134a

Propriété	Valeur
T d'ébullition (°C)	-26.07
T critique (°C)	101.06
P critique (MPa)	4.065
Masse molaire (kg/mol)	0.102
ODP	0
GWP100 (ans)	1300



Figure (3.12) bouteille du r134a



Figure(3.13)diagramme enthalpique du r134a

Eqations polynomiales

$$Y = a_1 T^3 + a_2 T^2 + a_3 T + a_4$$

- Equation de pression de saturation et température de saturation [$P_{sat}=f(T_{sat})$]

$$P_{sat} = 1E-05T_{sat}^3 + 0,001T_{sat}^2 + 0,106T_{sat} + 2,935 \dots \dots \dots (1-31)$$

- Equation de température de saturation et pression de saturation [$T_{sat}=f(P_{sat})$]

$$T_{sat} = 0,009P_{sat}^3 - 0,478P_{sat}^2 + 10,69P_{sat} - 27,87 \dots \dots \dots (1-32)$$

- Equation d'enthalpie liquide et température de saturation [$H_{liq-sat}=f(T_{sat})$]

$$H_{liq-sat} = 2E-05T_{sat}^3 + 1,347T_{sat} + 200,0 \dots \dots \dots (1-33)$$

- Equation d'enthalpie vapeur et température de saturation [$H_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$H_{vap-liqu} = -3E-05T_{sat}^3 + 0,577T_{sat} + 398,5 \dots \dots \dots (1-34)$$

- Equation d'entropie liquide et température de saturation [$S_{liq-sat}=f(T_{sat})$]

$$S_{liq-sat} = 5E-08T_{sat}^3 - 6E-06T_{sat}^2 + 0,004T_{sat} + 1,000 \dots \dots \dots (1-35)$$

- Equation d'entropie vapeur et température de saturation [$S_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$S_{vap-sat} = -9E-08T_{sat}^3 + 8E-06T_{sat}^2 + 1,727 \dots \dots \dots (1-36)$$

- capacité thermique a pression constant liquide et temperature de saturation [$Cp_{liq-sat}=f(T_{sat})$]

Chapitre(3) modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes

$$C_{p_{\text{liqu-sat}}} = 1E-06T_{\text{sat}}^3 - 4E-05T_{\text{sat}}^2 + 0,003T_{\text{sat}} + 1,345 \dots (1-37)$$

- capacité thermique a pression constant vapeur et température de saturation [$C_{p_{\text{vap-sat}}}=f(T_{\text{sat}})$]

$$C_{p_{\text{liqu-sat}}} = 2E-07T_{\text{sat}}^3 - 7E-06T_{\text{sat}}^2 + 0,001T_{\text{sat}} + 0,656 \dots (1-38)$$

- Equation volume spécifique liquide et temperature de saturation [$V_{\text{liqu-sat}}=f(T_{\text{sat}})] \cdot 10^{-3}$

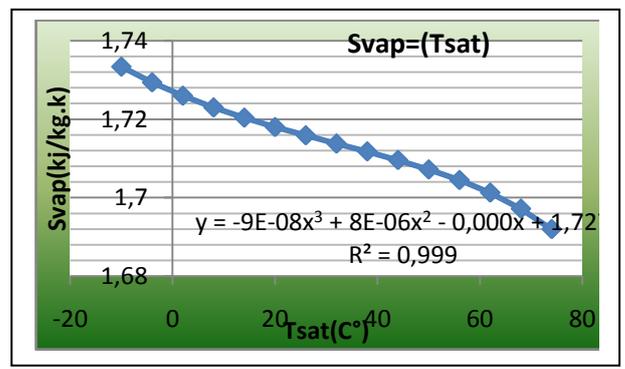
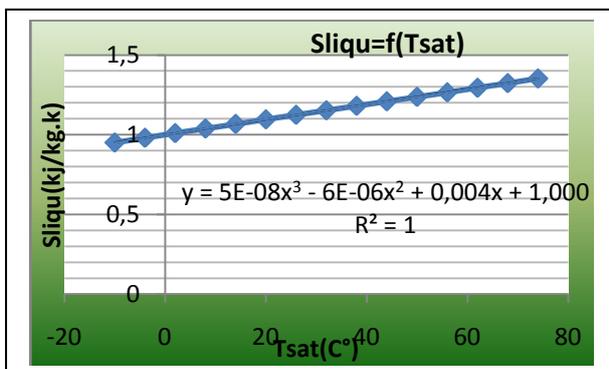
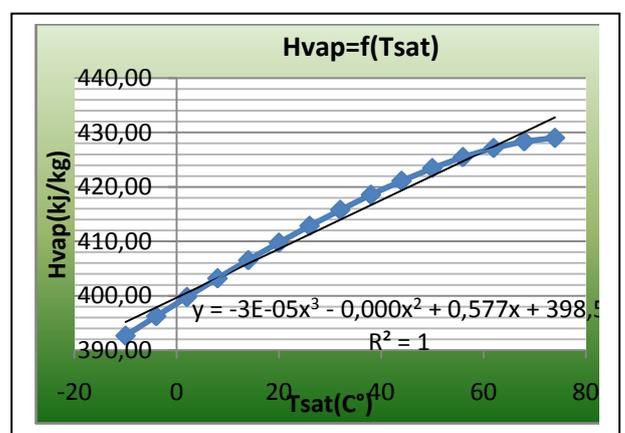
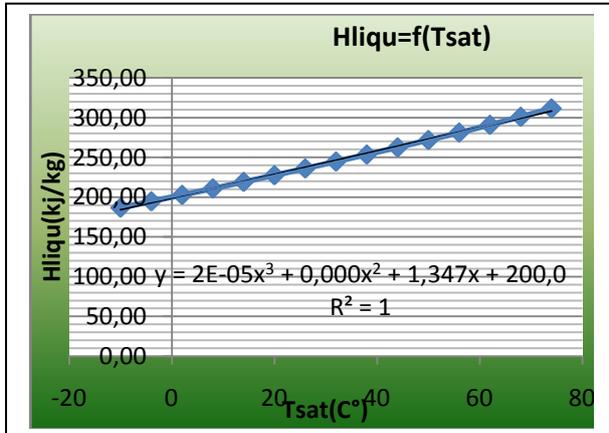
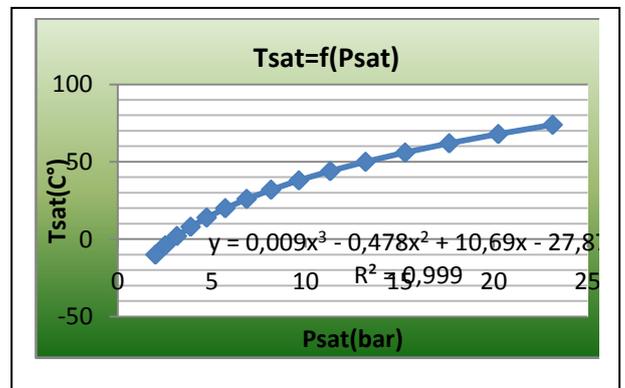
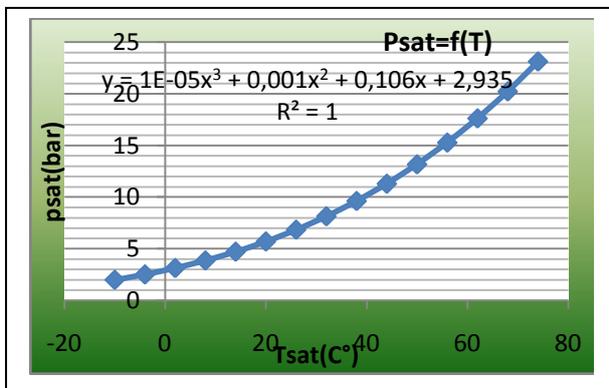
$$V_{\text{liqu-sat}} = 3E-07T_{\text{sat}}^3 - 3E-07T_{\text{sat}}^2 + 0,002T_{\text{sat}} + 0,773 \dots (1-39)$$

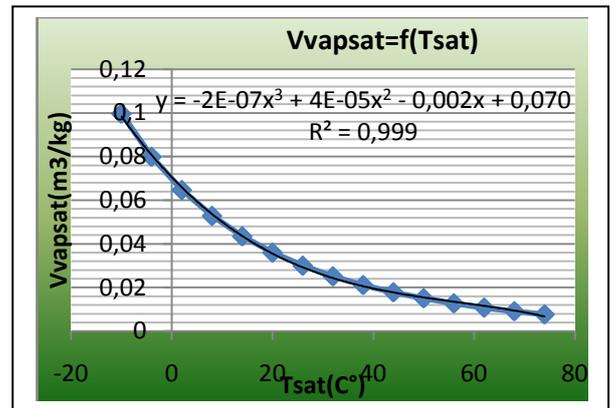
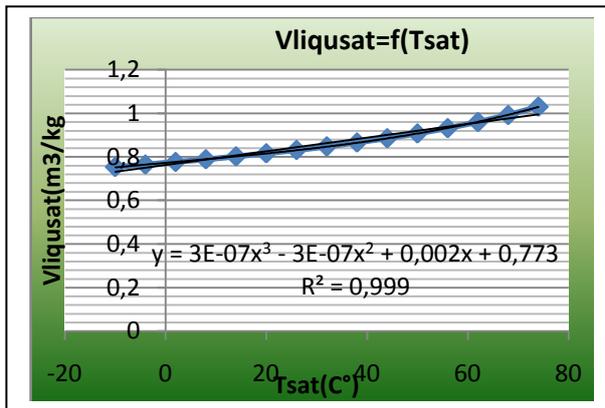
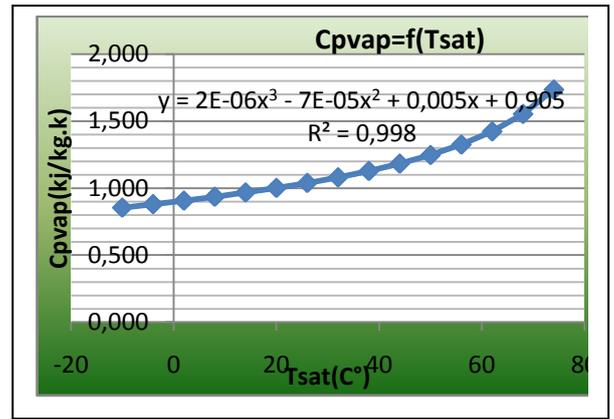
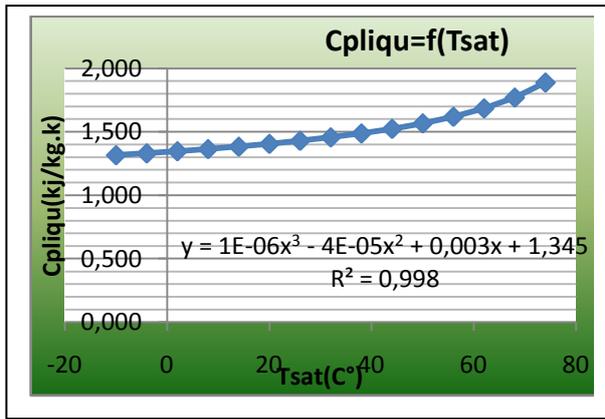
- Equation volume spécifique vapeur et temperature de saturation [$V_{\text{vap-sat}}=f(T_{\text{sat}})$]

$$V_{\text{vap-sat}} = -2E-07T_{\text{sat}}^3 + 4E-05T_{\text{sat}}^2 - 0,002T_{\text{sat}} + 0,070 \dots (1-40)$$

Correlation avec excel

R134a





6.2- fluide frigorigene r245fa

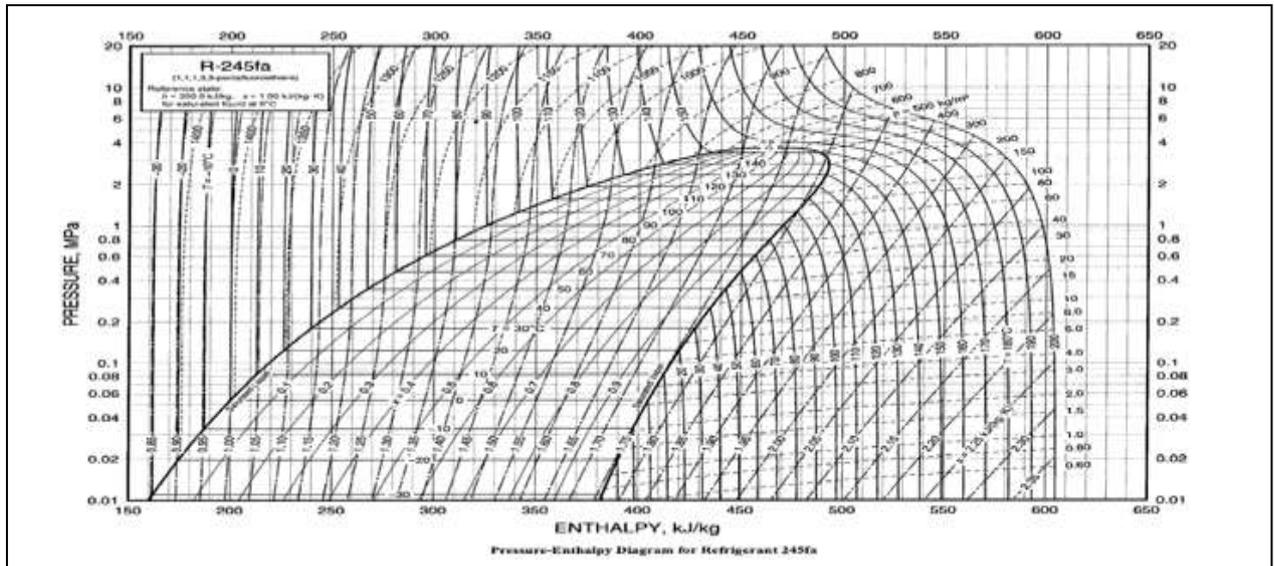
Entafluoropropane est un hydrofluorocarbone utilisé principalement pour l'isolation en mousse pulvérisée à cellules fermées produite par Honeywell et en Asie par Sinochem. Honeywell commercialise le HFC-245fa sous les marques Enovate et Genetron 245fa .

Tableau (3.7) propriétés physique du r245fa

Propriété	Valeur
T d'ébullition (°C)	15.3
T critique (°C)	154.01
P critique (MPa)	3.651
Masse molaire (kg/mol)	0.134
ODP	Non-ozone depleting
GWP100 (ans)	1030



figure(3.14) bouteille du r245fa



Figure(3.15)diagramme enthalpique du r245fa

Eqations polynomiales

$$Y = a_1 T^3 + a_2 T^2 + a_3 T + a_4$$

- Equation de pression de saturation et température de saturation [$P_{sat} = f(T_{sat})$]

$$P_{sat} = -9E-08T_{sat}^3 + 0,029T_{sat} + 0,622 \dots \dots \dots (3-41)$$

- Equation de température de saturation et pression de saturation [$T_{sat} = f(P_{sat})$]

$$T_{sat} = 0,395T_{sat}^3 - 5,619T_{sat}^2 + 33,39T_{sat} - 20,01 \dots \dots \dots (3-42)$$

- Equation d'enthalpie liquide et température de saturation [$H_{liq-sat} = f(T_{sat})$]

$$H_{liq-sat} = 2E-05x^3 - 0,004T_{sat}^2 + 1,530T_{sat} + 205,3 \dots \dots \dots (3-43)$$

- Equation d'enthalpie vapeur et température de saturation [$H_{vap-sat} = f(T_{sat})$]

$$H_{vap-sat} = 1E-05T_{sat}^3 - 0,003T_{sat}^2 + 0,877T_{sat} + 407,5 \dots \dots \dots (3-44)$$

- Equation d'entropie liquide et température de saturation [$S_{liq-sat} = f(T_{sat})$]

$$S_{liq-sat} = 1E-07T_{sat}^3 - 3E-05T_{sat}^2 + 0,005T_{sat} + 1,019 \dots \dots \dots (3-45)$$

- Equation d'entropie vapeur et température de saturation [$S_{vap-sat} = f(T_{sat})$]

$$S_{vap-sat} = -7E-08T_{sat}^3 + 1E-05T_{sat}^2 - 0,05T_{sat} + 1,748 \dots \dots \dots (3-46)$$

- capacité thermique a pression constant liquide et temperature de saturation [$Cp_{liq-sat} = f(T_{sat})$]

$$Cp_{liq-sat} = 2E-08T_{sat}^3 + 5E-06T_{sat}^2 + 0,002T_{sat} + 1,281 \dots \dots \dots (3-47)$$

Chapitre(3) modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes

- capacité thermique a pression constant vapeur et température de saturation [$C_{p_{vap-sat}}=f(T_{sat})$]

$$C_{p_{vap-sat}} = 8E-08T_{sat}^3 - 3E-06T_{sat}^2 + 0,003T_{sat} + 0,882 \dots \dots \dots (3-48)$$

- Equation volume spécifique liquide et temperature de saturation [$V_{liqu-sat}=f(T_{sat})$]* 10^{-3}

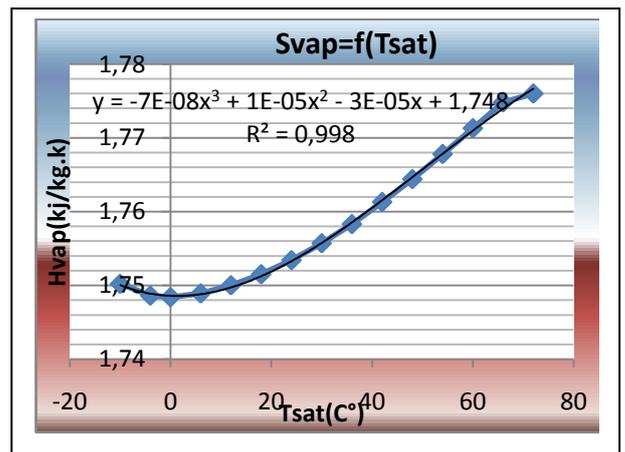
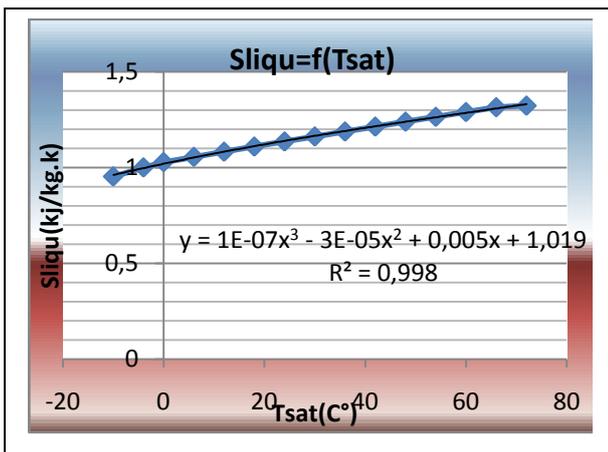
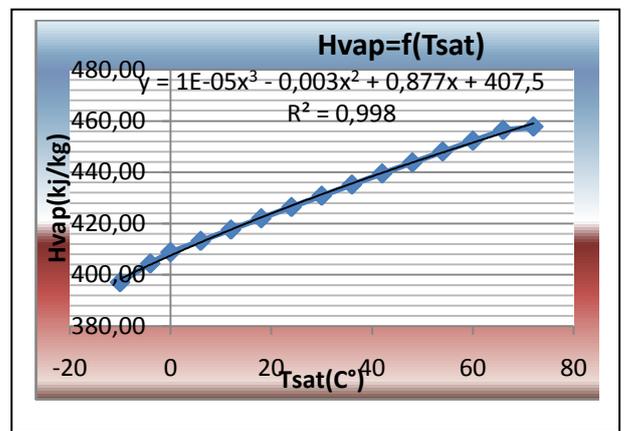
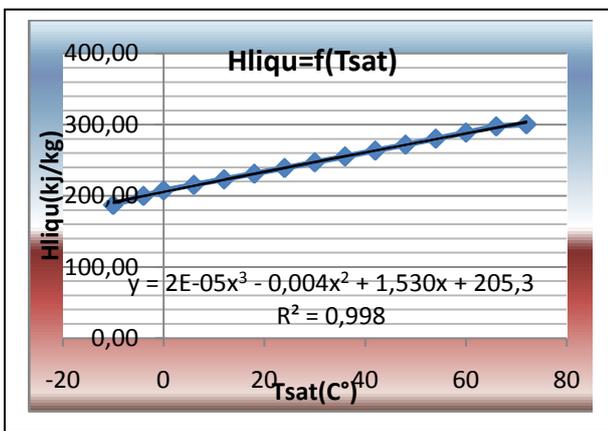
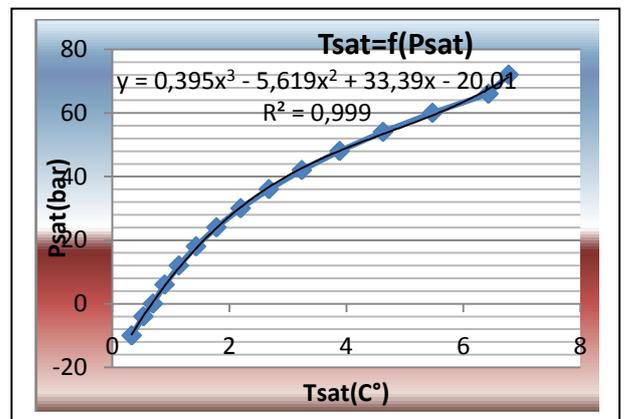
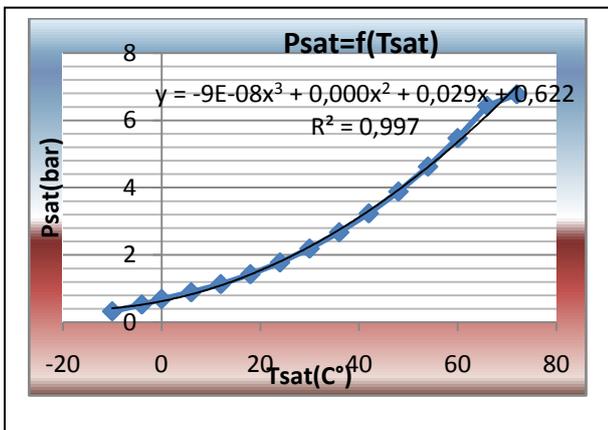
$$V_{liqu-sat} = 2E-08T_{sat}^3 + 1E-06T_{sat}^2 + 0,001T_{sat} + 0,717 \dots \dots \dots (3-49)$$

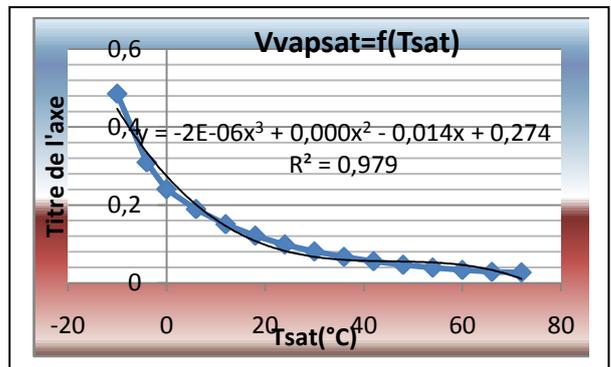
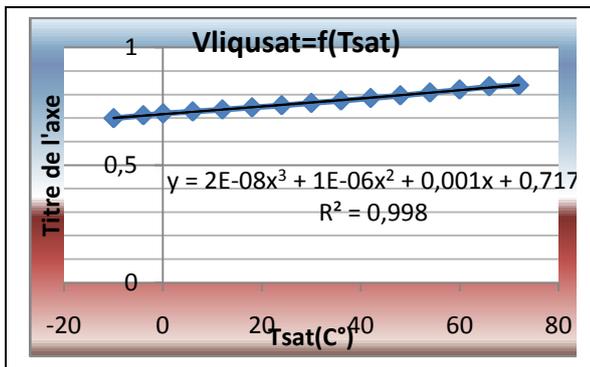
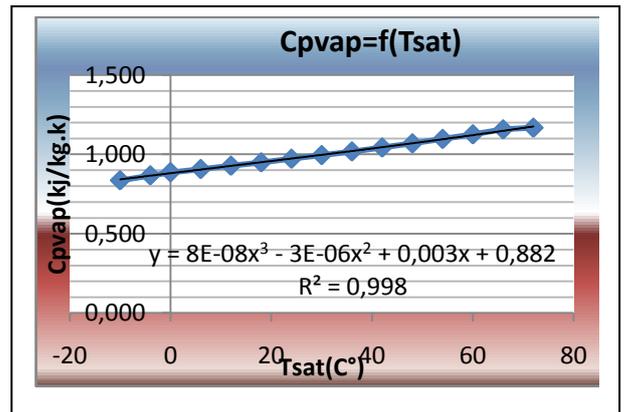
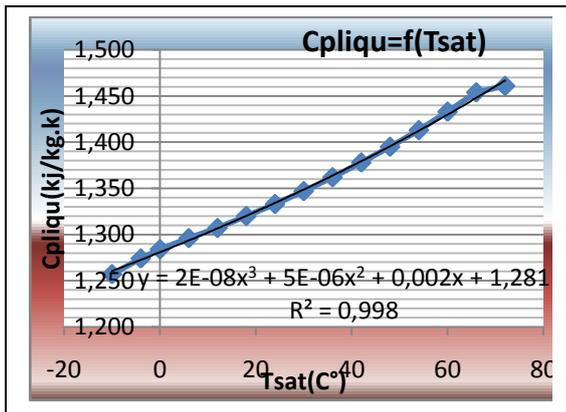
- Equation volume spécifique vapeur et temperature de saturation [$V_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$V_{vap-sat} = -2E-06T_{sat}^3 - 0,014T_{sat} + 0,274 \dots \dots \dots (3-50)$$

Correlation avec excel

R245fa





6.3- fluide frigorigene R141b

HCFC-141b est un hydrochlorofluorocarbon (HCFC). Son nom chimique est HCFC-141b a été employé car un dissolvant et comme agent de soufflage de mousse dans la fabrication des produits divers s'étendant des réfrigérateurs à l'isolation de construction. R141b (HCFC-141b) est le principal agent de soufflage de remplacement pour CFC-11 en matériaux d'isolation rigides de mousse qui sont très utilisés pour des applications résidentielles et publiques de construction, à la maison et des véhicules de transport. Sous la Loi d'air pur des États-Unis .

