

RÉPUBLIQUE ALGERIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET

DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté du Génie de la Construction

Département Génie Mécanique

MEMOIRE

DE FIN D'ETUDES

*En vue de l'Obtention du Diplôme de Master professionnel en
Energétique.*

OPTION : Chauffage, Climatisation et Ventilation

*Choix des fluides frigorigènes utilisés
pour les climatiseurs*

✚ *Proposé et dirigé par:*
MR : Ferrouk

Réalisé par :

✚ *Mr Maksene rachid*

Promotion : 2013/2014

RÉPUBLIQUE ALGERIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET

DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté du Génie de la Construction

Département Génie Mécanique

MEMOIRE

DE FIN D'ETUDES

*En vue de l'Obtention du Diplôme de Master professionnel en
Energétique.*

OPTION : Chauffage, Climatisation et Ventilation

*Choix des fluides frigorigènes utilisés
pour les climatiseurs*

✚ *Proposé et dirigé par:*
MR : Ferrouk

Réalisé par :

✚ *Mr Maksene rachid*

Promotion : 2013/2014

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, nous tenons à remercier le bon dieu qui nous a aidé à réaliser le présent travail.

Je tiens à remercier mon encadreur Monsieur Ferrouk, pour avoir dirigé ce travail, pour ses conseils et critiques constructifs et ses encouragements qui m'ont énormément aidé à mener ce travail.

Mes vifs remerciements s'adressent aussi à l'ensemble du personnel du département de Génie mécanique, et aux enseignants qui ont assuré notre formation de master professionnel.

A la fin je tiens à remercier toutes personnes qui m'ont aidé de près ou de loin à réaliser ce travail sans oublier les étudiants de ma promotion.

Dédicace

JE DÉDIE CE MÉMOIRE

A LA MÉMOIRE DE MON CHER

PÈRE

A MA FAMILLE

EXCEPTIONNELLEMENT

MA CHÈRE MÈRE ET MES

SŒURS AMINA KARIMA SAADA

A TOUS MES AMIS

SPÉCIALEMENT

A TOUT LA FAMILLE BOUALI

A TOUS LES ÉTUDIANTS DE MA PROMOTION

SANS OUBLIER TOUS MES ENSEIGNANTS.

A TOUS CEUX QUE J'AIME ET QUI M'AIMENT

A MA FUTURE FEMME FATIMA

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Généralités sur les fluides frigorigènes.	
I.1 Introduction.....	5
I.2 les différentes catégories des fluides frigorigènes.....	5
I.3 les fluides frigorigènes utilisés en 1929.....	6
I.4 Monoclature.....	6
I.5 Traitement des fuites.....	8
I.5.1 l'impact sur l'environnement.....	8
I.5.2 l'impact sur la santé et la sécurité des usagers.....	11
I.6 Formation, certification des utilisateurs.....	11
I.7 Conclusion.....	11
Chapitre II. Description et classification des différents types de climatiseurs.	
II.1 Introduction.....	13
II.2 systèmes de fonctionnement des climatiseurs.....	14
II.3 les systèmes tout d'air.....	15
II.4 système utilisés en recyclage total.....	16
II.5 système de fonctionnement en tout air neuf.....	16
II.6 système de fonctionnement avec récupérateur d'énergie.....	16
II.7 conditions de base.....	17
II.7.1 définition de conditions extérieures.....	17
II.7.2 définition de conditions intérieures.....	17
II.8 charges d'un local.....	18
II.8.1 charges sensibles	18

II.8.2	charges latentes.....	18
II.8.3	Charges hydrauliques.....	18
II.8.4	charges totales	19
II.9	bilan énergétiques d'un local	19
II.10	bilan enthalpique	19
II.11	les différents types de climatiseurs.....	19
II.11.1	les anciens climatiseurs.....	19
II.11.2	les nouveaux climatiseurs	21
II.12	conclusion.....	24

Chapitre III : Etude thermodynamique de la machine frigorifique.

III.1	Introduction.....	26
III.2	évaluation des performances de la machine frigorifique.....	30
III.2.1	la quantité de chaleur.....	30
III.2.2	calcul de débit massique.....	31
III.2.3	calcul de volume réel	31
III.2.4	calcul de rendement volumétrique	32
III.2.5	calcul de débit théorique	32
III.2.6	calcul de la puissance de compresseur.....	32
III.2.7	le COP de la machine frigorifique	33
III.3	Conclusion.....	33

Chapitre IV : Résultats et discussions.