Tableau (3.8) propriétés physique du r141b

Propriété	Valeur
T d'ébullition (°C)	32,05
T critique (°C)	204,15
P critique (MPa)	4.23
Masse molaire (kg/mol)	0.102
ODP	0,11
GWP100 (ans)	630



figure (3.16) bouteille du r141b

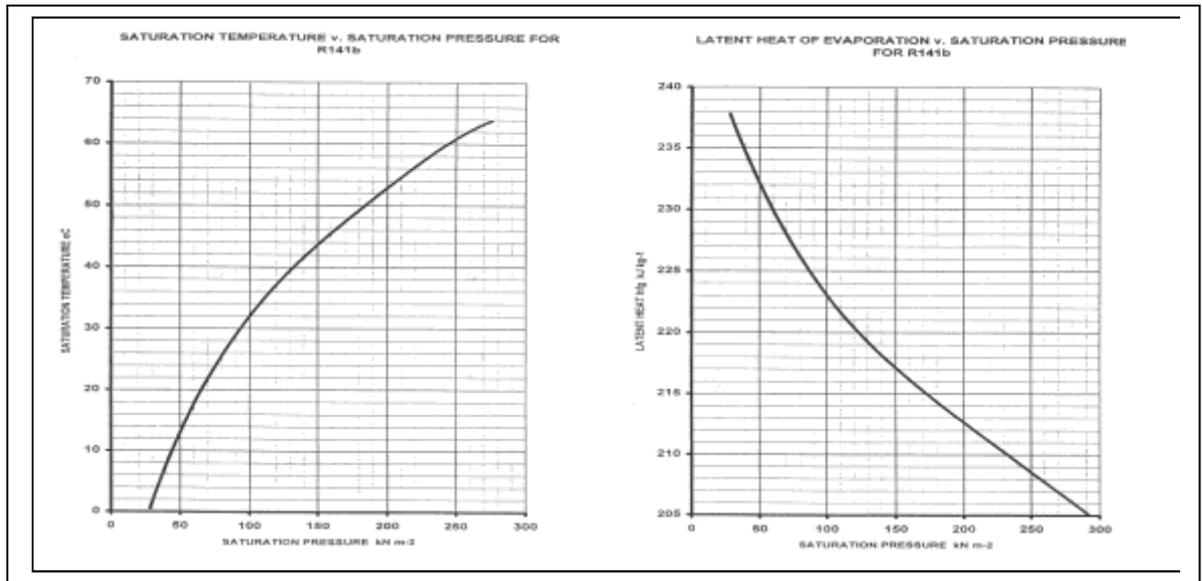


Figure (3.17) diagramme de saturation du 141b

Equations polynomiales

$$Y = a_1T^3 + a_2T^2 + a_3T + a_4$$

- Equation de pression de saturation et température de saturation [$P_{sat}=f(T_{sat})$]

$$P_{sat} = 4E-06x_{sat}^3 + 0,014T_{sat} + 0,288 \dots \dots \dots (3-51)$$

- Equation de température de saturation et pression de saturation [$T_{sat}=f(P_{sat})$]

$$T_{sat} = 3,119P_{sat}^3 - 23,80P_{sat}^2 + 72,24P_{sat} - 18,75 \dots \dots \dots (3-52)$$

- Equation d'enthalpie liquide et température de saturation [$H_{liq-sat}=f(T_{sat})$]

$$H_{liq-sat} = 4E-05T_{sat}^3 - 0,003T_{sat}^2 + 1,170T_{sat} + 200 \dots \dots \dots (3-53)$$

- Equation d'enthalpie vapeur et température de saturation [$H_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$H_{vap-sat} = -0,022T_{sat}^2 + 1,357T_{sat} + 433,5 \dots \dots \dots (3-54)$$

- Equation d'entropie liquide et température de saturation [$S_{liq-sat}=f(T_{sat})$]

$$S_{liq-sat} = 2E07T_{sat}^3 - 2E05T_{sat}^2 + 0,004T_{sat} + 1,005 \dots \dots \dots (3-55)$$

- Equation d'entropie vapeur et température de saturation [$S_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

$$S_{vap-sat} = -4E-08x_{sat}^3 + 1E-05x_{sat}^2 + 1,87 \dots \dots \dots (3-56)$$

- capacité thermique a pression constant liquide et temperature de saturation [$Cp_{liq-sat}=f(T_{sat})$]

$$Cp_{liq-sat} = 0,028T_{sat} + 1,218 \dots \dots \dots (3-57)$$

- capacité thermique a pression constant vapeur et température de saturation [$Cp_{vap-sat}=f(T_{sat})$]

Chapitre(3) modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes

$$Cp_{vap-sat} = 9E-08T_{sat}^3 - 3E-06T_{sat}^2 + 0,001T_{sat} + 0,726 \dots \dots \dots (3-58)$$

- Equation volume spécifique liquide et temperature de saturation $[V_{liqu-sat}=f(T_{sat})] * 10^{-3}$

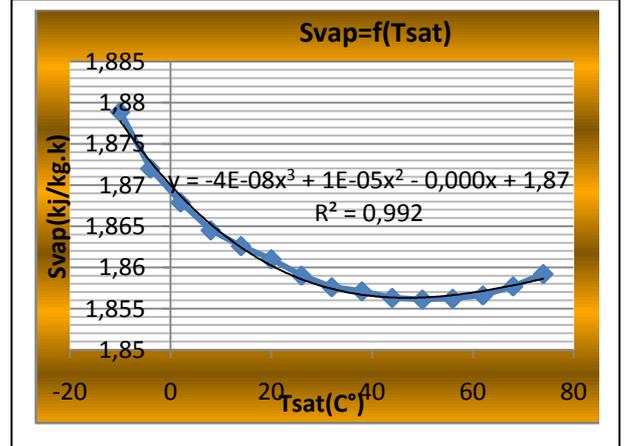
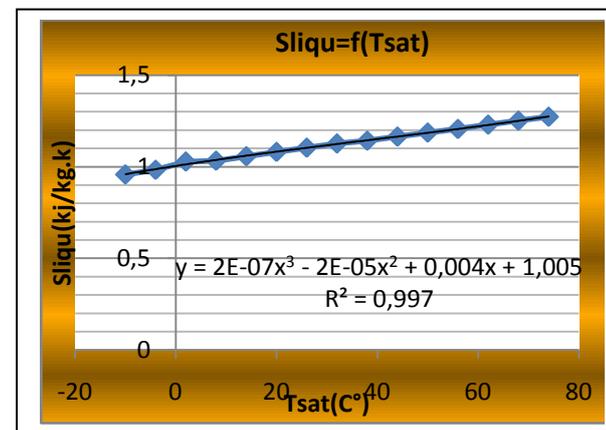
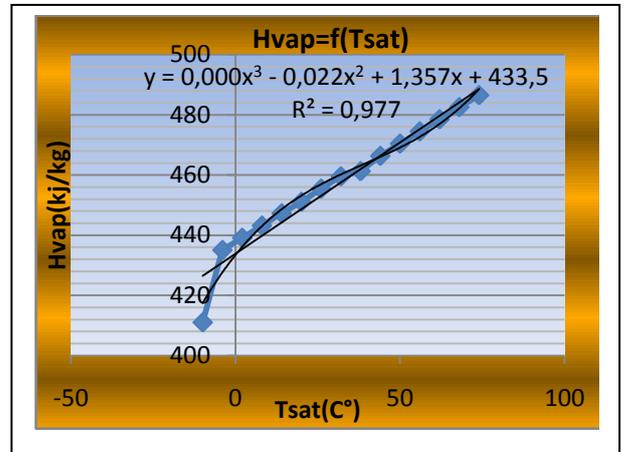
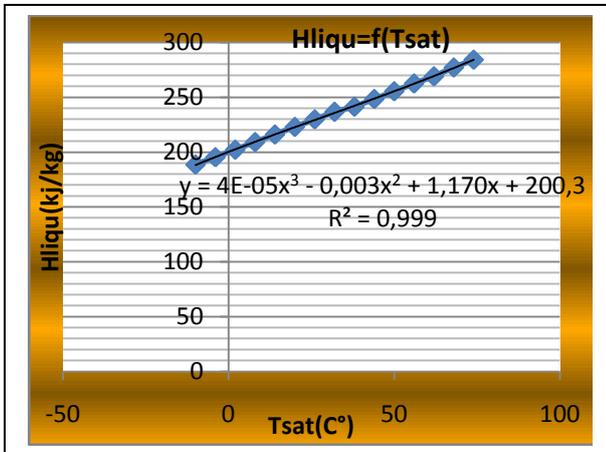
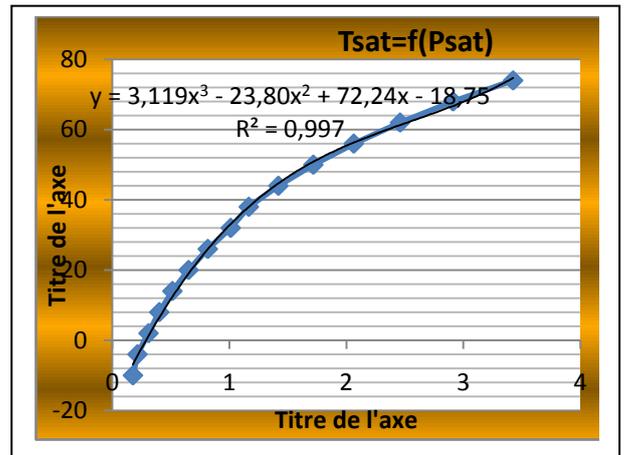
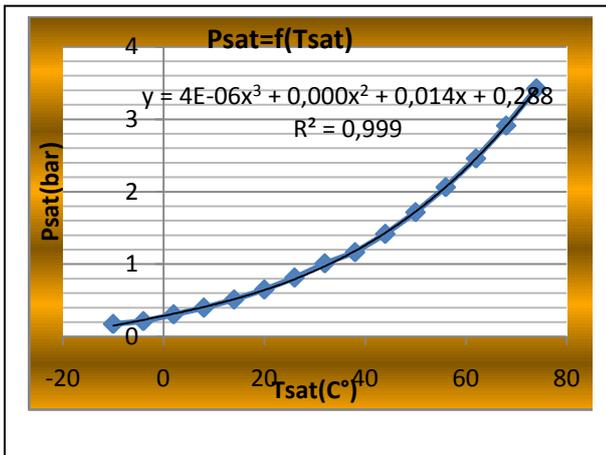
$$V_{liqu-sat} = 6E-10T_{sat}^3 + 3E-06T_{sat}^2 + 0,001T_{sat} + 0,784 \dots \dots \dots (3-59)$$

- Equation volume spécifique vapeur et temperature de saturation $[V_{vap-sat}=f(T_{sat})]$

$$V_{vap-sat} = -3E-06x_{sat}^3 - 0,028T_{sat} + 0,698 \dots \dots \dots (3-60)$$

Correlation avec excel

R141b



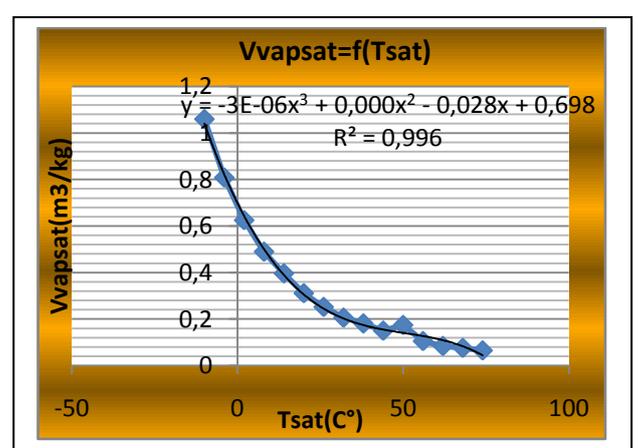
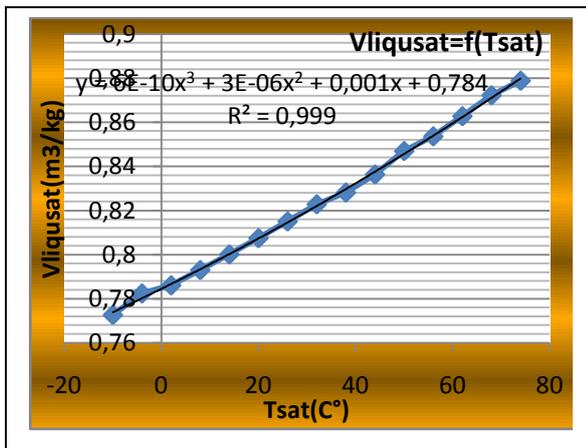
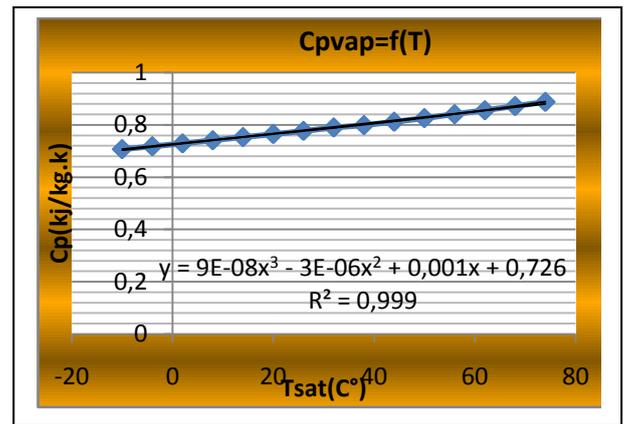
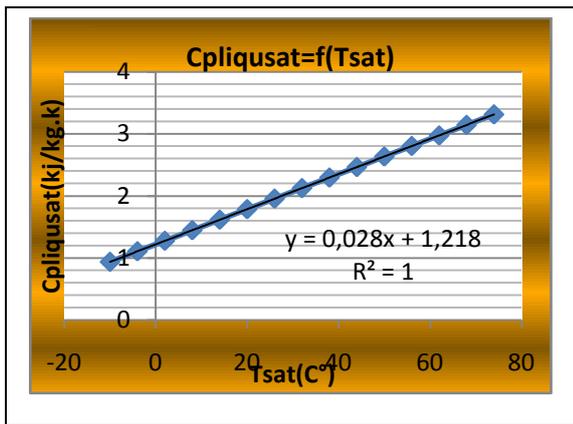


Tableau (3.9) coefficients des équations polynomiales des propriétés physique

Coefficients	R134a	R141b	R245fa
Equation de pression de saturation et température de saturation [$P_{sat}=f(T_{sat})$]			
a1	1E-05	4E-06	-9E-08
a2	0.001	0	0
a3	0.106	0,014	0.029
a4	2,935	0,288	0.622
Equation de température de saturation et pression de saturation [$T_{sat}=f(P_{sat})$]			
a1	0.009	0	0.395
a2	-0.478	0	-5.619
a3	10.69	6	33,39
a4	-27,87	-16	-20.01
Equation d'enthalpie liquide et température de saturation [$H_{liqui-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	2E-05	4E-0.5	2E-05
a2	0	-0,003	-0.004
a3	1.347	1.170	1.530
a4	200	200	205.3
Equation d'enthalpie vapeur et température de saturation [$H_{vap-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	-3E-05	0	1E-05
a2	0	-0.022	-0.003
a3	0.577	1.357	0.877
a4	398 ,5	433.5	407,5
Equation d'entropie liquide et température de saturation [$S_{liqui-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	5E-08	2E07	1E-07
a2	-6E-06	-2E-05	-3E-05
a3	0.004	0.004	0,005
a4	1	1.005	1.019
Equation d'entropie vapeur et température de saturation [$S_{vap-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	-9E-08	-4E-08	-7E-08
a2	8E-06	1E-05	1E-05
a3	0	0	-3E-05
a4	1.727	1.87	1.748
capacité thermique a pression constant liquide et temperature de saturation [$Cp_{liqui-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	1E-06	0	2E-08
a2	-4E-05	0	5E-06
a3	0.003	0.028	0.002
a4	1.345	1.218	1,281
capacité thermique a pression constant vapeur et température de saturation [$Cp_{vap-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	2E-07	9E-08	8E-08
a2	-7E-06	-3E-06	-3E-06
a3	0.001	0.001	0.003
a4	0.656	0.726	0.882
Equation volume spécifique liquide et temperature de saturation [$V_{liqui-sat}=f(T_{sat})$]*10 ⁻³			
a1	3E-07	6E-10	2E-08
a2	-3E-07	3E-06	1E-06
a3	-0.002	0 .001	0.001
a4	0.773	0.784	0.717
Equation volume spécifique vapeur et temperature de saturation [$V_{vap-sat}=f(T_{sat})$]			
a1	-2E-07	-3E-06	-2E-06

a2	4E-05	0	0
a3	-0.002	-0.28	-0.014
a4	0.070	0.698	0.274

Chapitre 4
Etude comparative des installations frigorifiques

1-Introduction

Dans ce chapitre on va développer un programme basé sur les équations polynomiale du chapitre (3) et d'autres formules pour le calcul des propriétés physiques et les performances de différents machines.

On va aussi modéliser et simuler le fonctionnement de différents installations (mono-étage et bi-étages) avec et sans échangeur et comparer les performances des machines et des fluides de travail.

2- Différents types d'installation

2.1- installation mono-étage

2.1.1 principe du mono-étage

Les installations à compression de vapeur mono-étage son les plus utiliser et les plus rependu dans le marche grace à leur performances et leur couts.

Généralement son utiliser pour le froid domestique (climatisation ,production d'eau chaude sanitaire rayon frigorifique supermarche ect).^[12]

Leur cycle comprend

- Une compression isentropique.
- Une condensation isobarique.
- Une détente isenthalpique.
- Une évaporation isobarique.

2.1.2 Types d'installation mono-étage

Pour l'étude on s'intéresse a deux model

a-Mono –etage sans échangeur

Est le cycle basic des machines frigorifiques à compression de vapeur qui comprend :

- **Compression isntropique (1-2)**
- **Condensation isobarique(2-3)**
- **Une dentente isenthalpique(3-4)**
- **Une évaporation isobarique(4-1)**

b- Mono-étage avec refroidisseur intermédiaire

Afin d'augmenter la puissance d'une pompe à chaleur mono étage on ajoute un échangeur de chaleur entre la sortie du condenseur(sous-refroidissement) du fluide frigo avant qu'il passe au detendeur ce qui permet de diminuer le titre de vapeur et donc d'augmenter l'effet frigorifique (puissance frigo), et d'une autre part surchauffer le fluide à la sortie de l'évaporateur pour assurer la vaporisation total du fluide comme le montre le schéma.^[17]

Cycle avec refroidissement intermédiaire

- **Surchauffe des vapeur(1'-1).**
- **Compression isentropique(1-2).**
- **Condensation isobarique(2-3').**
- **Sous-refroidissement du liquide(3'-3).**

- *Detente isenthalpique(3-4).*
- *Evaporation isobararique(4-1').*

1)Schéma

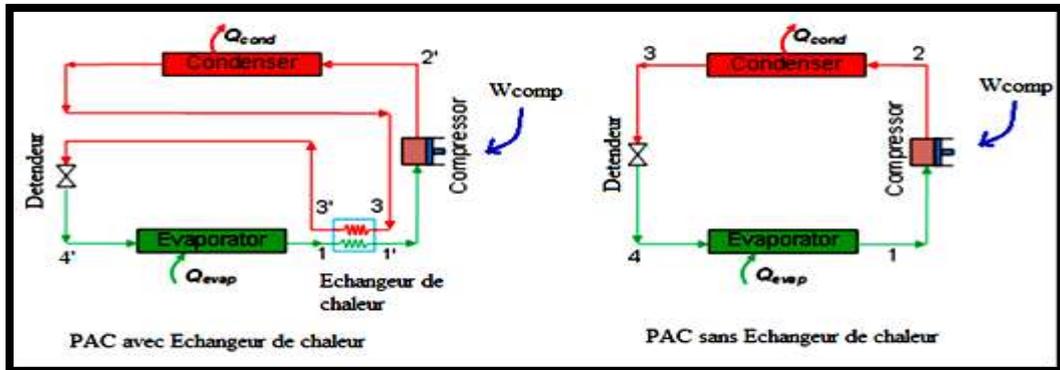


Figure (4.1)schéma fonctionnelle d'une pac mono -étage avec et sans ECI

2)Diagramme enthalpique

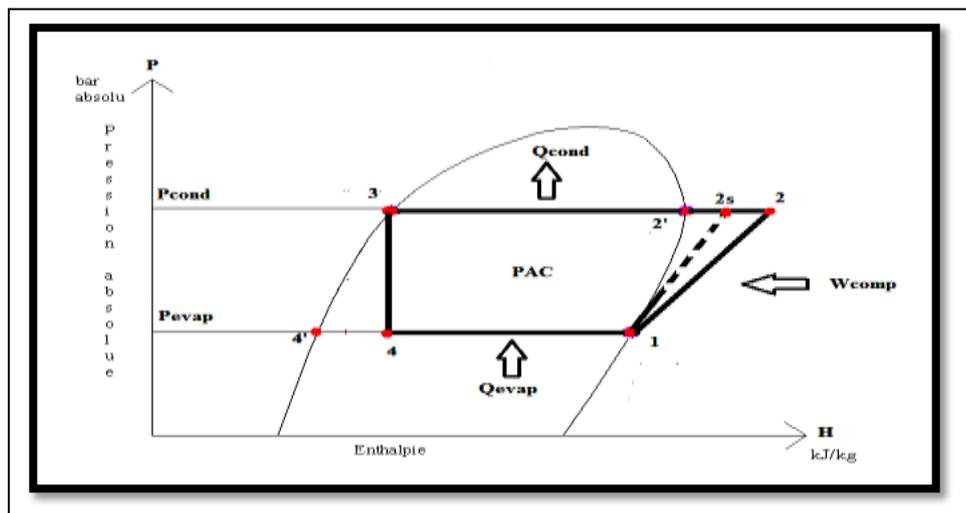


Figure (4.2) diagramme enthalpique d'une pac mono-étage sans ECI

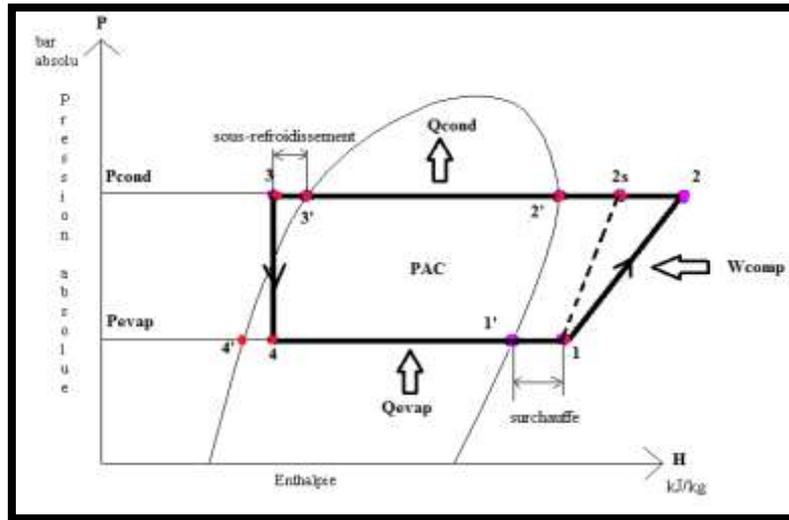


Figure (4.3) diagramme enthalpique d'une pac mono-étage avec ECI

2.1.3 Modélisation des installations mono-étage

Configuration 1= sans échangeur de chaleur

Configuration 2=avec échangeur de chaleur

Tableau (4.1)modélisation mmono-étage

	Configuration 1	Configuration 2
Compresseur	$W_{comp} = \dot{m}_{PAC} (h_2 - h_1) / \eta_{comp}$ $\eta_{comp} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$ $\tau_{comp} = P_2 / P_1$ $\eta_{volum} = 1 - 0,05 \tau_{comp}$ $V_{cyl} = (\dot{m}_{PAC} * vol\text{-}specifique * 1000) / (\eta_{volum} * (60 / V\text{-}rot))$	$W_{comp} = \dot{m}_{PAC} (h_{2'} - h_{1'}) / \eta_{comp}$ $\eta_{comp} = (h_{2's} - h_{1'}) / (h_{2'} - h_{1'})$ $\tau_{comp} = P_2 / P_1$ $\eta_{volum} = 1 - 0,05 \tau_{comp}$ $V_{cyl} = (\dot{m}_{PAC} * vol\text{-}specifique * 1000) / (\eta_{volum} * (60 / V\text{-}rot))$
Condenseur	$Q_{cond} = \dot{m}_{PAC} (h_2 - h_3)$	$Q_{cond} = \dot{m}_{PAC} (h_{2'} - h_3)$
Détendeur	$h_3 = h_4$	$h_{3'} = h_{4'}$
Evaporateur	$Q_{evap} = \dot{m}_{PAC} (h_1 - h_4)$	$Q_{evap} = \dot{m}_{PAC} (h_1 - h_{4'})$

Echangeur Interne	----	$\dot{m}_{PAC} (h_3-h_3') = \dot{m}_{PAC} (h_1'-h_1)$
COPc	$COPc = Q_{cond} / W_{comp}$	$COPc = Q_{cond} / W_{comp}$
COPf	$COPf = Q_{evap} / W_{comp}$	$COPc = Q_{evap} / W_{comp}$

2.1.4 Détermination des enthalpies :

- a- Si le point se trouve sur la courbe de saturation on utilise directement les corrélations déterminées au chapitre modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes à l'état de saturation. ($h_{sat}, cp_{sat}, vol_{sat}, s_{sat}$)
- b- Si le point ne se trouve pas sur la courbe de saturation, en plus des corrélations déterminées au chapitre modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes à l'état de saturation, on utilise les équations suivantes :

$$h_{vsurch} = h_{vsat} + Cp_{vsat} \cdot (T_{vsurch} - T_{sat})$$

$$h_{lsousref} = h_{lsat} + Cp_{lsat} \cdot (T_{sat} - T_{lsousref})$$

$$S_{vsurch} = S_{vsat} + Cp_{vsat} \cdot \ln(T_{vsurch}/T_{sat}) \text{ avec } T \text{ en K}$$

$$S_2 = S_1 + Cp_1 \cdot \ln(T_2/T_1) \text{ avec } T \text{ en K et les points 1 et 2 sur la même isobare}$$

$$h = h_f + x \cdot h_{fg} \quad (x = \text{le titre})$$

$$S = S_f + x \cdot S_{fg}$$

2.1.5 Surchauffe et sous-refroidissement :

$$\Delta T_{surch} = T_{surch} - T_{sat \text{ à BP}} \quad (\text{avec } T_{sat \text{ à BP}} = T_{évapo})$$

$$\Delta T_{sousref} = T_{sat \text{ à HP}} - T_{sousref} \quad (\text{avec } T_{sat \text{ à HP}} = T_{cond})$$

2.2- Installation bi-etages

2.2.1 Principe de la compression bi-étagée

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

Et aussi Lorsque le taux de compression est élevé, c'est à dire quand la différence de pression entre la phase de condensation et la phase d'évaporation est élevée (>25), la compression biétagée est requise afin de **limiter les chutes de rendement énergétiques et d'éviter des températures de compression trop élevées.**

La compression biétagée indique que l'on va compresser le fluide à **deux niveaux de pression différents**, le premier étage équivaut au cycle de compression **inférieur** tandis que le second, au cycle de compression **supérieur**.

Selon les cas de figure, le fluide sera compressé sur deux niveaux de compression différents, soit via deux compresseurs différents soit au sein d'un seul et même compresseur modulant. **Entre ces deux phases de compression, le fluide** sortant du premier étage de compression, **est refroidi** à pression constante avant de passer à l'étage supérieur de compression. ^[10]

Deux configurations sont possibles :

1. les cylindres **HP** et **BP** font partie du même compresseur (**compresseur compound**),
2. la compression se fait avec deux compresseurs : le compresseur, **BP** (*ou booster*) et le compresseur **HP**.

La réalisation de ce type de circuit commence par le partage de la compression sur deux compresseurs, de telle sorte que leurs taux de compression soient identiques .

2.2.2 Types d'installations bi-étages

Dans ce chapitre on va s'intéresser à deux configurations

a-Bi-étages sans refroidissement intermédiaire

L'installation comprend deux compresseurs volumétriques un pour la BP et l'autre pour la HP deux échangeurs de chaleur un pour la BP (évaporateur) et l'autre pour la HP (condenseur) et un détendeur.

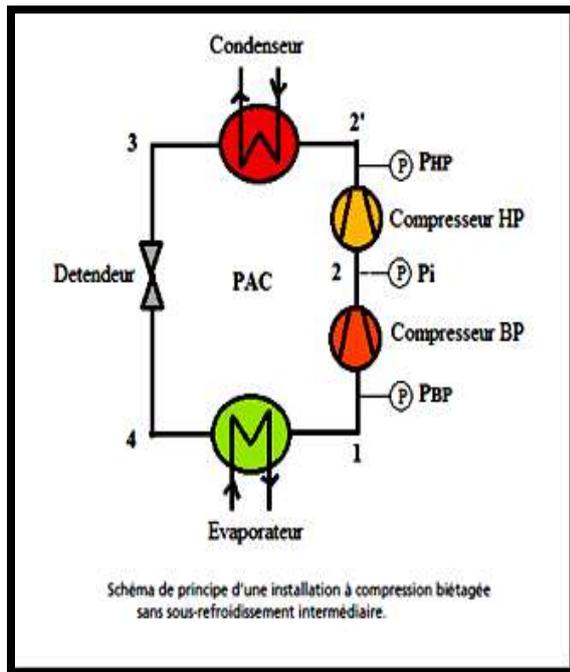


Figure (4.4) schéma d'une pac bi-étage sans Refroidissement intermédiaire

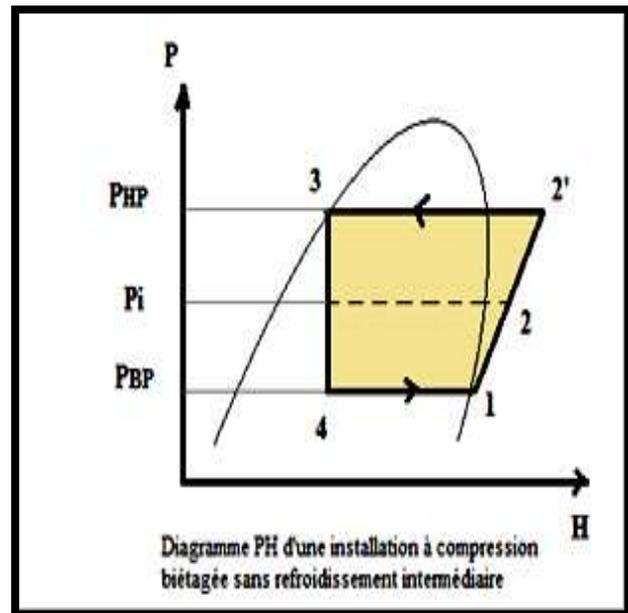


Figure (4.5) diagramme enthalpique d'une paci-étage sans refroidissement intermédiaire

b- Bi-étages avec refroidissement intermédiaire

Pour que le système fonctionne, il faudra aussi prévoir le refroidissement des vapeurs refoulées par le compresseur BP pour limiter la température de refoulement du compresseur HP d'où Le principe d'injection est de renvoyer du fluide frigorigène sous forme liquide, gazeux ou les deux, provenant du premier étage de compression vers le compresseur HP. [25]

b.1- L'équipements de cette installation

- deux compresseurs volumétriques, un pour le cycle basse pression, un pour le cycle haute pression, sans pertes de charge, surchauffe aspiration et refroidissement ligne de refoulement réglable pour chacun d'eux,
- un évaporateur, alimenté par le détendeur basse pression
- un condenseur du côté cycle haute pression,
- une bouteille intermédiaire avec injection du liquide condensé,
- deux détendeurs (première détendeur pour la bouteille intermédiaire, deuxième détendeur Bp pour l'évaporateur)

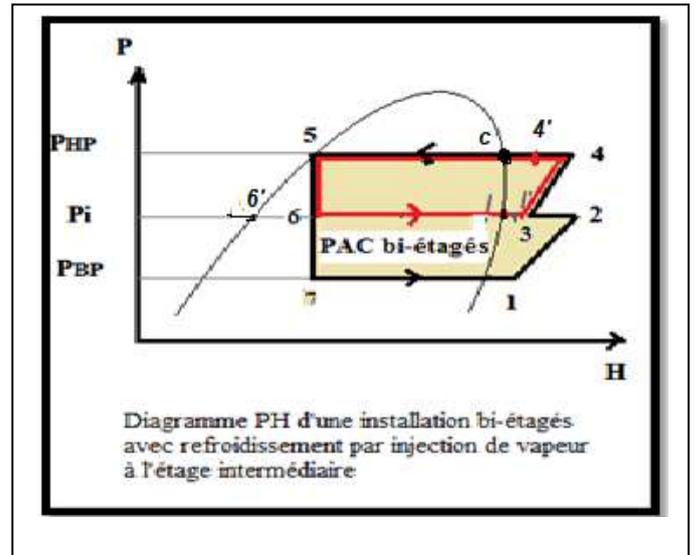
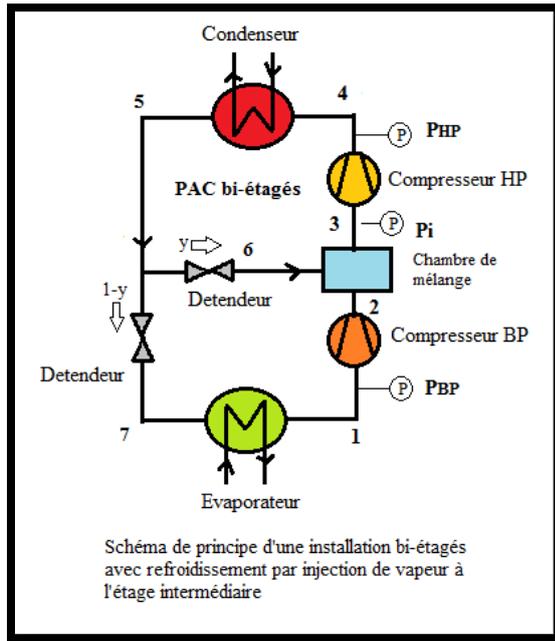


Figure (4.7)diagramme enthalpique d'une pac bi-étages-avec-injection

Figure (4.6)schéma d'une pac bi-etage sans Refroidissement intermediaire

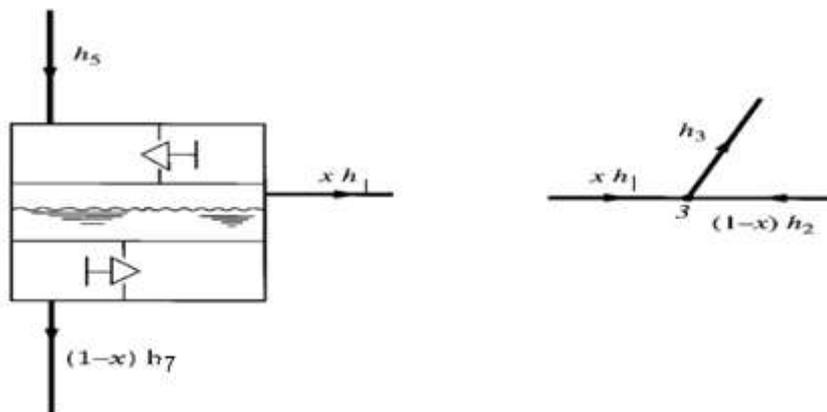


Figure (4.8) fonctionnement de la bouteille intermediaire

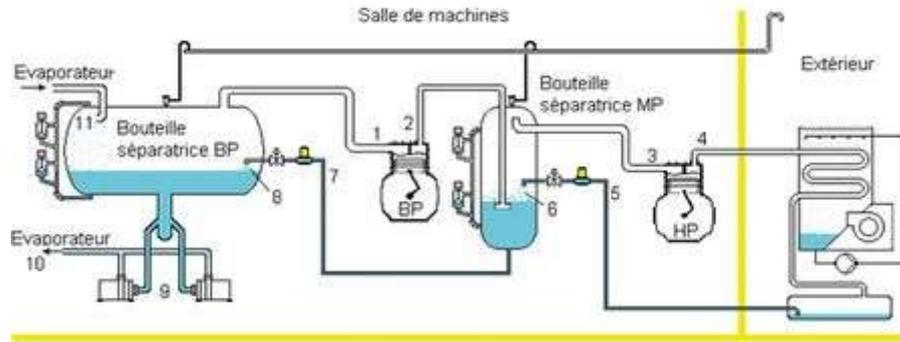


Figure (4.9) pac bi-étage à injection total avec deux evaporateurs

b-2- Fonctionnement de l'installation

Selon la(figure 4.7) nous comprenons que le compresseur **BP** aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur 7-1,il comprime jusqu'à à la pression intermediaire1-2 . Il refoule ces vapeurs dans une bouteille intermédiaire, où elles sont désurchauffées 2-3. Le compresseur **HP** aspire les vapeurs dans cette même bouteille et les refoule à la pression Hp 3-4 . Après condensation 4-5, le fluide frigorigène est détendu de **HP à PI** 5-6 , et le mélange liquide vapeur est introduit dans la bouteille intermédiaire. Une fraction du débit liquide injecté s'évapore pour permettre la désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur **BP**. Le débit liquide restant, à saturation, est alors détendu6-7 jusqu'à **BP** et injecte dans l'évaporateur.

On crée donc une « source de chaleur » à la température intermediaire , en fractionnant aussi la détente du fluide frigorigène de Hp à Pi puis de Pi à Bp (détente bi étagée). On peut ainsi assurer le refroidissement des vapeurs entre les deux étages de compression^[25]

2.2.3 Modélisation des installations bi-étages

Configuration 1 : PAC bi-étagés sans refroidissement intermédiaire

Configuration 2 : PAC bi-étagés avec refroidissement intermédiaire

Tableau (4.2) modélisation des installations bi-étages

	Configuration 1	Configuration 2
Compresseur N°1	$W_{comp1} = \dot{m}_{PAC} (h_2 - h_1) / \eta_{comp1}$ $\eta_{comp1} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$ $\tau_{comp1} = P_i / P_1 = P_2 / P_1$ $\eta_{volum1} = 1 - 0,05 \tau_{comp1}$	$W_{comp1} = \dot{m}_2 (h_2 - h_1) / \eta_{comp1}$ $\eta_{comp1} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$ $\tau_{comp1} = P_i / P_1 = P_2 / P_1$ $\eta_{volum1} = 1 - 0,05 \tau_{comp1}$
	$W_{comp2} = \dot{m}_{PAC} (h_2' - h_2) / \eta_{comp2}$	$W_{comp2} = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) / \eta_{comp2}$

Compresseur N°2	$\eta_{\text{comp2}} = (h_{2's} - h_2) / (h_{2'} - h_2)$ $\tau_{\text{comp2}} = P_{2'}/P_i = P_{2'}/P_2$ $\eta_{\text{volum2}} = 1 - 0,05 \tau_{\text{comp2}}$	$\eta_{\text{comp2}} = (h_{4s} - h_3) / (h_4 - h_3)$ $\tau_{\text{comp2}} = P_3/P_i = P_3/P_2$ $\eta_{\text{volum2}} = 1 - 0,05 \tau_{\text{comp2}}$
Condenseur	$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{PAC}} (h_{2'} - h_3)$	$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_3 (h_4 - h_5)$
Détendeur	$h_3 = h_4$	$h_5 = h_6 = h_7$
Evaporateur	$Q_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{PAC}} (h_1 - h_4)$	$Q_{\text{evap}} = \dot{m}_2 (h_1 - h_7)$
Chambre de mélange	----	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_3 h_3$ $\dot{m}_2 + \dot{m}_6 = \dot{m}_3$ $(\dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{PAC}})$ $\dot{m}_6 = y \cdot \dot{m}_{\text{PAC}}$ et $\dot{m}_2 = (1-y) \cdot \dot{m}_{\text{PAC}}$ avec $0 < y < 1$
COPc	$\text{COPc} = Q_{\text{cond}} / (W_{\text{comp1}} + W_{\text{comp2}})$	$\text{COPc} = Q_{\text{cond}} / (W_{\text{comp1}} + W_{\text{comp2}})$
COPf	$\text{COPf} = Q_{\text{evap}} / (W_{\text{comp1}} + W_{\text{comp2}})$	$\text{COPc} = Q_{\text{evap}} / (W_{\text{comp1}} + W_{\text{comp2}})$

2.2.4-Détermination des enthalpies

- Si le point se trouve sur la courbe de saturation on utilise directement les corrélations déterminées au chapitre modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes à l'état de saturation.
- Si le point ne se trouve pas sur la courbe de saturation, en plus des corrélations déterminées au chapitre modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes à l'état de saturation, on utilise les équations suivantes :

$$h_{\text{vsurch}} = h_{\text{vsat}} + C_{p\text{vsat}} \cdot (T_{\text{vsurch}} - T_{\text{sat}})$$

$$h_{\text{lsousref}} = h_{\text{lsat}} + C_{p\text{lsat}} \cdot (T_{\text{sat}} - T_{\text{lsousref}})$$

$$S_{\text{vsurch}} = S_{\text{vsat}} + C_{p\text{vsat}} \cdot \ln(T_{\text{vsurch}}/T_{\text{sat}}) \text{ avec } T \text{ en K}$$

$$S_2 = S_1 + C_{p1} \cdot \ln(T_2/T_1) \text{ avec } T \text{ en K et les points 1 et 2 sur la même isobare}$$

$$h = h_f + x \cdot h_{fg} \quad (x = \text{le titre})$$

$$S = S_f + x \cdot S_{fg}$$

2.2.5 Surchauffe et sous-refroidissement

$$\Delta T_{\text{surch}} = T_{\text{surch}} - T_{\text{sat à BP}} \quad (\text{avec } T_{\text{sat à BP}} = T_{\text{évapo}})$$

$$\Delta T_{\text{sousref}} = T_{\text{sat à HP}} - T_{\text{sousref}} \quad (\text{avec } T_{\text{sat à HP}} = T_{\text{cond}})$$

Pression Intermédiaire (P_i) :

- a- Dans le cas de la pression intermédiaire optimum (minimisation du travail des compresseurs)

$$P_i = (P_{\text{BP}} \cdot P_{\text{HP}})^{1/2}$$

- b- Dans le cas général ($P_{\text{BP}} < P_i < P_{\text{HP}}$) on prend la pression intermédiaire :

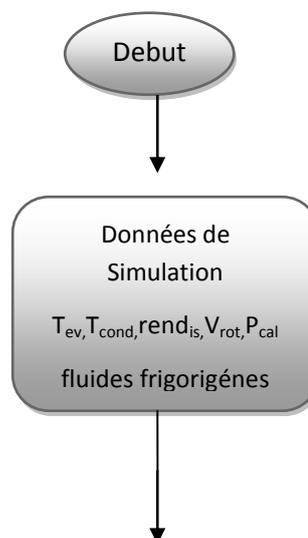
$$P_i = P_{\text{BP}} + j \cdot (P_{\text{HP}} - P_{\text{BP}}) / 10 \quad \text{avec } j=1 \text{ à } 10$$

3- Simulation

Grace aux definitions et à la modélisation de differents systmes de production on a pu realiser un programme (sous excel) pour calculer les differents grandeurs physiques et les performances de ces systemes avec differents fluides frigorigenes avec comme données initiales [$T_{\text{ev}} = -10\text{C}^\circ$], [$T_{\text{cd}} = 40\text{C}^\circ$], [$\Delta T_{\text{surchauffe}} = 5\text{C}^\circ$], [$\text{Rend. isentrop Comp} = 0,8$], [$\text{Vitesse rot. Comp} = 1800(\text{tr}/\text{min})$].

3.1- Pac mono-étage

3.1.1- Organigramme de calcul



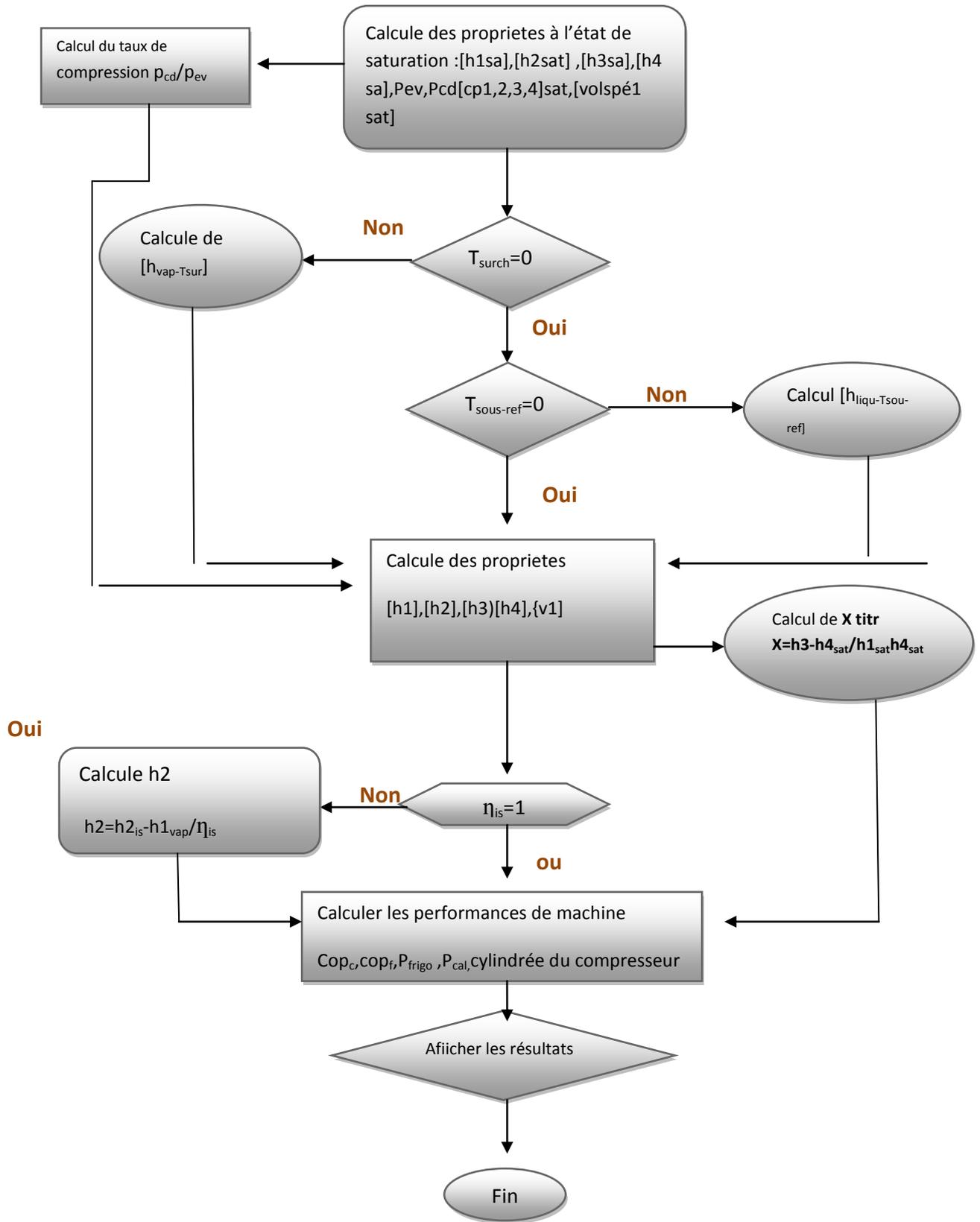


Figure (4.10)organigramme de calcul pac mono-etage avec et sans ECI

3.1.2-Pac sans ECI

a-Simulation statique

Simulation avec données existant exemple feuille de calcul excel pour montre la méthode de calcul.