IV.1	introduction	35
IV.2	description du logiciel SOLKANE.....	35
IV.2.1	les fluides frigorigènes SOLKANE.....	35
IV.2.2	choix du fluide frigorigènes.....	36
IV.2.3	présentation des résultats de calcul du logiciel SOLKANE	37
IV.3	étude d'impact des différents fluides réfrigérants	39

IV 3.1 cas du R22.....	39
IV.3.2 cas du R404A.....	42
IV.3.3 cas du R507.....	44
IV.3.4 cas du R134a.....	46
IV.3.5 cas du R143a.....	48
IV.3.6 cas du R410A.....	50
IV.3.7 cas du R407c.....	52
IV.3.8 cas du R409A.....	54
IV.3.9 cas du R152a	56
IV.3.10 cas du R125	58
IV.3.11 comparaison des performances des fluides réfrigérants.....	59
Conclusion générale.....	65

Tables de figures

Figure II.1	principe de fonctionnement d'un climatiseur.....	14
Figure II.2	Exemple d'un central de traitement d'air.....	15
Figure II.3	exemple de climatisation en mode urbaine	17
Figure III.1	schéma d'un système frigorifique	26
Figure III.2	diagramme enthalpique du cycle frigorifique.....	27
Figure III.3	fonctionnement de l'évaporateur	28
Figure III.4	fonctionnement de compresseur	29
Figure III.5	fonctionnement de condenseur	29
Figure III.6	fonctionnement du détendeur	30
Figure IV.1	Listes des fluides frigorigènes SOLKANE.....	35
Figure IV.2	les caractéristiques du fluide choisis	36
Figure IV.3	diagramme (p,h) pour le R22.....	40
Figure IV.4	diagramme (p,h) pour le R404A	42
Figure IV.5	diagramme (p,h) pour le R507	44
Figure IV.6	diagramme (p,h) pour le R134a	46
Figure IV.7	diagramme (p,h) pour le R143a	48
Figure IV.8	diagramme (p,h) pour le R410A	50
Figure IV.9	diagramme p,h) pour le R407c.....	52
Figure IV.10	diagramme (p,h) pour le R409A	54
Figure IV.11	diagramme (p,h) pour le R152a	56
Figure IV.12	diagramme (p,h) pour le R125	58
Figure IV.13	Histogramme de consommation électrique pour les différents fluides réfrigérants.....	61

Figure IV.14	Histogramme du débit massique pour les différents fluides réfrigérants..	62
Figure IV.15	Histogramme de la pression de refoulement pour les différents fluides réfrigérants.....	62
Figure IV.16	Histogramme d'aspiration du compresseur pour les différents fluides réfrigérants	63

Liste des tableaux

Tableau I.1	Les indices d'impact des certaines fluides réfrigérants	10
Tableau IV.1	Résultats sur les caractéristiques et performances des fluides frigorigènes.....	60
Tableau IV.2	facteur d'impact sur la couche d'ozone (ODP) et le réchauffement climatique (GWP) des fluides réfrigérants étudiés	63

Abréviations

FF	fluide frigorigène
SF	source froide
SC	source chaude
BP	basse pression
HP	haute pression
CFC	les chlofluorocarbures
HCFC	les hydrochlorofluorocarbures
HFC	les hydrofluorocarbures
PFC	les perfluorocarbures
ODP	ozone depletion potential
GWP	global warming potential
SO₂	dioxyde de soufre
CH₃CL	chlorométhane
CO₂	dioxyde de carbone
C₂H₅CL	le chloroéthane
NH₃	l'ammoniac

Nomenclature

<i>C</i>	Capacité calorifique massique	(<i>kJ/kg.K</i>)
<i>h</i>	Enthalpie massique	(<i>kJ/kg</i>)
Δh	Variation d'enthalpie massique	(<i>kJ/kg</i>)
<i>m</i>	Masse	(<i>kg</i>)
<i>M</i>	Masse molaire	(<i>kg/mol</i>)
<i>p</i>	Pression de vapeur saturante	(<i>bar</i>)
<i>r</i>	Constante massique des gaz	(<i>kJ/kg.K</i>)
<i>s</i>	Entropie massique	(<i>kJ/kg.K</i>)