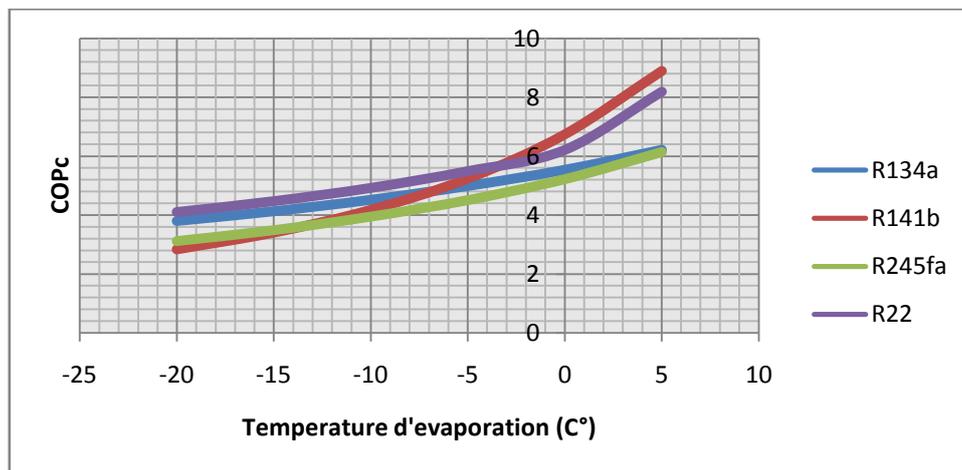
Tableau(4.3) Simulation statique des performances pac mono-étage sans ECI

Données	
Puissance calorif=Qcond (kW)	100
Rend.isentrop Comp	1
Tevap (°C)	-10
Tcond (°C)	40
Vitesse rot. Comp (tr/min)	1800

Résultats	R134a	R141b	R245fa	R22
Pevap (bar)	1,97	0,144	0,332	3,44
Pcond (bar)	9,415	1,104	1,776	15,50
Taux de comp=Pcond/Pevap	4,78	7,67	5,3487	4,51
Rend.vol Comp=1-0,05*(Taux de comp)	0,76	0,617	0,733	0,77
T1=T4 =T4'=Tevap (°C)	-10	-10	-10	-10,00
T3=T2'=Tcond (°C)	40	40	40	40,00
H(1) (kJ/kg)				
	392,760	407,73	398,420	401,20
S(1)=S(2s) (kJ/kg.K)				
	1,738	1,87104	1,749	1,761
Vol. Spécif(1)=v(1) (m3/kg)				
	0,0942	0,981	0,416	0,047
H(2') (kJ/kg)				
	419,660	452,58	438,42	417,60
Cp(2') (kJ/kg.°C)				
	1,121	0,76696	1,002	0,993
S(2') (kJ/kg.K)				
	1,724	1,88344	1,758	1,716
H(3)=H(4) (kJ/kg)				
	255,16	244,86	261,38	250,16
H(4') (kJ/kg)				
	186,51	188,26	189,58	187,96
Titre X(4)				
	0,333	0,258	0,3438	0,292
T(2s) (K)				
	317,043	308,13	310,366	327,68
T(2s) (°C)				
	43,893	34,978	37,216	54,53
H(2s) (kJ/kg)				
	424,024	448,728	435,630	432,03
H(2) (kJ/kg)				
	424,02	448,728	435,630	432,03
T(2) (°C)				
	43,89	34,978	37,22	54,53
Pcalor=Qcond en (kJ/kg)				
	168,86	203,868	174,250	181,87
Pfrigo=Qevap en (kJ/kg)				
	137,60	162,87	137,04	151,04
Wcomp (KJ/kg)				
	31,26	41,00	37,21	30,83
COPc				
	5,40	4,97	4,68	5,90
COPf				
	4,401	3,97	3,683	4,90
mfluide=Débit fluide frigo (kg/s)				
	0,592	0,49	0,5739	0,550
P frigo (kW)				
	81,486	79,89	78,646	83,05
Wcomp (kW)				
	18,514	20,11	21,354	16,95
Cylindrée Comp (cm3)				
	2199,01	23409,41	9776,77	997,87

b-Simulation avec variation de données.

La simulation comprend la variation de données comme la température d'évaporation $[-20,10]C^{\circ}$ et la variation du rendement isentropique du compresseur $[0,2,1]$ pour comparer l'évolution des performances de la machine.

1) *Effet de la température d'évaporation sur le cop_c* Figure (4.11) Effet de la température d'évaporation sur le cop_c

On remarque l'augmentation du cop_c avec l'augmentation de T_{ev} ce qui est logique vu que T_{ev} détermine le travail du compresseur et donc le cop_c

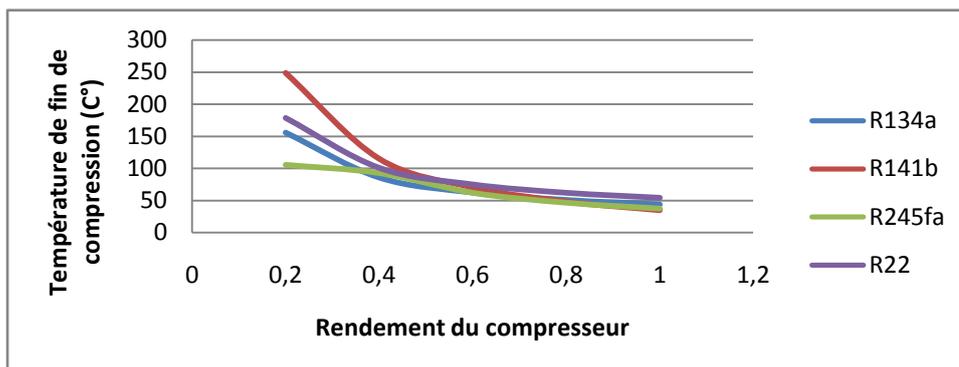
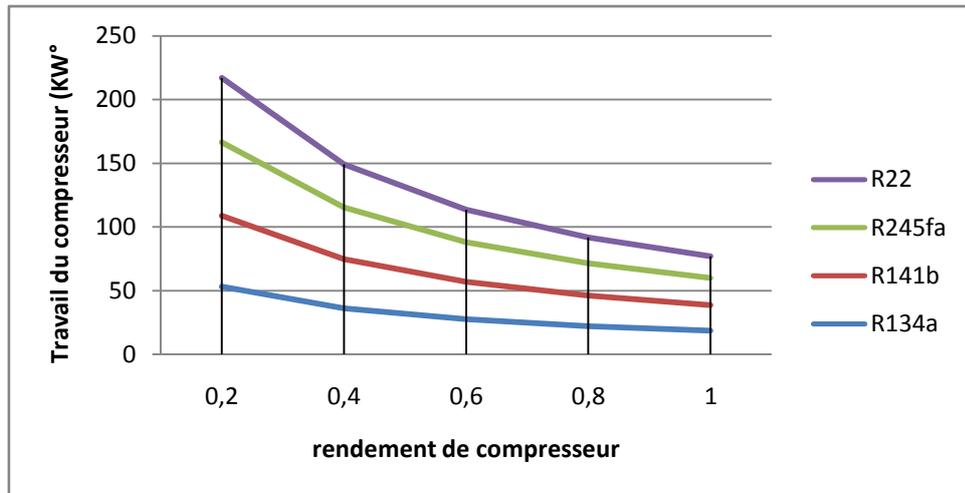
2) *Effet du rendement du compresseur sur le travail du compresseur*

Figure (4.12) Effet du rendement du compresseur sur la température de fin de compression

On remarque que la température de fin de compression diminue avec l'augmentation du rendement isentropique et elle se rapproche de T_{is} et donc d'un meilleur cop_c et d'une faible T

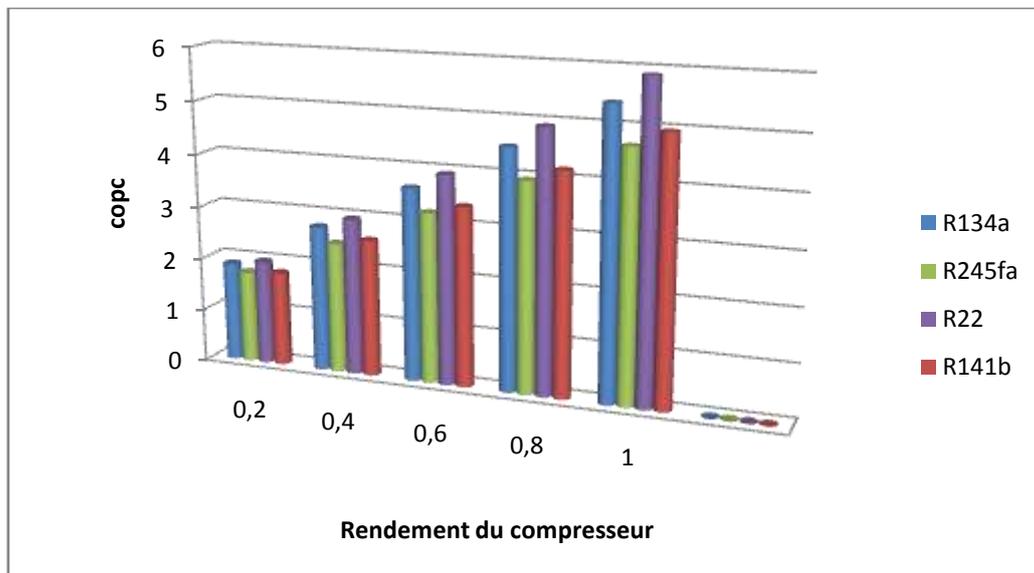
Effet du rendement du compresseur sur le travail du compresseur



Figure(4.13)Effet du rendement du compresseur sur le travail du compresseur

Pour un intervalle de [0,2 :1] du rendement on remarque que le travail du compresseur décroît avec l’augmentation du rendement ce qui explique l’importance du rendement isentropique du compresseur pour le fonctionnement et la consommation électrique de la machine.

3) Effet du rendement du compresseur sur le COP_c



Figure(4.14)Effet du rendement du compresseur sur le COP_c

Pour un intervalle de [0,2 :1] du rendement on remarque que le cop_c croit avec l'augmentation du rendement ce qui explique le rôle du rendement isentropique du compresseur dans l'augmentation du rendement du système

3.1.3-Pac mono- étage avec ECI

a-Simulation statique

Simulation avec données existant exemple feuille de calcul excel pour montre la méthode de calcul.

Tableau(4.4) Simulation statique des performances pac mono-étage avec ECI

Données	
Puissance calorif=Qcond (kW)	100
Rend.isentrop Comp	0,8
Tevap (°C)	5
Tcond (°C)	40
Vitesse rot. Comp (tr/min)	1800
$\Delta T_{\text{surchauffe}}$ (°C)	5

Résultats	R134a	R141b	R245fa	R22
Pevap (bar)	3,49125	0,3585	0,767	5,72
Pcond (bar)	9,415	1,104	1,776	15,50
Taux de comp=Pcond/Pevap	2,6967	3,079	2,316	2,71
Rend.vol Comp=1-0,05*(Taux de comp)	0,8652	0,846	0,884	0,86
T1'=T4 =T4'=Tevap (°C)	5	5	5	5,00
T3'=T2'=Tcond (°C)	40	40	40	40,00
T1 (°C)	10	10	10	10,00
H(1') (kJ/kg)	401,38125	429,74	411,81125	406,83
Cp(1') (kJ/kg.°C)	0,929	0,73	0,897	0,755
S(1') (kJ/kg.K)	1,73	1,87	1,748	1,746
H(1) (kJ/kg)	406,02	433,39	416,29593	410,61
S(1)=S(2s) (kJ/kg.K)	1,744	1,88	1,764	1,76
vol.spec(1)=v(1) (m3/kg)	0,0538	0,42	0,132	0,067
H(2') (kJ/kg)	419,66	452,58	438,42	417,60
Cp(2') (kJ/kg.°C)	1,121	0,77	1,002	0,993
S(2') (kJ/kg.K)	1,734	1,88	1,758	1,716
H(3') (kJ/kg)	255,16	244,86	261,38	250,16
Cp(3') (liq) (kJ/kg.°C)	1,465	2,34	1,363	1,314
H(3)=H(4) (kJ/kg)	250,52	241,21	256,895	246,38
H(4') (kJ/kg)	206,7375	206,08	212,8525	205,44
Titre X(4)	0,225	0,16	0,221	0,20
T(2s) (K)	315,86895	313,08	314,952	327,02
T(2s) (°C)	42,72	39,93	41,802	53,87
H(2s) (kJ/kg)	424,37	454,67	440,226	431,38
H(2) (kJ/kg)	428,96	459,98	446,21	436,57
T(2) (°C)	48,30	49,65	47,771	59,10
T(3) (°C)	36,83	38,44	36,71	37,13

Δ tsous-refroidissement (°C)	3,169	1,56	3,29	2,87
Pcalor=Qcond en (kJ/kg)	173,80	215,12	184,83	186,41
Pfrigo=Qevap en (kJ/kg)	151	188,53	154,92	160,45
Wcomp (KJ/kg)	22,94	26,59	29,91	25,97
COPc	7,58	8,09	6,18	7,18
COPf	6,58	7,09	5,18	6,18
mfluide=Débit fluide frigo (kg/s)	0,58	0,46	0,54	0,536
P frigo (kW)	86,80	87,64	83,82	86,07
Wcomp (kW)	13,20	12,36	16,18	13,93
Cylindrée Comp (cm ³)	1073,37	6840,64	2423,10	1246,20

b-Simulation avec variation de données

La simulation comprend la variation de données comme la température d'évaporation [-20,10]C° et la variation du rendement isentropique du compresseur [0,2,1] pour comparer l'évolution des performances de la machine.

1 effet de temperature d'évaporation sur le rendement cop_c

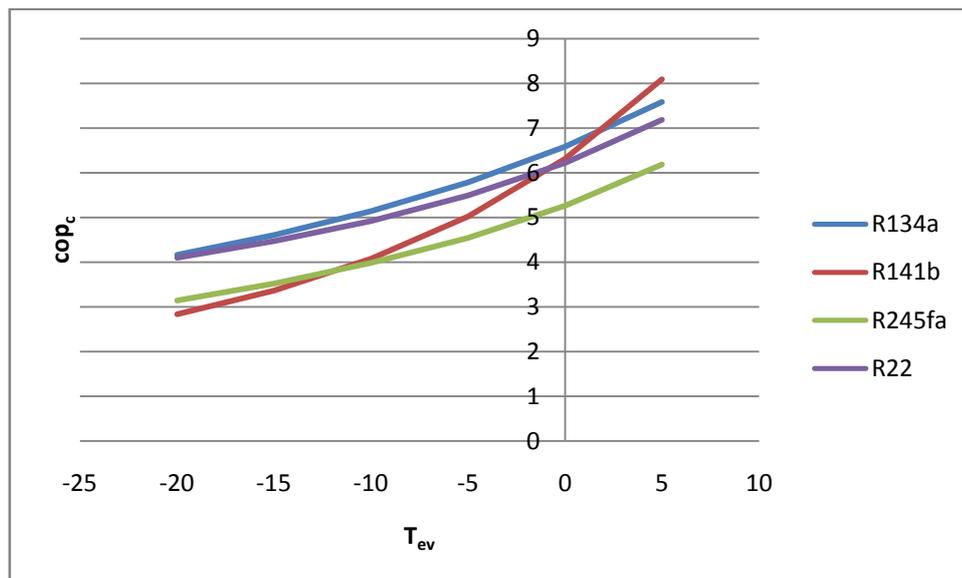
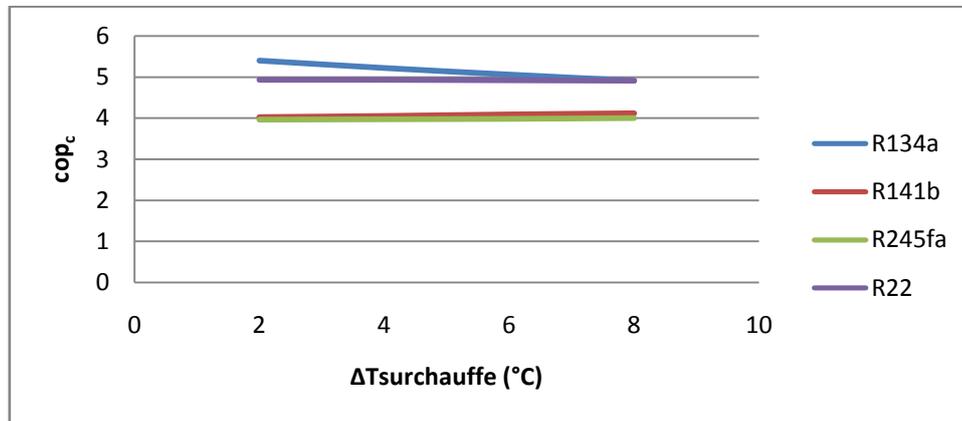


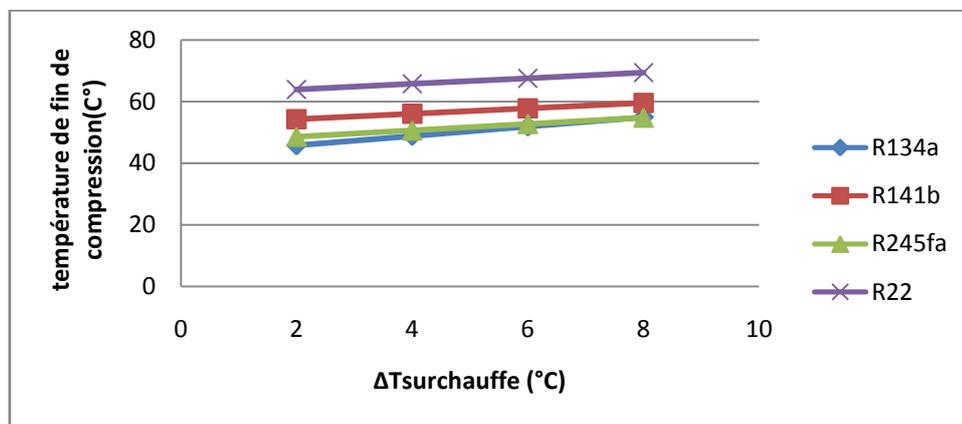
Figure (4,15) effet de T_{ev} sur le cop_c

On remarque l'augmentation du cop_c avec l'augmentation de T_{ev} ce qui est logique vu que T_{ev} détermine le travail du compresseur et donc le cop_c

2 effet de la temperature de surchauffe sur le cop_c Figure(4 .16) effet de la temperature de surchauffe sur le cop_c

On remarque que la temperature de surchauffe n'influence pas beaucoup sur le rendement de la machine

3- effet de la temperature de surchauffe sur la temperature de fin de compression



Figure(4 .17) effet de la temperature de surchauffe sur la temperature de fin de compression

On remarque l'augmentation de la temperature de fin de compression avec l'augmentation de la temperature de surchauffe.

4- Effet du rendement du compresseur sur le cop_c

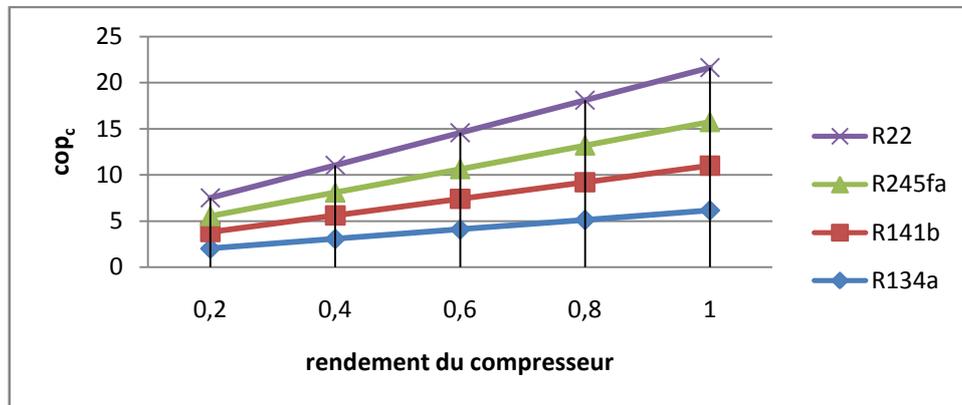


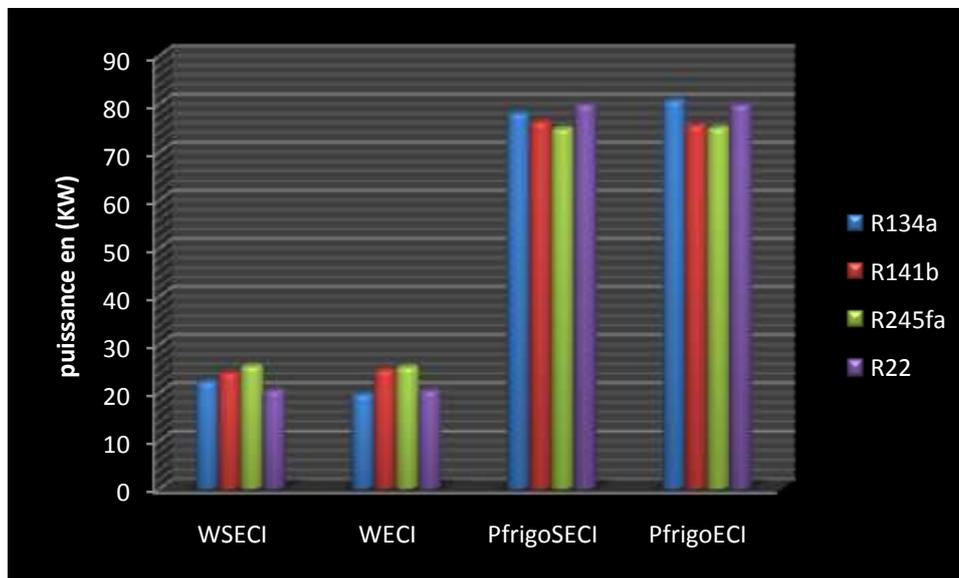
Figure (4,18) Effet du rendement du compresseur sur le cop_c

On remarque que le rendement du compresseur influence beaucoup sur le cop quand le rendement du compresseur augmente le rendement de la machine augmente aussi.

3.1.4-comparaison entre les performances des deux installations

Pour des conditions de simulation similaire et avec les tableaux de simulation déjà vu on va comparer les performances des deux

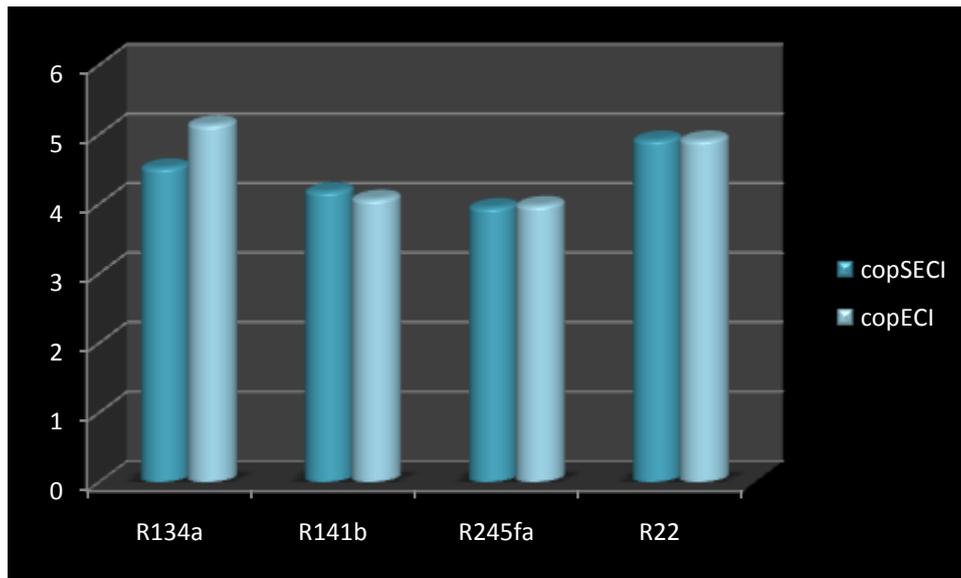
1-comparaison entre la puissance frigo et le travail du compresseur des deux installations



Figure(4.19) comparaison entre la puissance frigo et le travail du compresseur des deux installations

On remarque une légère augmentation de la puissance frigo et une légère diminution de la puissance du compresseur et donc une augmentation dans le coefficient de performance

2-comparaison des coefficient de performance des deux installation

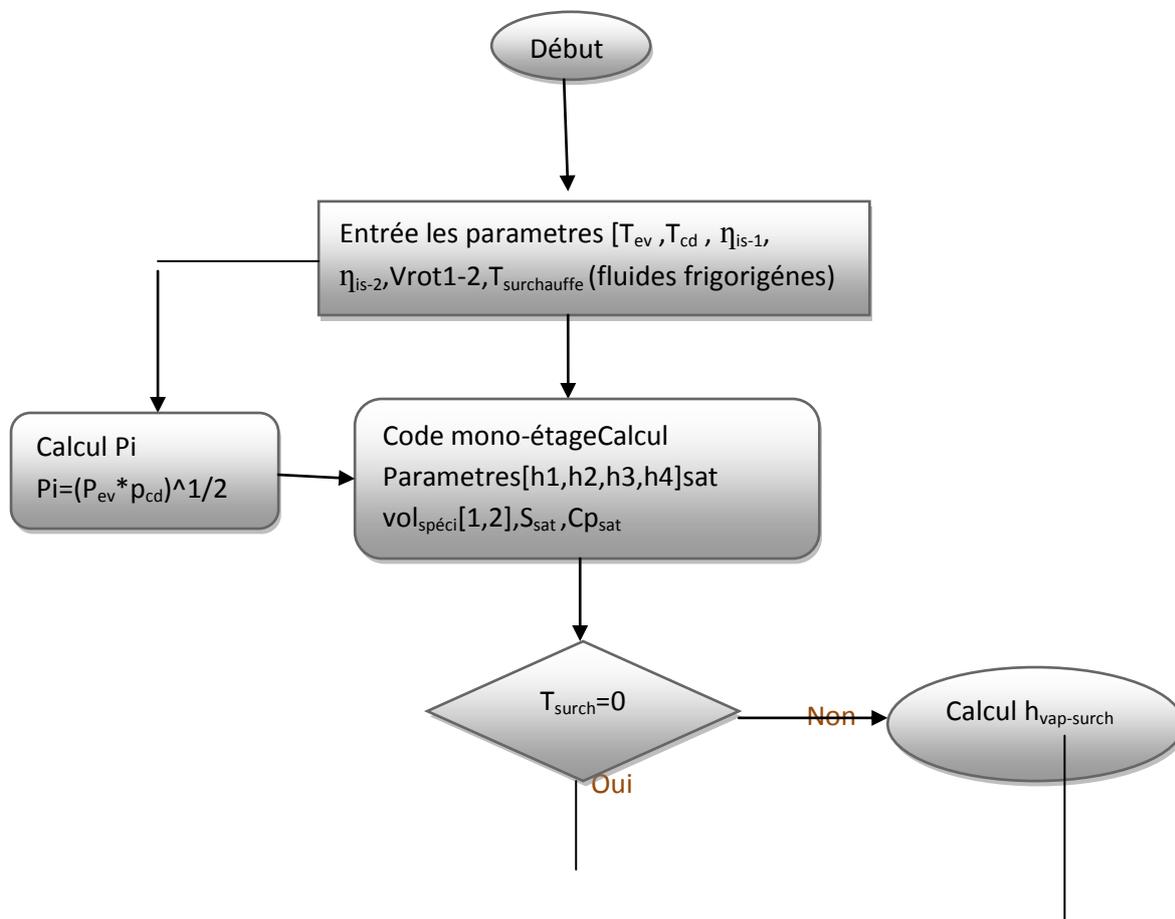


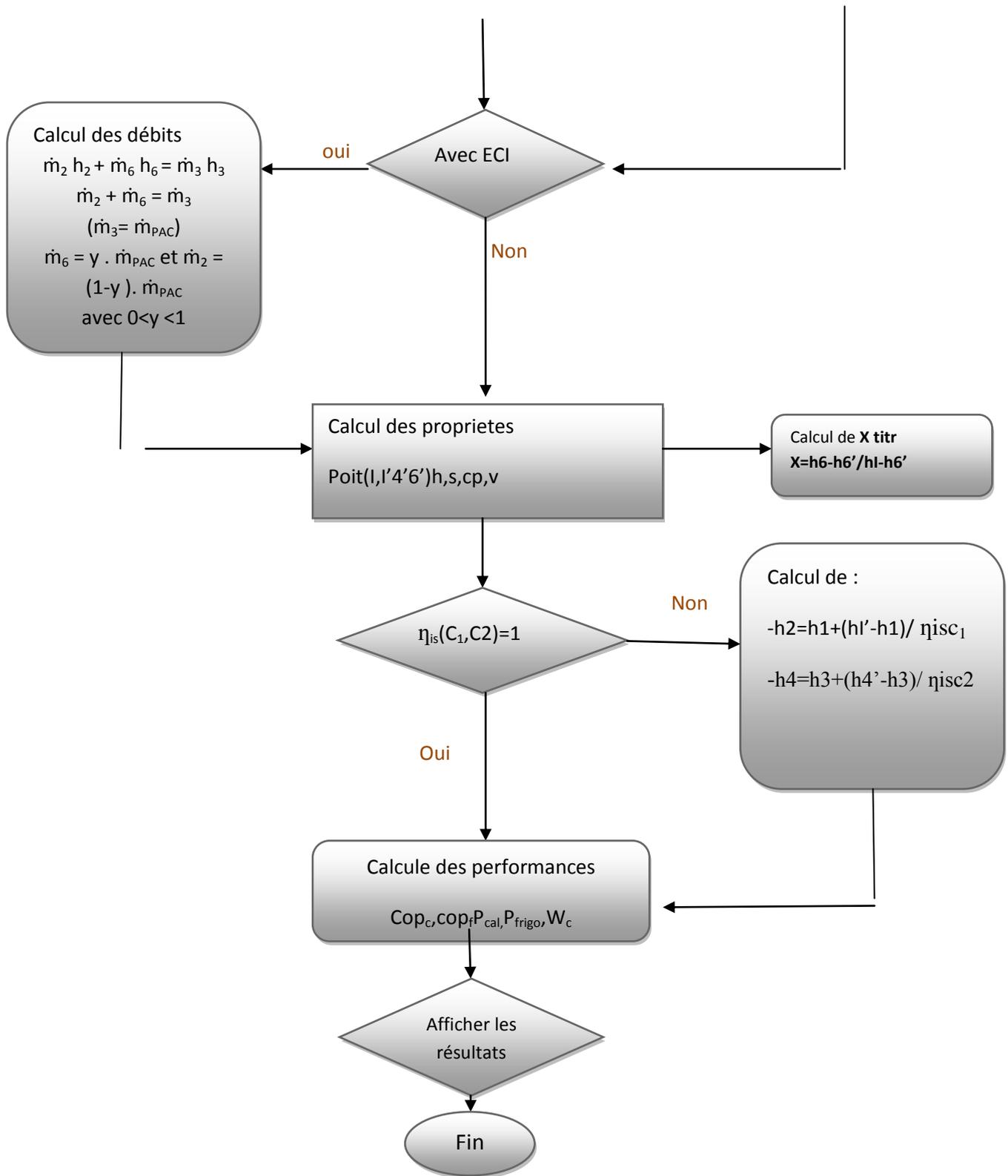
Figure(4 .20) comparaison des coeficcient de performance des deux installation

On remarque une légère augmentation pour quelque fluide comme le R134a et R245fa mais pour les autre fluides c'est presque le même rendement .

3.2- simulation pac Bi-étages.

3.2.1-Organigramme de calcul





Figure(4.21)organigramme de calcul pac bi-etages

3.2.2-Pac bi-étages sans ECI

a-simulation statique

Simulation avec données existant exemple feuille de calcul excel pour montre la méthode de calcul.

Tableau (4.5)simulation statique pac Bi-etages SECI

Données	
Puissance calorif=Qcond (kW)	100
Rendement isentropique (C1etC2)	0,8
Tevap (°C)	-10
Tcond (°C)	70
Vitesse rot. Comp (tr/min) c1 et c2	1800

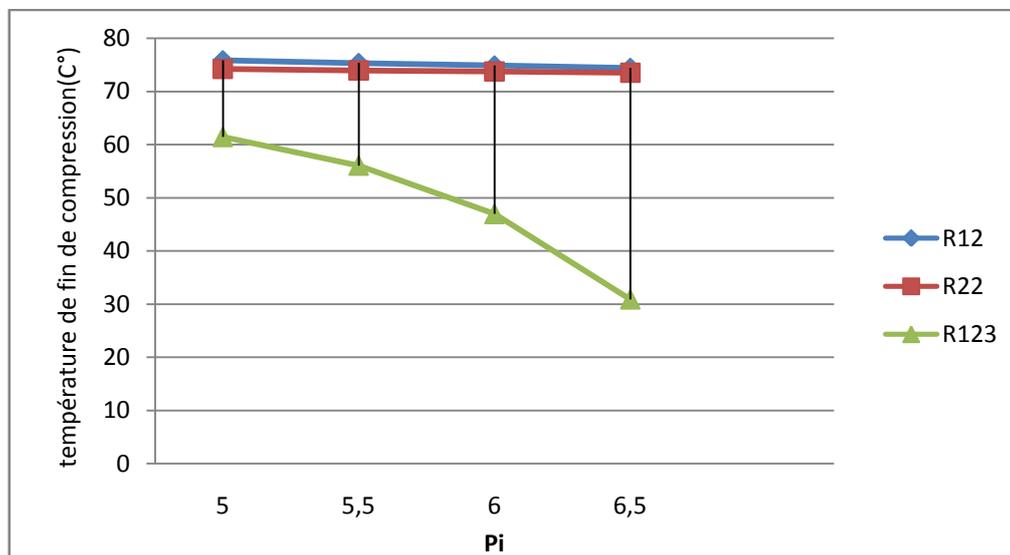
Résultats	R12	R22	R123
BP=Pevap (bar)	2,177	3,354	0,204
HP=Pcond (bar)	17,921	23,906	3,364
Taux de comp. global=HP/BP	8,2320	7,128	16,490
Pi=P.intermédiaire (bar)	6,2461	8,954	0,828
Taux de comp1=Pi/Bp	2,8691	2,670	4,061
Taux de comp2=PB/PH	2,8691	2,670	4,061
Rend.vol Comp1=1-0,05*(Taux de comp1)	0,8565	0,867	0,797
Rend.vol Comp2=1-0,05*(Taux de comp2)	0,8565	0,867	0,797
T1=T4 =Tevap (°C)	-10	-10	-10
T(A)=Tintermédiaire (°C)	21,224	19,519	18,039
T3=TB=Tcond (°C)	70	70	70
H(1) (kJ/kg)	348,30	401,2	376,27
S(1)=S(As) (kJ/kg.K)	1,5597	1,761	1,664
Vol. Spécif(1)=v(1) (m3/kg)	0,0482	0,06685	0,606
H(I) (kJ/kg)	362,901	411,786	394,586
Cp(i) (kJ/kg.°C)	0,6741	0,833	0,6720
S(I) (kJ/kg.K)	1,5611	1,732	1,665
H(B) (kJ/kg)	379,912	422,64	425,79
Cp(B) (kJ/kg.°C)	0,9161	1,3619	0,7211
S(B) (kJ/kg.K)	1,56782	1,705	1,688
H(3)=H(4) (kJ/kg)	279,26	285,08	276,74
H(4') (kJ/kg)	190,78	187,96	191,46
Titre X(4)	0,5617	0,455	0,4614
T(Is) (K)	295,371	293,704	292,187
T(Is) (°C)	22,221	20,554	19,037
H(Is) (kJ/kg)	363,573	412,649	395,257
H(2) (kJ/kg)	367,393	415,511	400,003
T(2) (°C)	27,89	23,9889	26,100
Vol. Spécif(A)=v(2) (m3/kg)	0,05	0,07932	0,053
T(Bs) (K)	344,143	344,170	344,118

T(Bs) (°C)	71,0	71,020	70,968
H(Bs) (kJ/kg)	380,82	424,029	426,488
H(2') (kJ/kg)	384,179	426,159	433,110
T(2') (°C)	74,6574	72,5838	80,151
Pcalor=Qcond en (kJ/kg)	104,92	141,079	156,37
Pfrigo=Qevap en (kJ/kg)	69,04	116,12	99,53
Wcomp1 (KJ/kg)	19,10	14,311	23,73
Wcomp2 (KJ/kg)	16,786	10,648	33,11
COPc	2,924	5,6524	2,75
COPf	1,924	4,6524	1,75
mfluide=Débit fluide frigo (kg/s)	0,953	0,7088	0,64
P frigo (kW)	65,800	82,3085	63,65
Wcomp1 (kW)	18,20	10,1441	15,18
Wcomp 2 (kW)	15,999	7,5474	21,17
cylindrée c1	1609,039	1640,54	14588,32
cylindree c2	1514,822	1946,56	1267,25

b-simulation avec variation de données.

La simulation comprend la variation de données comme la pression intermédiaire[5,6,5](bar) pour voir l'évolution des performances de la machine

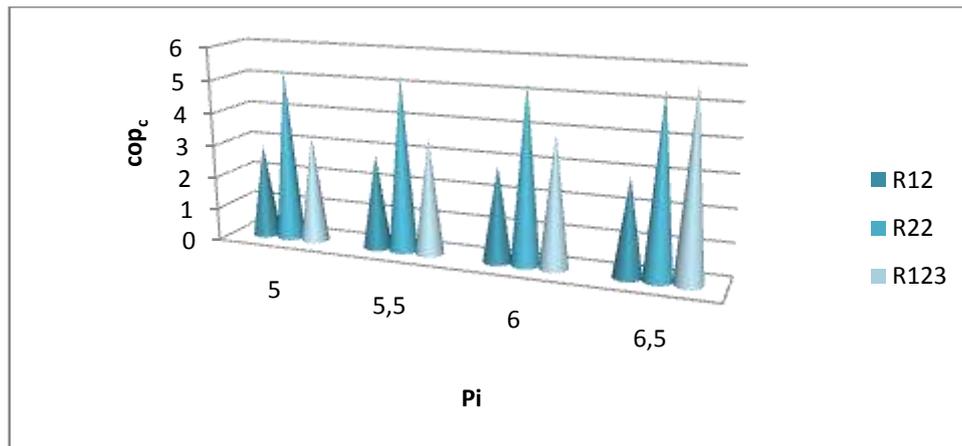
1-Effet de la pression intermédiaire sur la température de fin de compression.



Figure(4.22) Effet de la pression intermédiaire sur la température de fin de compression

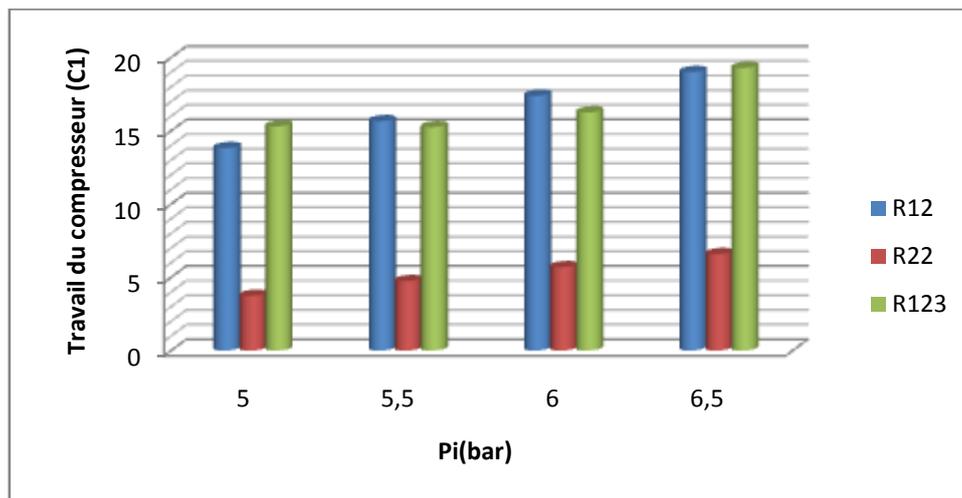
On remarque une diminution de la température de fin de compression quand la pression intermédiaire augmente car le taux de compression diminue.

2-effet de la pression intermédiaire sur le cop_c

Figure(4,23) effet de la pression intermédiaire sur le cop_c

On remarque que quand la pression intermédiaire augmente le cop_c augmente ce qui est logique vu que si P_i augmente donc la puissance augmente et donc le cop_c augmente.

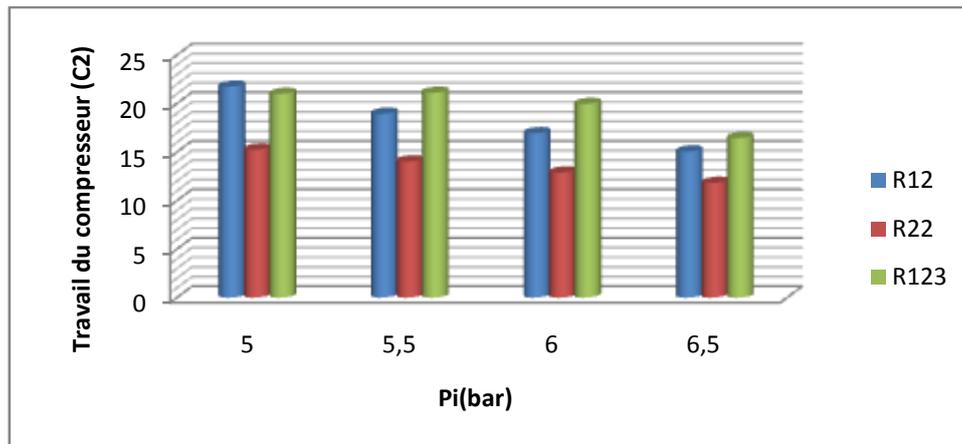
3-effet de la pression intermédiaire sur le travail du compresseur C1



Figure(4. 24) effet de la pression intermédiaire sur le travail du compresseur C1

On remarque que le travail augmente avec l'augmentation de la pression intermédiaire ce qui est logique vu que le rôle du compresseur C1 est d'amener la pression du fluide de B_p à P_i donc quand P_i augmente le compresseur doit fournir plus de travail au fluide pour atteindre P_i .

4- effet de la pression intermédiaire sur le travail du compresseur C2.



Figure(4. 25) effet de la pression intermédiaire sur le travail du compresseur C2

On remarque que le travail du compresseur C2 diminue quand Pi augmente ce qui s'explique par (la transition de Bp à Hp ce fait par deux étapes (Bp,Pi)et(Pi,Hp) donc quand Pi augmente W1 augmente et W2 décroît.

3.2.3-pac bi-étages avec ECI

a- simulation statique

Simulation avec données existant exemple feuille de calcul excel pour montre la méthode de calcul.

Tableau (4.6)simulation statique pac Bi-etages avec ECI

Données	
Puissance calorif=Qcond (kW)	100
Rendement isentropique (C1etC2)	0,8
Tevap (°C)	-10
Tcond (°C)	70
Vitesse rot. Comp (tr/min) c1 et c2	1800
Temperature de surchauffe	5

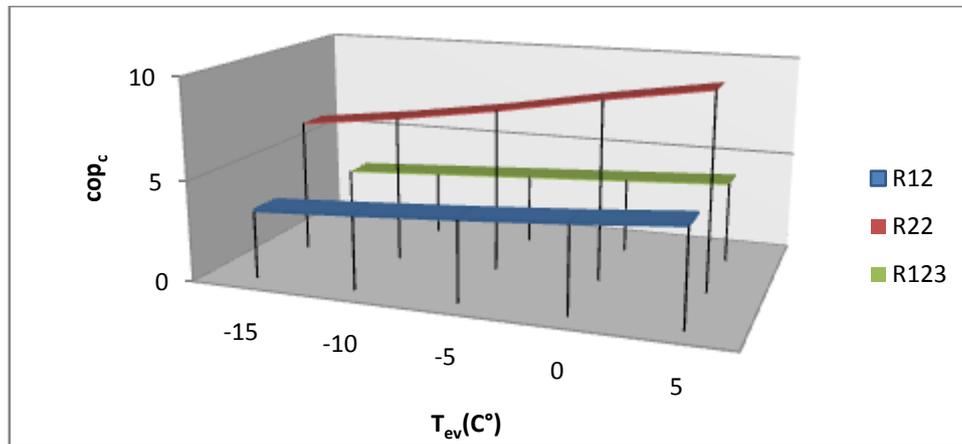
Résultats	R12	R22	R123
BP=Pevap (bar)	2,18	3,35	0,204
HP=Pcond (bar)	17,92	23,91	3,36
Taux de comp. global=HP/BP	8,23	7,14	16,49
Pi=P.intermédiaire (bar)	6,25	8,94	0,83
Taux de comp1=Pi/Bp	2,87	2,67	4,06
Taux de comp2=PB/PH	2,87	2,67	4,06
Rend.vol Comp1=1-0,05*(Taux de comp1)	0,86	0,87	0,80
Rend.vol Comp2=1-0,05*(Taux de comp2)	0,86	0,87	0,80
T1'=T8 =Tevap (°C)	-10,00	-10,00	-10
T(7)=Tintermédiaire (°C)	21,22	19,48	18,039
T1(°C)	-5,00	-5,00	-5

Tc=Tcond (°C)	70,00	70,00	70
H(1') (kJ/kg)	348,30	401,20	376,27
S(1')= (kJ/kg.K)	1,56	1,76	1,66
cp(1') (kJ/kg.°C)	0,61	0,70	0,65
Vol. Spécif(1)=v(1) (m3/kg)	0,06	0,06	0,51
H(1) (kJ/kg)	351,35	404,69	379,50
S(1)= (kJ/kg.K)	1,57	1,77	1,68
H(I) (kJ/kg)	362,90	411,77	394,59
Cp(I) (kJ/kg.°C)	0,67	0,83	0,67
S(I) (kJ/kg.K)	1,56	1,73	1,67
H(c) (kJ/kg)	379,91	422,64	425,79
Cp(c) (kJ/kg.°C)	0,92	1,36	0,72
S(c) (kJ/kg.K)	1,51	1,71	1,69
H(5)=H(6)=H(8) (kJ/kg)	279,26	285,08	276,74
H(6')=H(7') (kJ/kg)	222,84	223,71	221,81
Titre X (6)	0,40	0,33	0,32
T(I') (K)	295,40	293,68	292,21
T(I') (°C)	22,25	20,43	19,06
H(I') (kJ/kg)	363,59	412,57	395,27
H(2) (kJ/kg)	366,64	414,53	399,21
T(2) (°C)	26,81	22,79	24,92
H(3) (kJ/kg)	365,14	413,63	397,74
T(3) (°C)	24,56	21,71	22,73
S(3) (°C) (kJ/kg.°C)	1,38	1,61	1,57
$\Delta T_{\text{d\`essurchauffe}}$ (°C)	2,25	1,08	2,19
Vol. Spécif(3)=v(2) (m3/kg)	0,05	0,04	0,06
T(4') (K)	344,01	344,08	343,99
T(4') (°C)	70,86	70,93	70,84
H(4') (kJ/kg)	380,70	423,91	426,40
H(4) (kJ/kg)	384,59	426,47	433,56
T(4) (°C)	75,10	72,82	80,78
Pcalor=Qcond en (kJ/kg)	105,33	141,39	156,82
Pfrigo=Qevap en (kJ/kg)	76,74	121,92	107,55
Wcomp1 (KJ/kg)	9,13	6,63	13,45
Wcomp2 (KJ/kg)	19,45	12,84	35,82
COPc	3,69	7,26	3,18
COPf	2,69	6,26	2,18
mfluide=Débit fluide frigo (kg/s) m3	0,95	0,71	0,64
mfluide=Débit fluide frigo (kg/s) m2	0,57	0,48	0,43
mfluide=Débit fluide frigo (kg/s) m6	0,38	0,23	0,20
P frigo (kW)	43,51	58,09	46,78
Wcomp1 (kW)	5,18	3,16	5,85
Wcomp 2 (kW)	18,47	9,08	22,84
cylindrée c1	2020,99	1499,25	12202,84
cylindree c2	1515,45	956,18	1427,3

b-simulation avec variation de données.