Δs	Variation d'entropie massique	(kj/kg.K)
T	Température	(K)
u	Energie interne massique	(kj/kg)
Cop		
Cop _{rev}		
M_{ev}	Le débit massique	(kg /s)
P_{ele}	La puissance électrique	(kw)
η_{vol}	Le rendement volumetrique	

Indices

V Vapeur

EB Ebullition

LIQ Liquide

C Etat critique thermodynamique

Introduction générale

Le froid est utilisé dans un grand nombre de secteurs et sous de nombreuses formes (conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement de procédés industriels etc.). Toutes ces formes ne sont pas sans effet sur notre milieu naturel.

En effet, les systèmes frigorifiques nécessitent pour leur fonctionnement, l'utilisation de fluides frigorigènes, qui ont généralement des impacts néfastes pour l'environnement. Les chlorofluorocarbures (CFC), ainsi que les hydrochlorofluorocarbures (HCFC), considérés jusqu'aux années 80 comme des réfrigérants « miracles » en raison de leurs excellentes propriétés physiques, ne peuvent plus être utilisés en raison de leur capacité de destruction de la couche d'ozone stratosphérique.

De plus, même si les fluides de remplacement (les HFC et les fluides naturels tels l'ammoniac), sont neutres vis-à-vis de la couche d'ozone, ils n'en demeurent pas moins dangereux pour notre milieu naturel : effet de serre, acidification, etc.

En raison des contraintes liées à l'environnement, Il est indispensable d'évaluer l'impact des fluides réfrigérants utilisés dans les machines frigorifiques.

D'où l'intérêt de notre étude qui porte essentiellement à évaluer les performances de 10 fluides réfrigérants pour une même puissance frigorifique. Les fluides réfrigérants étudiés sont : R22, R404, R507, R134a, R143, R410A, R407c, R409A, R152a, R125.

Afin de cerner les différents aspects de ce problème, nous avons divisé le travail en quatre chapitres:

- Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les fluides frigorigènes ainsi qu'à leurs impacts sur l'environnement.
- Le deuxième chapitre présente la description et la classification des différents types de climatiseurs

- Le troisième chapitre expose l'étude thermodynamique de la machine frigorifique
- Dans le quatrième chapitre, les résultats obtenus ainsi que leurs discussions sont présentés
- Enfin une conclusion générale et des recommandations clôturent ce travail

I.1 Introduction

Un fluide frigorigène (ou réfrigérant) est un fluide pur ou 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. La principale propriété des fluides frigorigènes est de s'évaporer à une faible température sous pression atmosphérique. Les fluides frigorigènes sont utilisés dans les systèmes de production de froid (climatisation, congélateur, réfrigérateur, etc.).

En théorie, l'air ou l'azote (des fluides courants sur notre planète...) pourraient servir de réfrigérant, ainsi que tout fluide présentant un potentiel en termes de réfrigération, mais, en pratique, il en est tout autrement, car ces fluides doivent répondre aux critères suivants :

- Les fluides réfrigérants sont sélectionnés principalement pour leur grande propriété d'absorption de chaleur (calories) lorsqu'ils passent de leur phase liquide à leur phase gazeuse (la chaleur absorbée par le fluide lors du changement d'état est appelée : chaleur latente de vaporisation). Les réfrigérants sont utilisés purs ou en mélange dans les métiers du froid et de la climatisation.
- Ces fluides doivent respecter l'environnement et être inoffensifs pour l'homme (et tout être vivant) du fait du risque de fuite dans l'atmosphère.
- Ils sont également choisis en fonction des températures de fonctionnement des deux échangeurs du circuit frigorifique concerné (le condenseur et l'évaporateur). En effet, les fluides utilisés pour obtenir des basses températures sont différents des fluides de climatisation par exemple.
- Enfin, leurs pressions (qui sont fonction des températures de service des échangeurs cités ci-dessus) doivent permettre leur utilisation dans un circuit frigorifique avec un dimensionnement raisonnable des tuyauteries et du compresseur. En effet, il ne serait pas rentable d'utiliser de l'azote pour faire de la climatisation, la pression nécessaire étant trop importante, ce qui nécessiterait des tuyaux très épais et un compresseur gigantesque [1].