La simulation comprend la variation de données comme la température d'évaporation [-20,10]C° et la variation de la pression intermédiaire [5,6,5](bar) pour comparer l'évolution des performances de la machine.

1-effet de la température d'évaporation sur le cop_c .

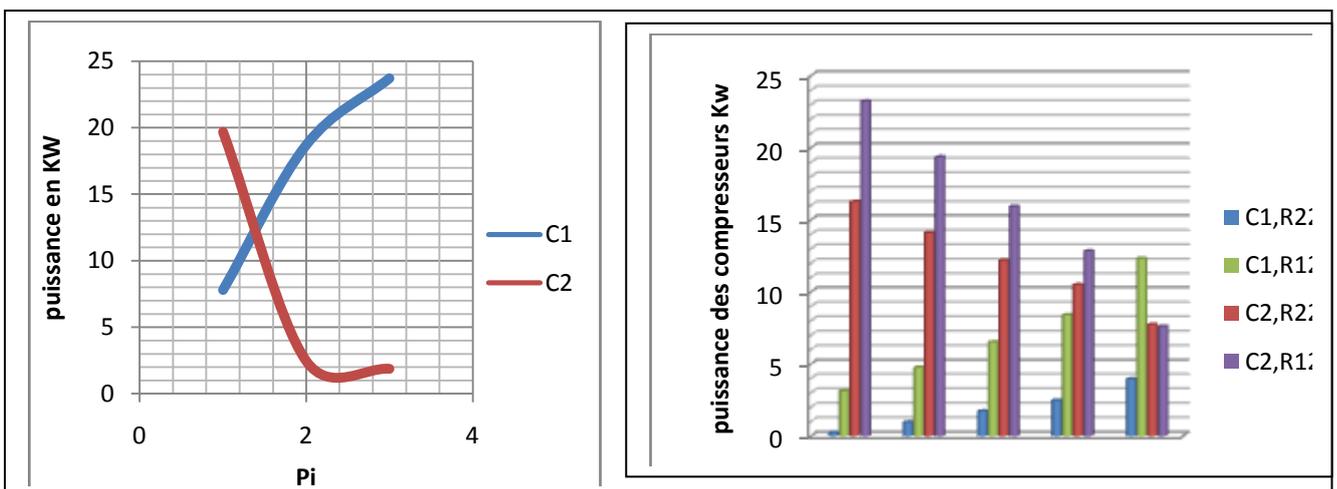


Figure(4 .26) effet de la température d'évaporation sur le cop_c .

On remarque l'augmentation du cop_c avec l'augmentation de la température d'évaporation Car si T_{ev} augmente $WC1$ diminue et donc cop augmente.

2-effet de la pression intermédiaire sur le compresseur C1 et C2

Nb .simulation du fluide R123 avec des pressions intermédiaires différentes à cause de sa basse pression de fonctionnement. R123



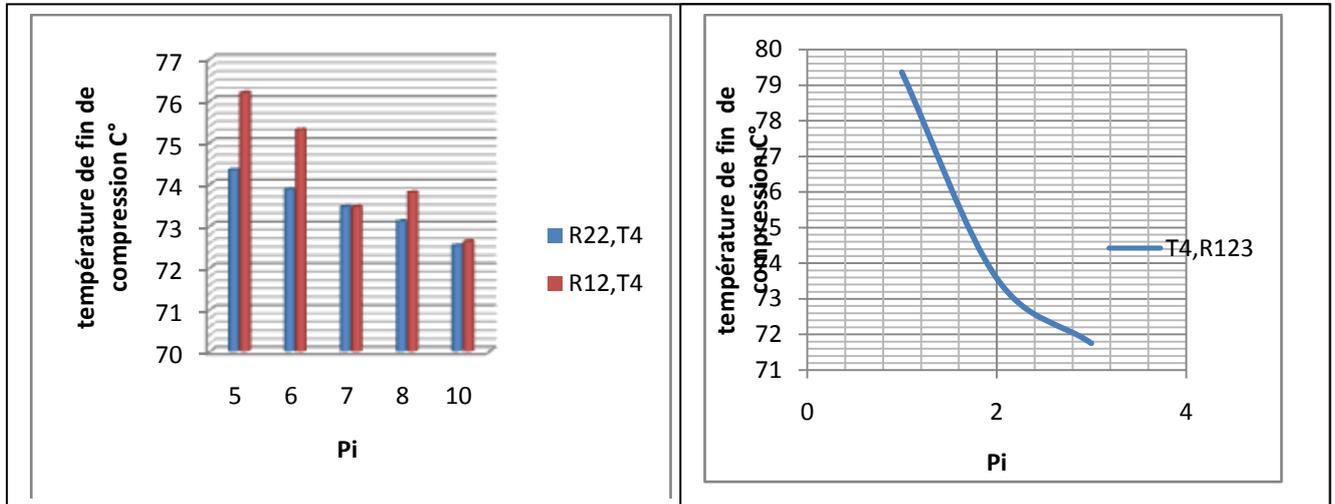
(Figure 4,27) effet de la pression intermédiaire sur le compresseur C1 et C2

On remarque que le travail du compresseur C2 diminue quand P_i augmente ce qui s'explique par (la transition de B_p à H_p ce fait par deux étapes (B_p, P_i) et (P_i, H_p) donc quand P_i augmente W_1 augmente et W_2 décroît.

3-effet de la pression intermédiaire sur la température de fin de compression.

Nb .simulation du fluide R123 avec des pression intermédiaire different a cause de sa basse pression de fonctionnement.

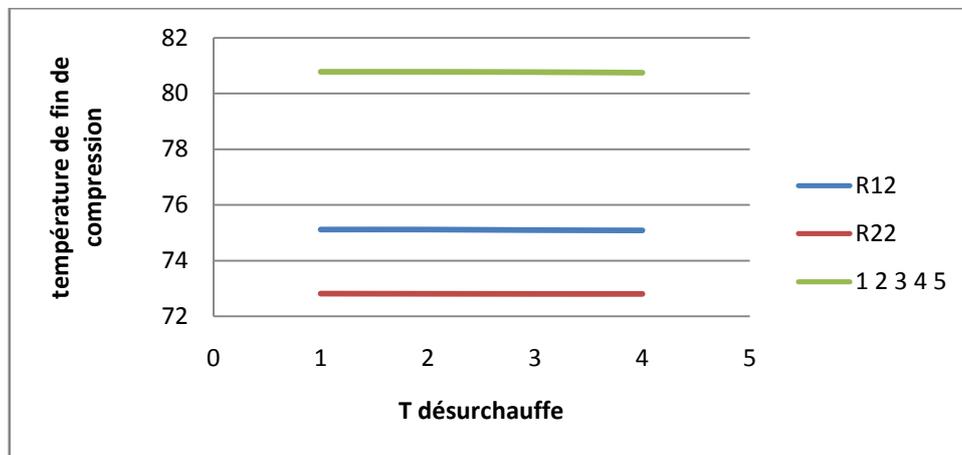
R123



Figure(4 .28) effet de la pression intermédiaire sur la température de fin de compression

On remarque que quand pi augmente la température de fin de compression diminue.

4- effet de la température de désurchauffe sur la température de fin de compression



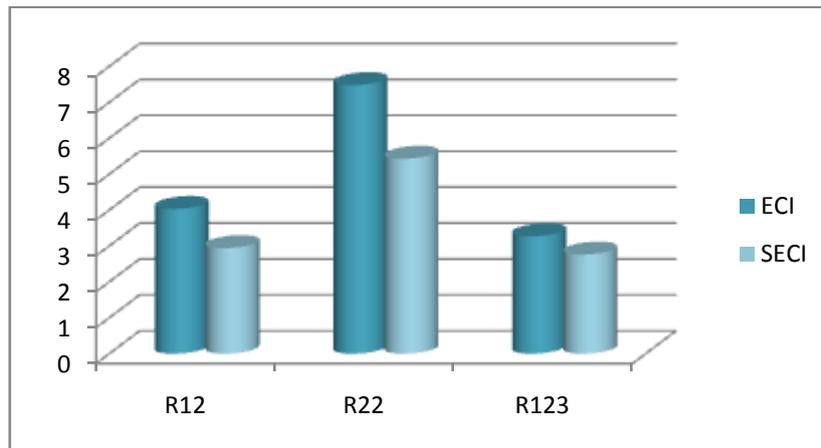
Figure(4.29) effet de la température de désurchauffe sur la température de fin de compression

On remarque que la température de désurchauffe n’influence pas beaucoup la température de fin de compression.

3.2.4-comparaison entre les deux installations.

Pour des condition de simulation similaire on va comparer les rendements de chaque configuration

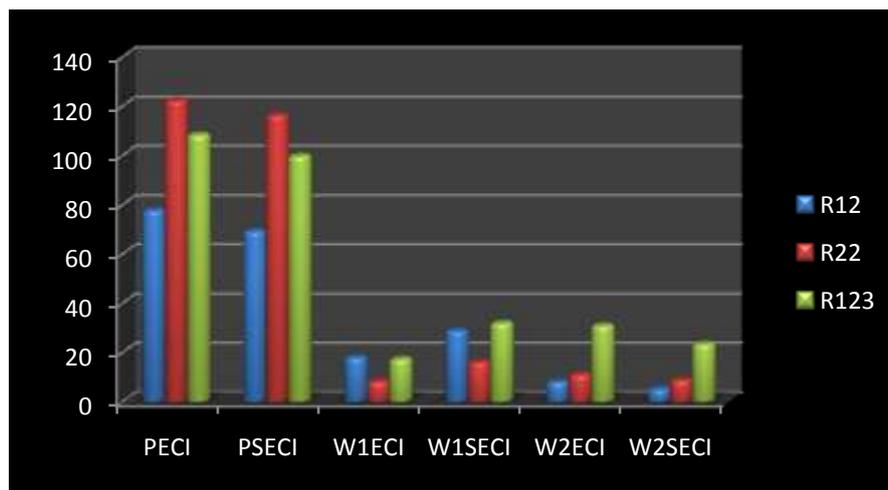
1-comparaison des coefficient de performance des deux installation



Figure(4.30) comparaison des coeficcient de performance des deux installation

On remarque que le coefficient de performance est plus élevé avec le système à injection.

2-comparaison entre la puissance frigo et le travail du compresseur des deux installations



Figure(4.31) comparaison entre la puissance frigo et le travail du compresseur des deux installations

On remarque que avec les systemes à injection(ECI)la puissance augmente et le travail des compresseur chute.

4-conclusion

Dans ce chapitre on a déterminé deux systèmes mono et bi-étages avec deux configurations possibles (avec et sans échange intermédiaire) on a réalisé leur modélisation on a fait des simulations et des comparaisons entre les systèmes et les configurations, et en conclusion :

- Suivant le mode d'utilisation Le système par exemple dans les installations à haute efficacité on utilise les systèmes bi-étages car ils sont plus puissants plus performants et avec un meilleur rendement.
- Pour l'échange interne on remarque son utilité dans les deux configurations mono et bi-étages ils augmentent la puissance frigorifique et calorifique de la machine et ils réduisent le travail des compresseurs de l'installation.

En conclusion le développement des systèmes frigorifiques et des pompes à chaleur repose sur le développement des bancs d'essai et des logiciels de calcul et des interfaces graphiques.

Chapitre 5

Supervision des performances de la pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

1-Introduction

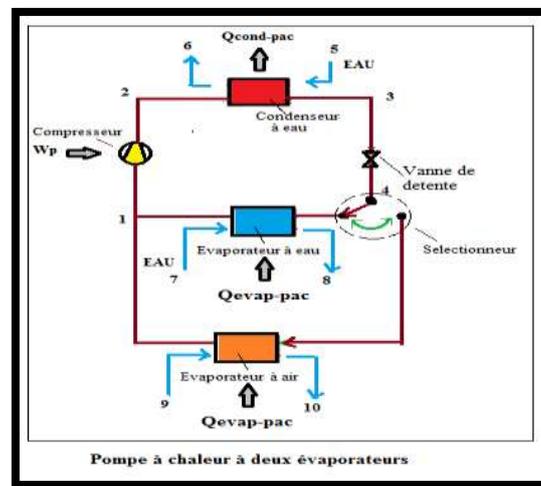
Dans le cadre de développement d'une stratégie de commande prédictive d'un cycle à compression de vapeur dans notre cas une pac à deux évaporateur, un des besoins fondamentaux est d'avoir un moyen fiable et rapide pour le calcul des propriétés thermodynamiques des frigorigènes. Ces propriétés sont en général exprimées sous forme d'équations algébriques développées à partir d'une équation d'état. Ces équations d'état utilisent fréquemment plusieurs dizaines de paramètres .

Dans notre chapitre on va crée un modele de calcule sous excel basé sur l'acquisition et le transfert de données des capteurs de température vers le programme excel via la carte arduino pour calcule les performances de la pac en temps réel avec une vitesse de traitement tres rapide.

2-principe de fonctionnement de la pompe à chaleur à deux évaporateurs

la pompe à chaleur à deux évaporateurs est une pompe à chaleur comme les autres mais elle dispose d'un élément(selectionneur) qui lui permet de selectionne l'évaporateur à utiliser (à Air ou bien à Eau).

on a donc une seule difference entre la pac normale et la pac a deux évaporateurs.



Figure(5.1) pompe à chaleur a deux évaporateurs

2.1-fonctionnement (Air/Eau)

A la différence de la pompe à chaleur air-air qui puise l'énergie dans l'air extérieur et la restitue sous forme d'air chaud, la pompe à chaleur air-eau, puise les calories dans l'air extérieur mais utilise l'eau pour transporter la chaleur. La plupart des modèles cessent de fonctionner dès que la température descend sous les -5°C , rendant indispensable un chauffage d'appoint dans certaines régions. Néanmoins, certains modèles, plus performants peuvent être opérationnels jusqu'à -25°C . Les performances de votre pompe à chaleur dépendent donc du climat de votre région. Cette solution n'est pas la plus adaptée lorsque votre région est soumise à des hivers rigoureux et des températures négatives. En effet, plus vous sollicitez l'électricité pour réchauffer l'eau de chauffage de votre installation, moins le rendement de votre pompe à chaleur air-eau est important et plus vous consommez d'énergie.

La pompe à chaleur air-eau est un système aérothermique qui utilise les calories de l'air extérieur pour les restituer dans l'eau de chauffage. Cette transformation est rendue possible en utilisant le fluide frigorigène, un gaz. En passant successivement de l'état liquide à l'état gazeux, le fluide frigorigène va transmettre l'énergie contenue dans l'air extérieur à l'eau du système de chauffage central. Cette transformation se compose de quatre phases : [32]

- 1-Le fluide frigorigène, à l'état liquide, récupère les calories de l'air extérieur. La température du fluide augmente grâce à l'énergie captée. Le fluide se transforme alors en gaz, il s'évapore ;
- 2-Le compresseur, alimenté par un moteur électrique, aspire et comprime ensuite le fluide frigorigène. A la fin de cette phase, le fluide gazeux est chaud et sous haute pression ;
- 3-La condensation du fluide frigorigène, alors à l'état de vapeur haute pression permet de transmettre la chaleur à l'eau de chauffage. Le gaz repasse à l'état liquide ;
- 4-Le détendeur fait chuter la pression du fluide frigorigène et prépare le fluide liquide avant la phase d'évaporation.

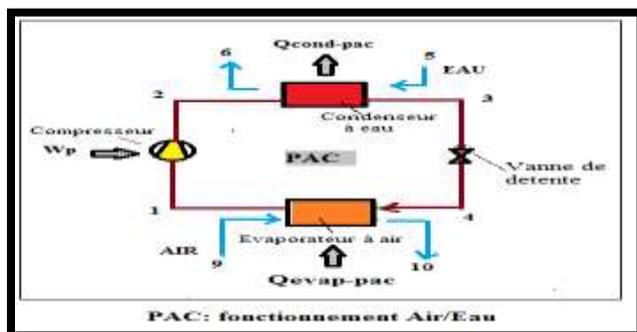
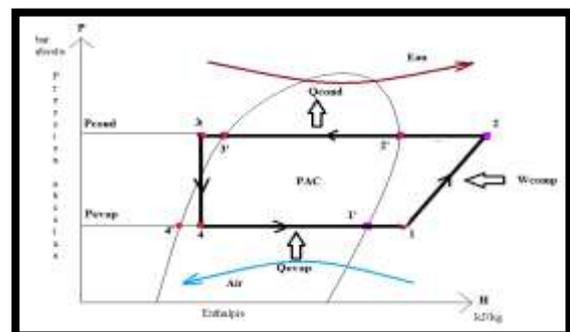


Figure (5.2) pac (air/eau)



figure(5.3)diagramme pac(eau/eau)

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

2.2-fonctionnement (Eau/Eau)

Le fonctionnement de la pompe à chaleur eau eau s'appuie sur le principe de la géothermie. Cette technique permet de récupérer l'énergie présente dans l'eau (d'un échangeur de chaleur évaporateur,) et de la transformer en chaleur, en mode chaud et le contraire en mode froid. [21]

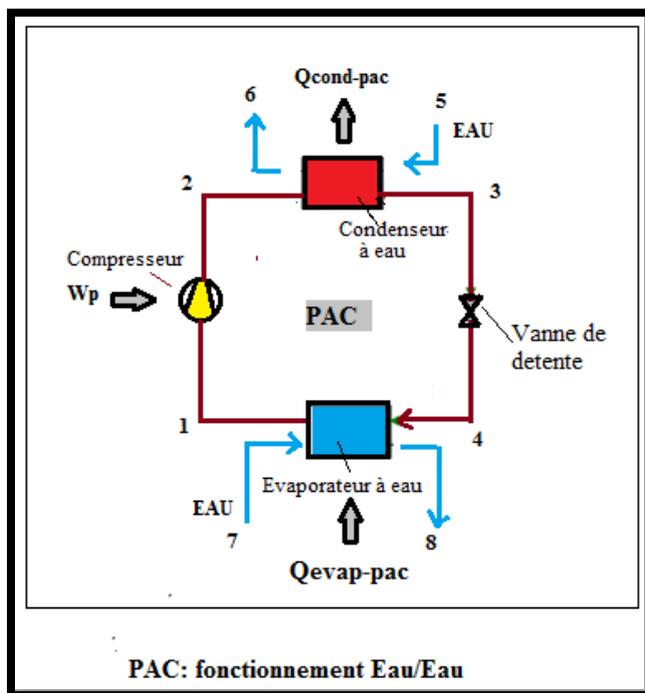
Cycle :

1-Le fluide frigorigène, à l'état liquide, récupère les calories de l'évaporateur à Air. La température du fluide augmente grâce à l'énergie captée. Le fluide se transforme alors en gaz, il s'évapore ;

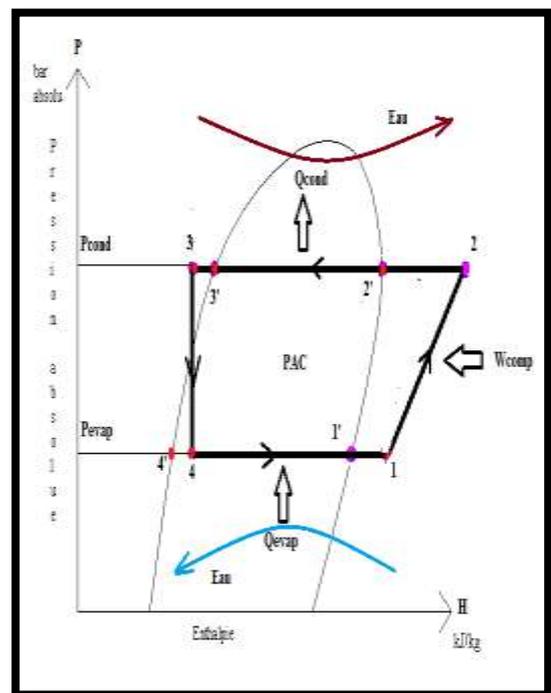
2-Le compresseur, alimenté par un moteur électrique, aspire et comprime ensuite le fluide frigorigène. A la fin de cette phase, le fluide gazeux est chaud et sous haute pression :surchauffe

3-La condensation du fluide frigorigène, alors à l'état de vapeur haute pression permet de transmettre la chaleur à l'eau de chauffage. Le gaz repasse à l'état liquide ;

4-Le détendeur fait chuter la pression du fluide frigorigène et prépare le fluide liquide avant la phase d'évaporation.



Figure(5.4)pac (Eau/Eau)



figure(5.5) diagramme pac(eau/eau)

3-Modélisation

a-Equation de la modélisation

Tableau(5.1)modélisation de la pac à deux évaporateurs

	PAC eau/eau	PAC air/eau
Compresseur	$W_{comp} = \dot{m}_{PAC} (h_2 - h_1)$ $\eta_{comp} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$ $\tau_{comp} = P_2 / P_1$ $\eta_{volum} = 1 - 0,05 \tau_{comp}$	$W_{comp} = \dot{m}_{PAC} (h_2 - h_1)$ $\eta_{comp} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$ $\tau_{comp} = P_2 / P_1$ $\eta_{volum} = 1 - 0,05 \tau_{comp}$
Condenseur	$Q_{cond} = \dot{m}_{PAC} (h_2 - h_3)$ $Q_{cond} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} (T_6 - T_5)$	$Q_{cond} = \dot{m}_{PAC} (h_2 - h_3)$ $Q_{cond} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} (T_6 - T_5)$
Détendeur	$h_3 = h_4$	$h_3 = h_4$
Evaporateur	$Q_{evap} = \dot{m}_{PAC} (h_1 - h_4)$ $Q_{evap} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} (T_7 - T_8)$	$Q_{evap} = \dot{m}_{PAC} (h_1 - h_4)$ $Q_{evap} = \dot{m}_{air} \cdot C_{p_{air}} (T_9 - T_{10})$
COPc	$COPc = Q_{cond} / W_{comp}$	$COPc = Q_{cond} / W_{comp}$
COPf	$COPf = Q_{evap} / W_{comp}$	$COPc = Q_{evap} / W_{comp}$

b- Détermination des enthalpies

-Si le point se trouve sur la courbe de saturation on utilise directement les corrélations déterminées au chapitre modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes à l'état de saturation.

-Si le point ne se trouve pas sur la courbe de saturation, en plus des corrélations déterminées au chapitre modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes à l'état de saturation, on utilise les équations suivantes :

$$h_{vsurch} = h_{vsat} + C_{p_{vsat}} \cdot (T_{vsurch} - T_{sat})$$

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

$$h_{\text{Isousref}} = h_{\text{Isat}} + C_{p\text{Isat}} \cdot (T_{\text{sat}} - T_{\text{Isousref}})$$

$$S_{\text{vsurch}} = S_{\text{vsat}} + C_{p\text{vsat}} \cdot \ln(T_{\text{vsurch}}/T_{\text{sat}}) \text{ avec } T \text{ en K}$$

$$S_2 = S_1 + C_{p1} \cdot \ln(T_2/T_1) \text{ avec } T \text{ en K et les points 1 et 2 sur la même isobare}$$

$$h = h_f + x \cdot h_{fg} \quad (x = \text{le titre})$$

$$S = S_f + x \cdot S_{fg}$$

c-Surchauffe et sous-refroidissemet

$$\Delta T_{\text{surch}} = T_{\text{surch}} - T_{\text{sat à BP}} \quad (\text{avec } T_{\text{sat à BP}} = T_{\text{évapo}})$$

$$\Delta T_{\text{sousref}} = T_{\text{sat à HP}} - T_{\text{sousref}} \quad (\text{avec } T_{\text{sat à HP}} = T_{\text{cond}})$$

4-Simulation

Simulation avec des valeur d'entrée réel pour une comparaison entre les deux types d'installations (air/eau) et (eau/eau).

Tableau (5.2)simulation des deux installation

Données	
Puissance calorif=Qcond (kW)	100
Rend.isentrop Comp	0,8
Cp air (kj/kg.k)	1,25
T7 T entrée Eau	19
Cp eau (kj/kg.c)	4,13
T9 Tentrée air	25
Tsur	5
Tevap (°C)	-10
Tcond (°C)	40
m eau kg/s	0,5
m air kg/s	0,6
Vitesse rot. Comp (tr/min)	1800

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

Résultats	Air/Eau	Eau/Eau
Pevap (bar)	2,18	2,18
Pcond (bar)	9,62	9,62
Taux de comp=Pcond/Pevap	4,42	4,42
Rend.vol Comp=1-0,05*(Taux de comp)	0,78	0,78
T3'=T2'=Tcond (°C)	40,00	40,00
T1 (°C)	-5,00	-5,00
T4=Tev	-10,00	-10,00
H(1') (kJ/kg)	348,41	348,41
Cp(1') (kJ/kg.°C)	0,41	0,41
S(1') (kJ/kg.K)	1,56	1,56
H(1) (kJ/kg)	350,47	350,47
S(1)=S(2s) (kJ/kg.K)	1,57	1,57
vol.spec(1)=v(1) (m3/kg)	0,06	0,06
H(2') (kJ/kg)	370,46	370,46
Cp(2') (kJ/kg.°C)	0,73	0,73
S(2') (kJ/kg.K)	1,56	1,56
H(3') (kJ/kg)	243,08	243,08
Cp(3') (liq) (kJ/kg.°C)	1,03	1,03
H(3)=H(4) (kJ/kg)	241,01	241,01
H(4') (kJ/kg)	190,78	190,78
Titre X(4)	0,32	0,32
T(2s) (K)	318,38	318,38
T(2s) (°C)	45,23	45,23
H(2s) (kJ/kg)	378,59	378,59
H(2) (kJ/kg)	385,62	385,62
T(2) (°C)	60,87	60,87
T(3) (°C)	38,00	38,00
Δtsous-refroidissement (°C)	2,00	2,00
Pcalor=Qcond en (kJ/kg)	142,54	142,54
T8		18,58
T10	17,69	
Qcond=Qcond(Air/Eau)=Qcond(Eau/Eau)	142,54	142,54
Pfrigo=Qevap en (kJ/kg)	107,39	107,39
Wcomp (KJ/kg)	35,15	35,15
COPc	4,06	4,06
COPf	3,06	3,06
mfluide=Débit fluide frigo (kg/s)	0,70	0,70

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

P frigo (kW)	75,34	75,34
Wcomp (kW)	24,66	24,66
rendement évaporateur a eau %		16,52
rendement évaporateur à air %	42,72	

5-instrumentations et acquisition de données

5.1 acquisition de données

L'acquisition de données (DAQ) est le processus de mesure d'un phénomène électrique ou physique tel que la tension, le courant, la température, la pression ou le son avec un ordinateur. Un système DAQ comprend des capteurs, du matériel de mesure DAQ et un ordinateur avec un logiciel programmable. Comparés aux systèmes de mesure traditionnels, les systèmes DAQ basés sur PC exploitent la puissance de traitement, la productivité, l'affichage et les capacités de connectivité des ordinateurs standard de l'industrie, offrant une solution de mesure plus puissante, flexible et rentable^[12]

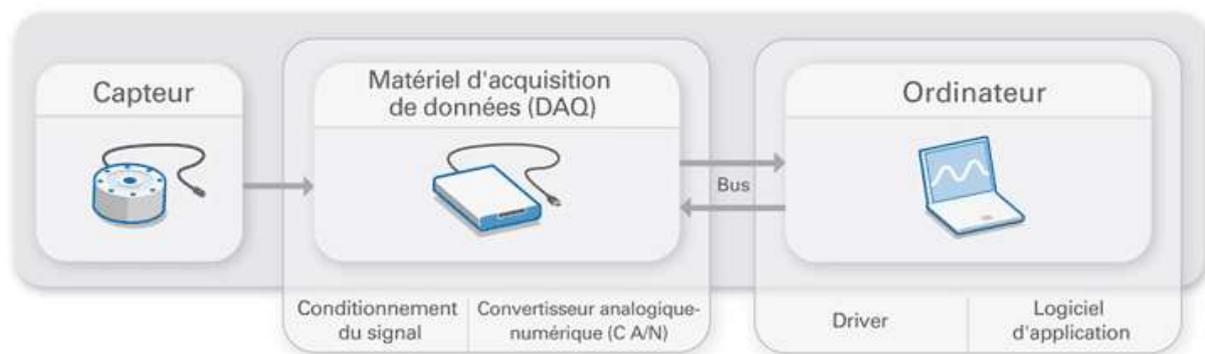


figure (5.6) schéma d'un système d'acquisition de données

5.2 intrumentations(carte arduino)

Les cartes d'acquisition de données informatiques se branchent directement dans le bus de l'ordinateur. Les avantages de l'utilisation de cartes sont la vitesse (car elles sont connectées directement au bus) et le coût (la surcharge d'emballage et de puissance est fournie par l'ordinateur). Les cartes proposées sont principalement destinées aux PC de marque IBM et aux ordinateurs compatibles. Les fonctionnalités des cartes peuvent varier en fonction du nombre et du type d'entrées (tension, thermocouple, marche/arrêt), de sorties, de la vitesse et d'autres fonctions fournies. Chaque carte installée dans l'ordinateur est dédiée à un emplacement de carte d'entrée/sortie unique. La carte d'entrée/sortie installée dans l'ordinateur fournit les emplacements d'adresse que le processeur utilise pour accéder au dispositif spécifique tel que requis par son programme.^[28]

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

a-présentation de la carte

La carte Arduino Mega 2560 a été conçue comme la remplaçante de la carte Arduino Mega. Elle est dotée d'un microcontrôleur ATmega2560 disposant d'une mémoire flash de 256 KB, dont 8 KB dévolus au Bootloader

(Bootloader ? => il permet de télécharger vos programmes entre l'IDE Arduino (interface de développement) et votre Arduino; également la possibilité de pouvoir exécuter votre programme lors du démarrage de l'Arduino.).

A savoir : L'ensemble de la gamme Arduino et programmables via un langage proche du « C » (disponible en libre téléchargement), les modules Arduino peuvent fonctionner de façon autonome ou en communiquant avec un logiciel fonctionnant sur un ordinateur.

La carte Arduino Mega 2560 dans sa 3e version, qui inclut de nouvelles fonctionnalités et améliorations matérielles :

- Le convertisseur USB-Série ATmega8U2 a été remplacé par l'ATmega16U2.
- Le circuit Reset a été renforcé.
- Vous trouverez à côté du pin AREF des pins SDA et SCL pour assurer la communication I2C.
- 2 nouveaux pins sont situés à côté du bouton reset : un pin IOREF pour l'adaptation de vos shields à la tension fournie par la carte, et un pin non connecté à réserver pour de nouvelles utilisations.^[31]

B-Spécifications techniques de la carte Arduino Mega 2560

Microcontrôleur : ATmega2560

le microprocesseur ATmega2560 est le cerveau de la carte **Arduino Mega**. Grâce à ce microprocesseur (et à l'oscillateur à cristaux qui lui est associé), la carte Arduino Mega est cadencée à 16 MHz et possède une mémoire flash de 256 Ko, une mémoire vive de 8 Ko et une mémoire EEPROM de 4 Ko.

- **Tension de fonctionnement : 5 V C'**est l'alimentation régulée utilisée pour alimenter le microcontrôleur et les autres composants de la carte. Cela peut provenir de VIN via un régulateur embarqué, ou être fourni par l'USB ou toute autre alimentation 5V régulée
- **GND :** Masse de la carte ou 0v de référence
- **Gamme de tension d'entrée (recommandée) : 7-12 V** En cas d'utilisation de plus de 12V, le régulateur de tension peut surchauffer et endommager la carte.
- **Gamme de tensions d'entrée (limite) : 6-20 V**
- **Pins digitaux I/O :**

54 entrées / sorties numériques , repérées de 0 à 53; chacune d'entre elles pouvant fonctionner en entrée ou en sortie sous le contrôle du programme et ce sens pouvant même changer de manière dynamique pendant le fonctionnement du programme .Ces

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

entrées / sorties admettent et délivrent des signaux logiques compatible TTL (tension comprise entre 0 et 5V).Elles peuvent fournir ou délivrer un courant maximum de 40 mA ,mais attention l'ensemble des sorties ne saurait en aucun cas dépasser 200 mA .^[31]

- **Pins digitaux I/O PWM :**

14 sorties PWM (La modulation de la largeur d'impulsion (MLI ou PWM), est une technique pour obtenir des effets d'allure analogique avec des broches numériques. Le contrôle numérique est utilisé pour créer une onde carrée, un signal basculant entre un niveau HAUT et BAS, 0V et 5V) . avec les lignes de 0 à 13.

- **Pins d'entrée analogique :**

La carte dispose pour cela de 16 entrées , repérées de A0 à A15 , qui peuvent admettre toute tension analogique comprise entre 0 et 5 V. Mais attention la tension ne doit jamais dépasser 5 Volts sous peine de détruire le microcontrôleur. Pour mesurer des tensions supérieures a 5 Volts il faut équiper l'entrée d'un pont diviseur . Pour mesurer des tensions analogiques les cartes Arduino contiennent un convertisseur analogique-numérique (A/N). Ce convertisseur a une résolution de 10 bits, renvoyant des résultats de mesure sous forme d'entiers de 0 à 1023. ^[31]

- **Courant direct pour les pins :** Une alimentation de 3,3 volts générée par la puce FTDI embarquée. La consommation de courant maximale est de 50 mA
- **Mémoire flash : 256 KB**
- **Mémoire Flash du Bootloader : 8 KB**
- **SRAM : 8 KB**
- **EEPROM : 4 KB**
- **Fréquence d'horloge de l'oscillateur à quartz : 16 MHz**
- **Dimensions : 101,52 x 53,3 mm**
- **Poids : 37 g**

c-schéma de la carte

- **A :** ce sont les broches dites numériques 1 ou 0 (**HIGH ou LOW en anglais**) et (**tout ou rien en français**) ; elles offrent en sortie du 5 V et acceptent en entrée du 5 V sur le même principe.

1. fonctions **digitalWrite()** et **digitalRead()**
et pour les ports **PWM analogWrite()**.

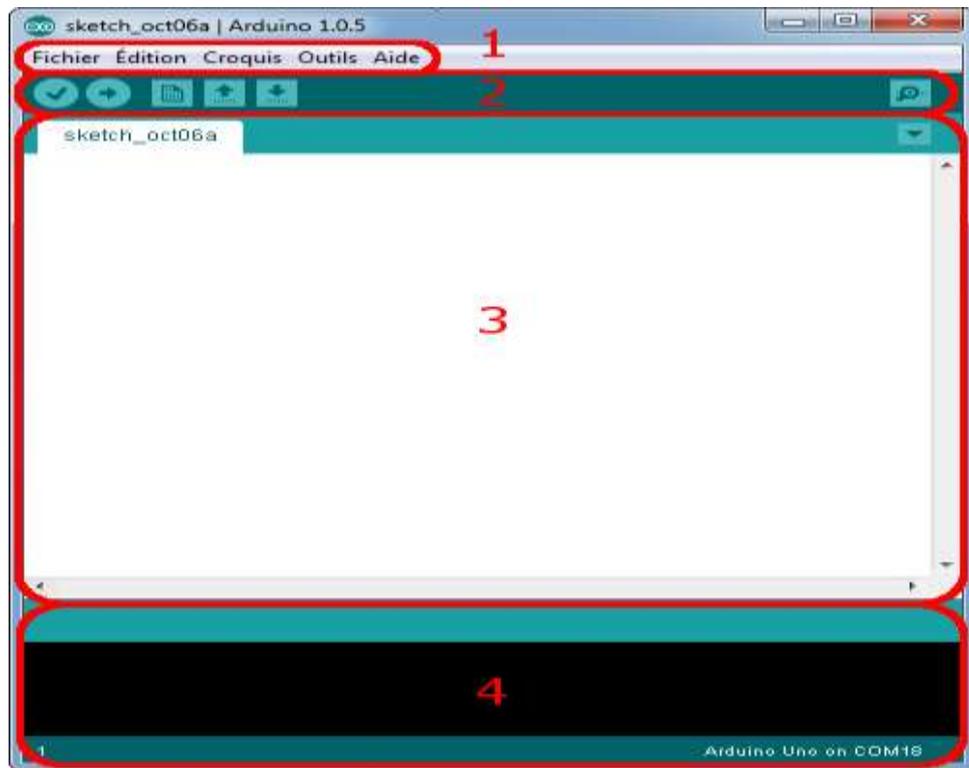
- **B :** ce sont les broches dites analogiques, valeur entre 0 V et 5 V

1. fonction **analogRead()**

- **C :** les différentes broches d'alimentation :

1. sortie 5 V (+)
2. sortie 3,3 V (+)

6.1-face du logiciel



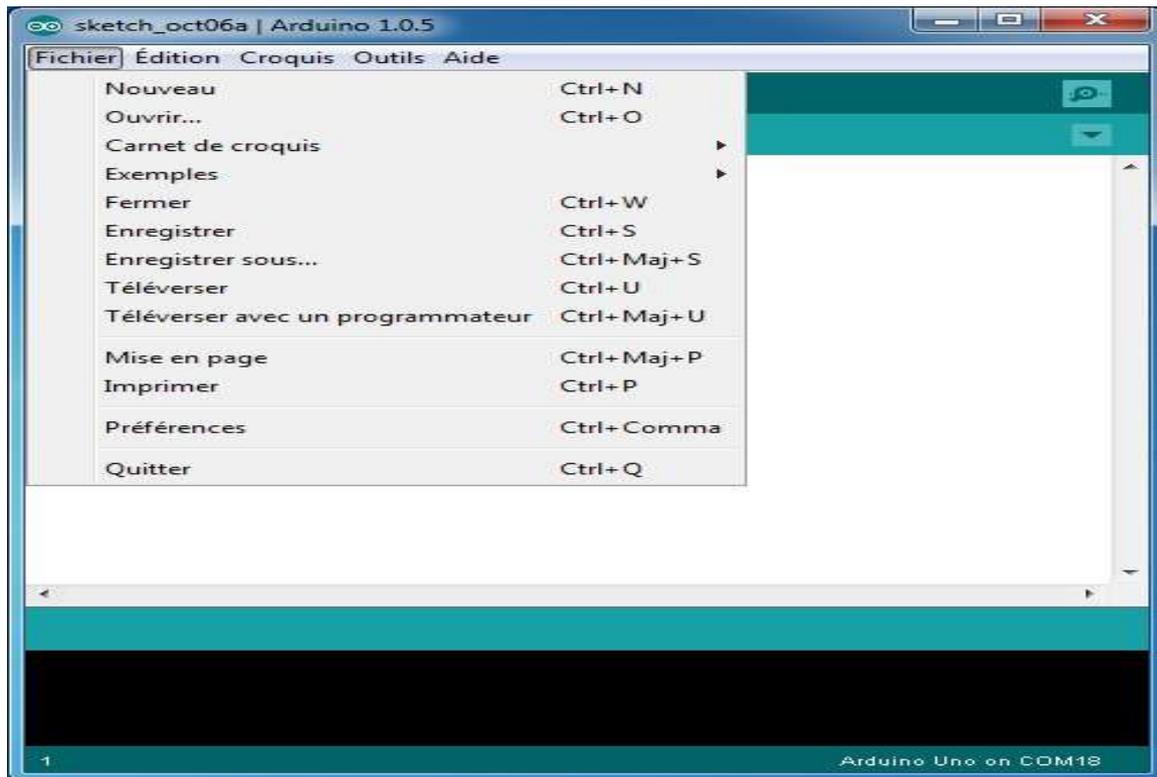
Correspondance

- Le cadre numéro 1 : ce sont les options de configuration du logiciel
- Le cadre numéro 2 : il contient les boutons qui vont nous servir lorsque l'on va programmer nos cartes
- Le cadre numéro 3 : ce bloc va contenir le programme que nous allons créer
- Le cadre numéro 4 : celui-ci est important, car il va nous aider à corriger les fautes dans notre programme. C'est le **débogueur**.

6.2-Le menu File

C'est principalement ce menu que l'on va utiliser le plus. Il dispose d'un certain nombre de choses qui vont nous être très utiles. Il a été traduit en français progressivement, nous allons donc voir les quelques options qui sortent de l'ordinaire : ^{[27],[28]}

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

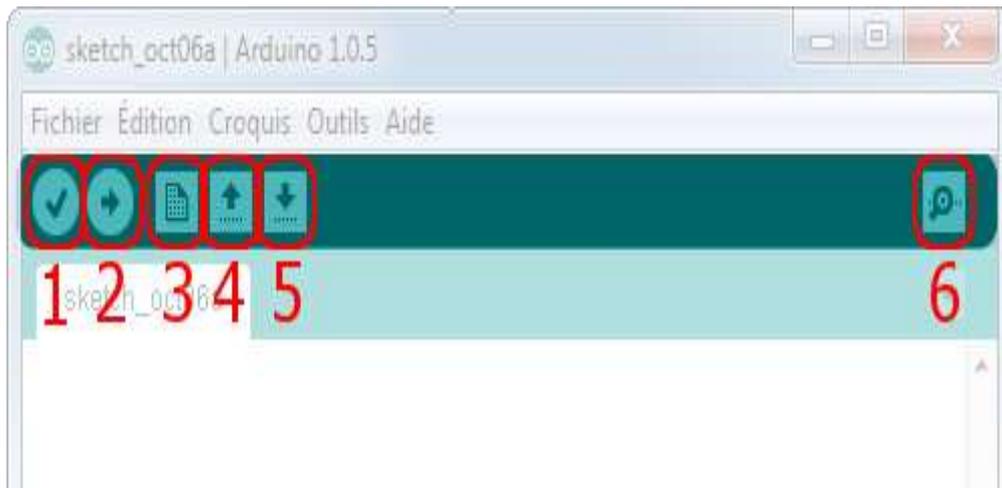


Exemples (exemples) : Ceci est important, toute une liste se déroule pour afficher les noms d'exemples de programmes existants ; avec ça, vous pourrez vous aider/inspirer pour créer vos propres programmes ou tester de nouveaux composants.

- *Téléverser* : Permet d'envoyer le programme sur la carte Arduino. Nous y reviendrons
- *Téléverser avec un programmeur* : Idem que ci-dessus, mais avec l'utilisation d'un programmeur (vous n'en n'aurez que très rarement besoin).
- *Préférences* : Vous pourrez régler ici quelques paramètres du logiciel. Le reste des menus n'est pas intéressant pour l'instant, on y reviendra plus tard, avant de commencer à programmer.

6.3-Les boutons

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino



- Bouton 1 : Ce bouton permet de vérifier le programme, il actionne un module qui cherche les erreurs dans votre programme
- Bouton 2 : Charge (téléverse) le programme dans la carte Arduino.
- Bouton 3 : Crée un nouveau fichier.
- Bouton 4 : Ouvre un fichier.
- Bouton 5 : Enregistre le fichier.
- Bouton 6 : Ouvre le moniteur série (on verra plus tard ce que c'est)

6.4- le capteur ds18B20

Le capteur DS18B20 du fabricant Maxim (anciennement Dallas Semiconducteur) est un capteur de température numérique intégrant tout le nécessaire requis pour faire la mesure : capteur analogique, convertisseur analogique / numérique, électronique de communication et alimentation.

Il communique via un bus 1-Wire et possède une résolution numérique de 12 bits avec une plage de mesure de **(-55°C à +125°C)**. La précision analogique du capteur est de 0,5°C entre -10°C et +85°C, ce qui rend ce capteur très intéressant pour une utilisation "normale".^[30]

Le capteur DS18B20 existe dans le commerce en deux versions : en boîtier TO-92 (format transistor) pour des utilisations standards en intérieur, ou en format "sonde étanche" pour des applications en milieu humide / extérieur.

N.B. Les deux formats sont strictement identiques d'un point de vue technique.

Le capteur DS18B20 est un capteur 1-Wire, cela signifie qu'il communique avec une carte mère au moyen d'un bus 1-Wire. Plusieurs capteurs peuvent être reliés sur un même bus 1-Wire. De plus, chaque capteur dispose d'une adresse unique gravée lors de la fabrication, il n'y a donc pas de risque de conflit.

Un bus 1-Wire est composé classiquement des trois fils : un fil de masse, un fil d'alimentation (5volts) et un fil de données data(digital pin).Un seul composant externe est nécessaire pour

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

faire fonctionner un bus 1-Wire : une simple résistance de 4.7K ohms en résistance de tirage à l'alimentation sur la broche de données. [19]

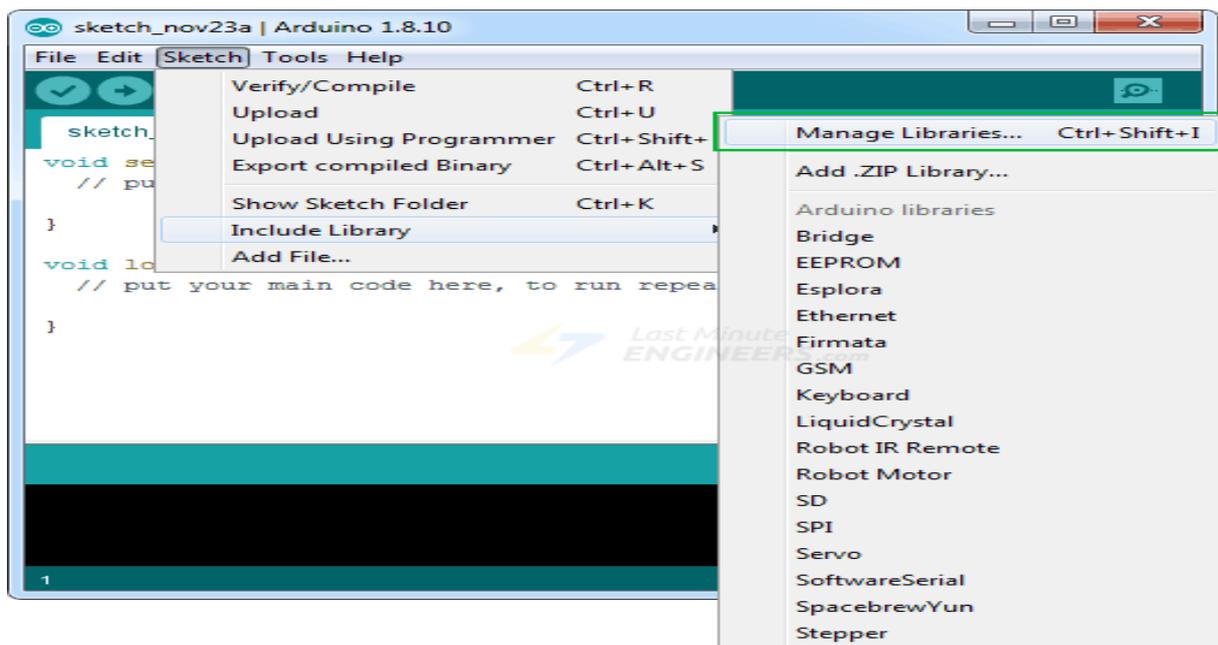


Figure(5.8)capteur DS18b20

6.5- installation du capteur

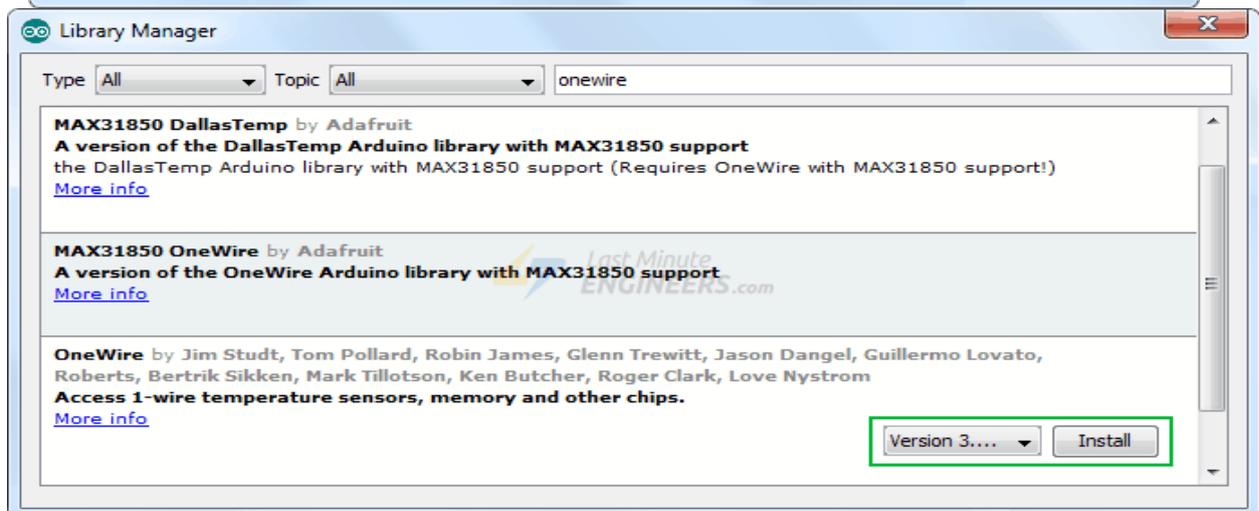
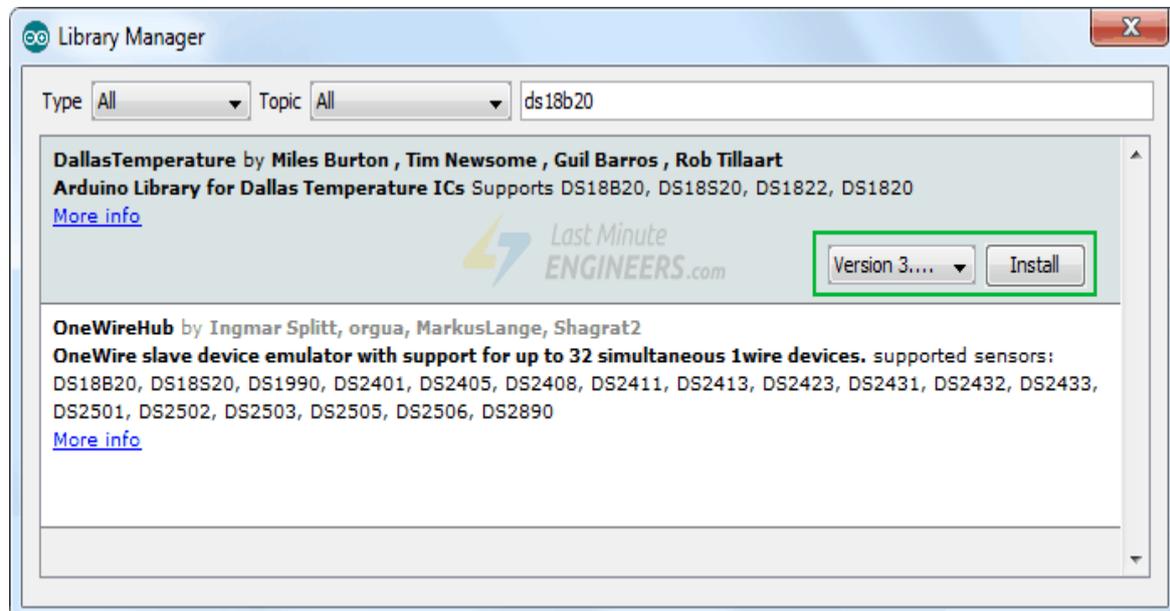
Le protocole Dallas 1-Wire est quelque peu complexe et nécessite un tas de code pour analyser la communication. Pour masquer cette complexité inutile, nous installerons la bibliothèque DallasTemperature.h afin que nous puissions émettre des commandes simples pour obtenir des relevés de température du capteur.

Pour installer la bibliothèque, accédez à Sketch> Inclure la bibliothèque> Gérer les bibliothèques... Attendez que Library Manager télécharge l'index des bibliothèques et met à jour la liste des bibliothèques installées. [29]



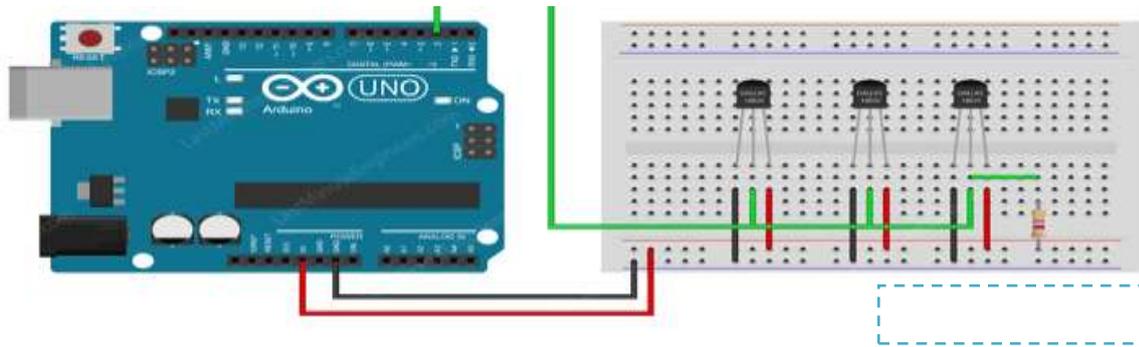
Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

Filtrez votre recherche en tapant «ds18b20». Il devrait y avoir quelques entrées. Recherchez DallasTemperature par Miles Burton. Cliquez sur cette entrée, puis sélectionnez Installer



Cette bibliothèque de températures de Dallas est une bibliothèque spécifique au matériel qui gère les fonctions de niveau inférieur. Il doit être associé à One Wire Library pour communiquer avec n'importe quel appareil monofil et pas seulement DS18B20. Installez également cette bibliothèque. ^[30]

6.7 branchement électrique



Figure(5.9)branchement arduino

6.8-code informatique^[30]

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

```
#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>

// Data wire is plugged into digital pin 2 on the Arduino
#define ONE_WIRE_BUS 2

// Setup a oneWire instance to communicate with any OneWire device
OneWire oneWire(ONE_WIRE_BUS);

// Pass oneWire reference to DallasTemperature library
DallasTemperature sensors(&oneWire);

int deviceCount = 0;
float tempC;

void setup(void)
{
  sensors.begin();           // Start up the library
  Serial.begin(9600);
  // locate devices on the bus
  Serial.print("Locating devices...");
  Serial.print("Found ");
  deviceCount = sensors.getDeviceCount();
  Serial.print(deviceCount, DEC);
  Serial.println(" devices.");
  Serial.println("");
}

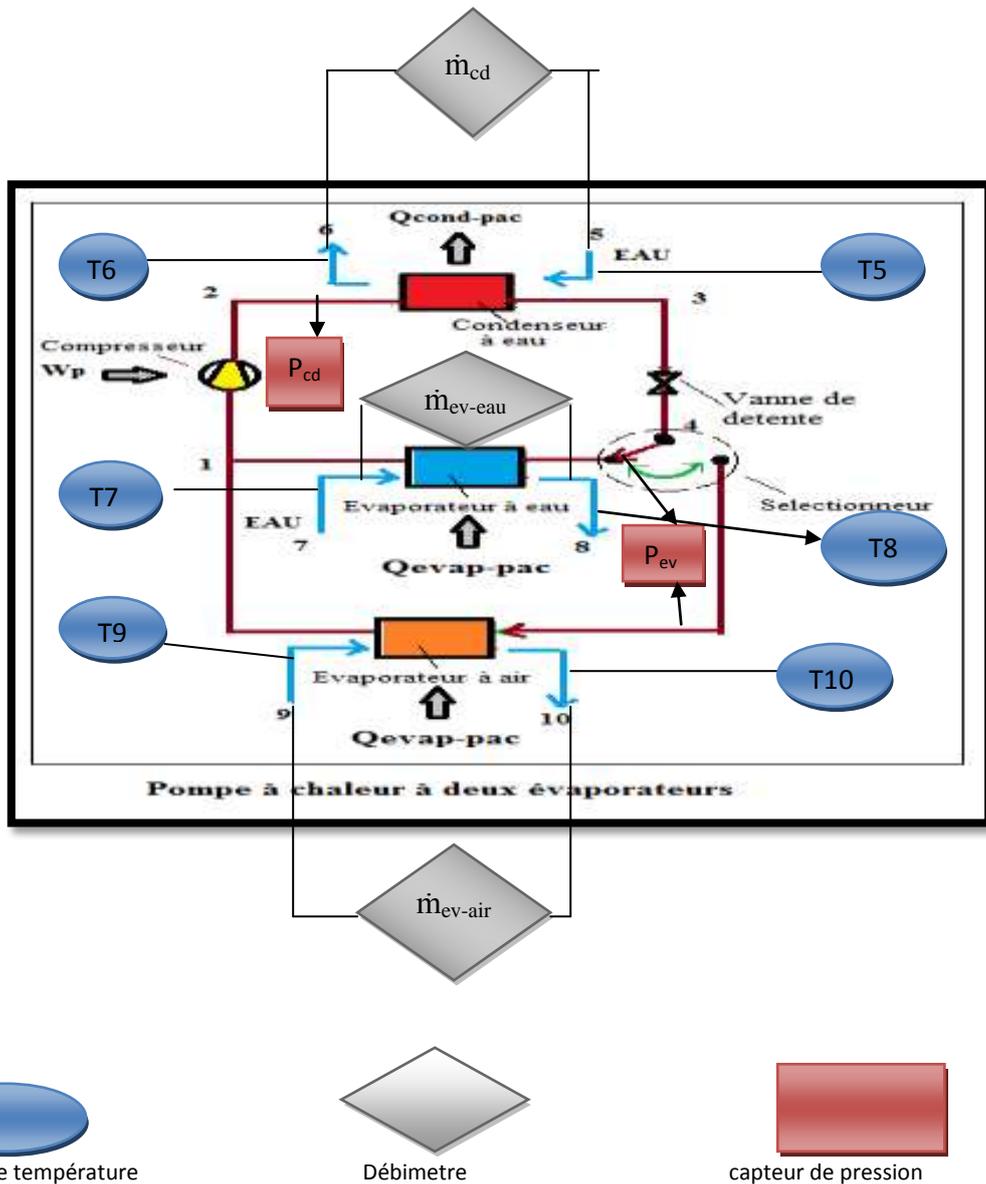
void loop(void)
{
  // Send command to all the sensors for temperature conversion
  sensors.requestTemperatures();

  // Display temperature from each sensor
  for (int i = 0; i < deviceCount; i++)
  {
    Serial.print("Sensor ");
    Serial.print(i+1);
    Serial.print(" : ");
    tempC = sensors.getTempCByIndex(i);
    Serial.print(tempC);
    Serial.print((char)176); //shows degrees character
    Serial.print("C | ");
    Serial.print(DallasTemperature::toFahrenheit(tempC));
    Serial.print((char)176); //shows degrees character
    Serial.println("F");
  }
}
```

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

6.9 Matériels nécessaire pour la simulation

Comme le démontre la fig.(5.10) pour la simulation de cette PAC on a besoin de 6 capteurs de température, 2 capteurs de pression, 3 débit-mètre. une carte arduino méga, un breadboard, des cables de branchements.



Figure(5.10) schéma de brachement des capteur dans la pac experimntale à deux évaporateurs

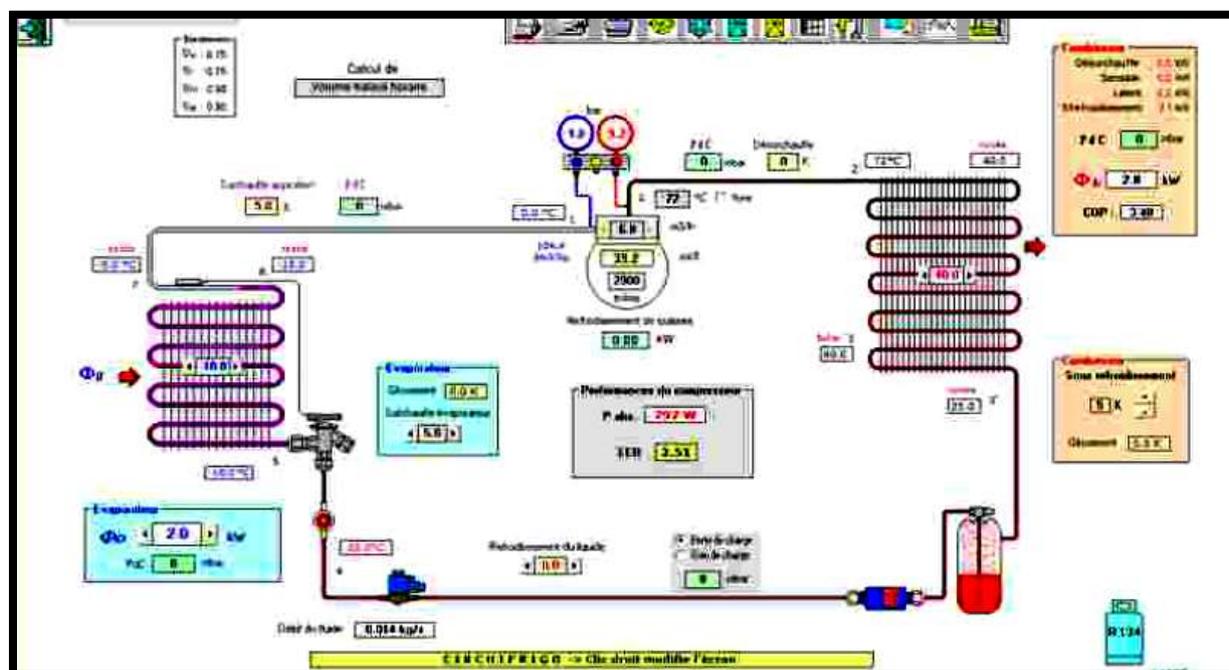
Le matériel acquis est une carte arduino méga, 2 capteurs de température DS18B20, un breadboard et des cables de branchement pour ce projet qui sera poursuivi l'année prochaine.

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino



Figure(5.11)matériels acquis

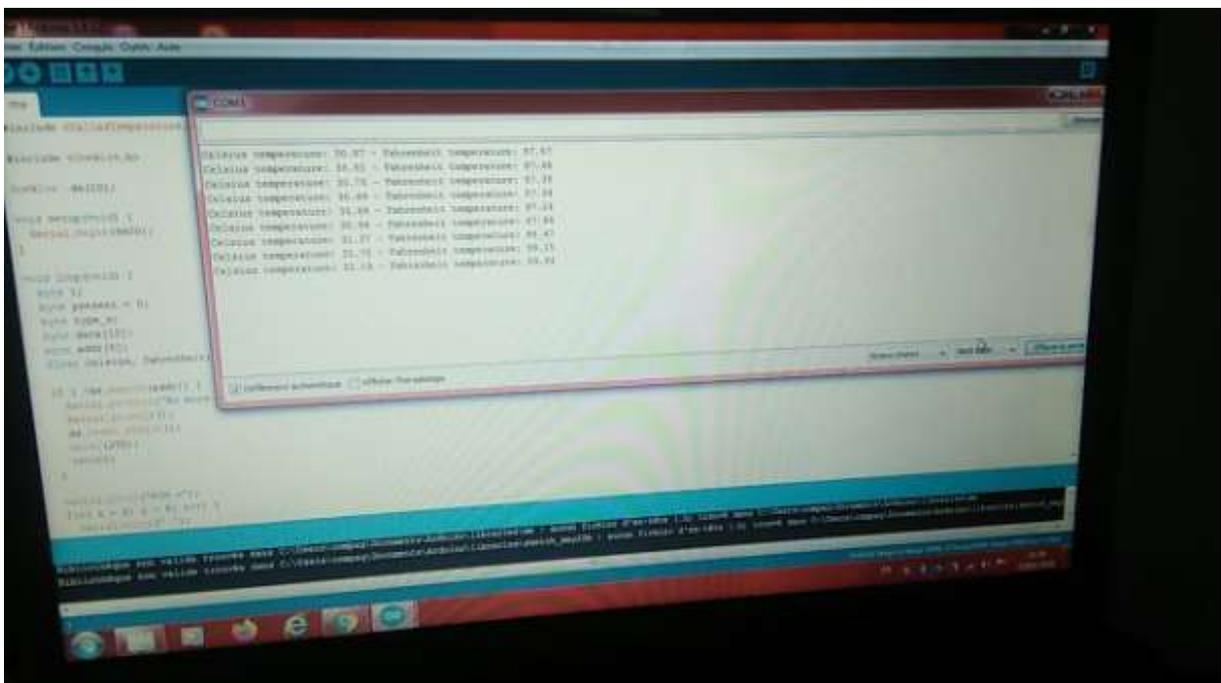
Après l'acquisition de tout le matériels et avec la programmation sous Excel d'un tableau de calcul comme tab(5.2) on peut créer une interface graphique qui ressemble



Figure(5.12)interface graphique de la pac expérimentale

Chapitre(5) Supervision des performances de la Pompe à chaleur expérimentale à deux évaporateurs avec carte arduino

6.10 Simulation avec arduino



Conclusion

De nos jours l'utilisation des pompes à chaleurs est devenu primordiale et cela dans différents secteurs, comme le **froid domestique** {chauffage, climatisation, production d'eau chaude sanitaire....} le **froid industrielle** {chambre froide ,systèmes de refroidissement des machines comme des centrales électriques.....}.

Et donc afin d'augmenter les performances de ces machines il est nécessaire de faire de simulation de fonctionnement avec différents fluides frigorigènes et sous différentes configurations avec une supervision d'un microcontrôleur relié à des capteurs numérique pour avoir un calcul de propriétés rapide et précis.

Dans Ce mémoire le travail a été réaliser dans le but de la création d'un banc d'essai pour pompe à chaleur avec deux évaporateur, mais à cause de la pandémie qui a frappé le monde la réalisation pratique a été impossible et donc nous nous sommes contentes de la réalisation théorique.

La réalisation théorique comprend 5 étapes.

-Première étape : La création d'une base de données sur les fluides frigorigènes avec des tables de propriétés déjà existante.

-Transformation de ces données en graphs puis en équations polynomiale d'ordre 3 avec comme variable commune la température.

-Modélisation de différente configuration de pompes à chaleurs.

-Création d'un tableau de calcul pour calculer les propriétés physiques et les performances de chaque installation.

-Automatisation du programme de calcul grâce au microcontrôleur et capteurs installe sur la machine.

Ce travail démontre grâce a la modélisation et aux simulations exercé la possibilité d'améliore les systèmes de climatisation réversible comme le selectionnement des fluides frigorigènes et des organes utilise pour chaque machine .

Et ca nous a aussi permit de comparer l'effet du refroidissement intermédiaire sur les performances des machines et l'augmentation de puissance.

Ce mémoire offre d'autre perspectives soit de simulation avec d'autre type d'installations soit en ajoutant d'autre capteurs et équations mathématiques pour avoir des résultats encore plus précis ce qui va permettre de mieux optimiser les systèmes à compression de vapeurs.

Nb :l'équipements nécessaire pour la réalisation de ce banc d'essais et 6 capteurs de température 3 capteurs de pression 3 débit mètre.

Pour l'instant on dispose rien que de la carte arduino mega 2560 et de deux capteurs de température ds18b20 et d'un breadboard.

Et comme cela le travail peut être poursuivi par d'autre étudiants

Bibliographie

- [1] Jean Desmons Aide mémoire froid industriel Dunod Paris 2006-2010
- [2] ARI, Switch from CFC Chillers Is Slower Than Projected, *ASHRAE Journal*, no.6, 1997, p
- [3] ASHRAE, *ASHRAE Standard 15-1994, Safety Code for Mechanical Refrigeration*, Atlanta, GA, 1998
- [4] Hickman, K. E., Redesigning Equipment for R-22 and R-502 Alternatives, *ASHRAE Journal*, no. 1, 1994
- [5] Denny, R. J., The CFC Foot Print, *ASHRAE Journal*, November 1987
- [6] C. Shein et R. Radermacher. Scroll compressor simulation model. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 123 (2001)
- [7] D. Perez-Segarra, J. Rigola et A. Oliva. Modelling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behaviour of hermetic reciprocating compressors. Part 1: theoretical basis. *HVAC & R Research*.
- [8] D. Diaf et A. Malek Simulation des propriétés thermodynamiques du fluide R134a", *Revue des Energies renouvelables* Vol. 10 N°1 (2007)
- [9] . Noack, R. Seidel, J. L. Cauchepin : « Pratique des installations frigorifiques . Pyc Livres, 3ème édition.1999.
- [10] **Patrik Schalbart, 2006** Modélisation du fonctionnement en régime dynamique d'une machine frigorifique bi-étagée à turbo-compresseur application à sa régulation", Thèse de Doctorat, CETHIL-UMR5008, Décembre 2006
- [11] Bernard Eyglunet, Manuel de thermique - Théorie et pratique, Hermès Lavoisier.2003.374 p.
- [12] Marc-Olivier Mercier conception d'un système d'acquisition de données pour une matrice de photodiode université de Sherbrooke (Québec) Canada.
- [13] Marvillet Christophe. Fluides frigoporteurs-proprietes 2003
- [14] Stamm, R.H., The CFC Problem: Bigger Than You Think, *Heating, Piping and Air Conditioning*, April 1989
- [15] Wang, S. K., *Principles of Refrigeration*, vol. 1, 1st ed., Hong Kong Polytechnic, 1984
- [16] HVAC intelligence <https://www.hvac-intelligence.fr/reglementation-fluides-frigorigenes/>
- [17] Abc clim <https://www.abcclim.net/fluides-frigorifiques.html>

- [18] impacte environnementale <https://www.picbleu.fr/page/fluides-frigorigenes-hcfc-hfc-supergaz-effet-de-serre-environnement>
- [19] <https://www.carnetdumaker.net/articles/mesurer-une-temperature-avec-un-capteur-1-wire-ds18b20-et-une-carte-arduino-genuino/>
- [20] Énergie plus <https://energieplus-lesite.be/techniques/climatisation8/composants-installation-frigorifique/fluides-frigorigenes/#:~:text=Depuis%20quelques%20d%C3%A9cennies%2C%20l'impact,n'est%20plus%20%C3%A0%20d%C3%A9montrer.>
- [21] pompe à chaleur wikipedia .
- [22] pompe à chaleur Encarta 2009.
- [23]cours-ressources pompe à chaleur que dois-je savoir.
- [24] AFPA France – DEAT – Froid et climatisation – D:\Diagramme Psychro\Diagramme Psychrométrique.doc - *F. Cabeza – Mai 2002.*
- [25] International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 12-15, 2010
- [26] Olivier PERROT COURS DE MACHINESFRIGORIFIQUES I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque Département Génie Thermique et _energie 2010-2011.
- [27] Frédéric Genevey & Jean-Pierre Dulex Cours pour l'apprentissage des bases del'électronique et de la programmation sur Arduino. Edition fevrier 2018.
- [28] Arduino pour bien commencer enélectronique et en programmation Par Astalaseven , Eskimon et olyte Dernière mise à jour le 4/08/2012.
- [29] <http://arduino.cc/fr/>.
- [30] <https://lastminuteengineers.com/multiple-ds18b20-arduino-tutorial/>.
- [31] <https://www.cours-gratuit.com/cours-arduino/cours-arduino-mega-2560-pdf-eng.>
- [32] <https://www.quelleenergie.fr/economies-energie/pompe-chaleur-air-eau/>.