I.2 Les différentes catégories des fluides frigorigènes

On distingue parmi les gaz réfrigérants différentes catégories de molécules :

- Les chlorofluorocarbures (CFC).
- Les hydrochlorofluorocarbures (HCFC).

- Les hydrofluorocarbures (HFC).
- Les perfluorocarbures (PFC) ou hydrocarbures per fluorés.
- Les hydrofluoroliphine (HFO).
- Les hydrocarbures ou composés organiques ne faisant pas partie des catégories précédemment citées.
- Les composés inorganiques comme l'ammoniac.
- Le CO₂, abandonné lors de la découverte des gaz fluorés et de leurs propriétés, mais de nouveau utilisé aujourd'hui.

I.3 Les fluides frigorigènes utilisés avant 1929

Les principaux gaz utilisés avant 1929 pendant la première période du froid artificiel, étaient :

- Le dioxyde de soufre (SO₂).
- Le chlorométhane (CH₃Cl).
- Le dioxyde de carbone (CO₂).
- Le chloroéthane (C₂H₅Cl).
- L'ammoniac (NH₃).

Tous ces fluides avaient des propriétés thermodynamiques intéressantes mais ils présentaient tous un inconvénient, par exemple un danger pour l'homme de par leur toxicité (SO₂, CH₃Cl, C₂H₅Cl, NH₃) ou du fait qu'ils étaient combustibles CH₃Cl, C₂H₅Cl, NH₃) ou demande des tubes et compresseurs à très haute pression (CO₂) .

I.4 Nomenclature

Un modèle de nomenclature peut s'appliquer pour tout fluorocarbure (FC) de type CFC, HCFC, HFC et PFC. La nomenclature des gaz fluorés suit le modèle de type "XYZ-c0123b4a", où chacun des chiffres et lettres représentent :

- XYZ : FC, CFC, HCFC, HFC ou PFC, HFO.
- c : composé cyclique.

- 0 : nombre de liaisons doubles (omis si zéro).
- 1 : nombre d'atomes de carbone - 1 (omis si zéro).
- 2 : nombre d'atomes d'hydrogène + 1.
- 3 : nombre d'atomes de fluor.
- b4 : nombre d'atomes de chlore remplacés par des atomes de brome (omis si zéro).
- a : lettre ajoutée pour identifier les isomères.

Dans le cas où la molécule contient du brome, le gaz (toujours du CFC) s'appelle halon.

Lorsque ces substances sont utilisées en tant que fluide frigorigène, les "XYZ" est remplacé par la lettre "R", comme réfrigérant. La valeur du premier chiffre qui suit la lettre R peut prendre alors les valeurs spécifiques suivantes :

4 ou 5, si il s'agit d'un mélange

6, si il s'agit d'un composé organique autre que des CFC, HCFC, HFC et PFC (exemple R690 : propane)

7, s'il s'agit d'un composé inorganique (exemple R717 : ammoniac, R744 : dioxyde de carbone)

Quelques exemples de CFC :

- le CFC-12 est un dérivé du méthane, sans hydrogène, avec deux atomes de fluor et deux de chlore. Il a donc pour formule : CF_2Cl_2 .

-le CFC-113 est un dérivé de l'éthane, sans hydrogène, avec trois atomes de fluor et trois de chlore. Il a donc pour formule : $\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$.

-le CFC-13B1 (ou halon 1301) est un dérivé du méthane, sans hydrogène, avec trois atomes de fluor et un de brome. Il a donc pour formule : CF_3Br .

Un exemple de HCFC :

-le HCFC-22 est un dérivé du méthane, avec un atome d'hydrogène, deux atomes de fluor et un de chlore. Il a donc pour formule : CHF_2Cl .

Un exemple de HFC

-le HFC-134a est un dérivé de l'éthane, avec deux atomes d'hydrogène et quatre de fluor. Il a donc pour

Formule CH_2FCF_3 [1].

I.5 Traitement des fuites

Une fuite d'un kilogramme de réfrigérant de synthèse dans l'atmosphère produit un effet de serre équivalant à celui généré par l'émission de 1 000 jusqu'à plus de 13 000 kilogrammes de CO_2 . Et pour les autres fluides on a :

-1 kg de R134a généré 1300 kg de CO_2 .

-1 kg de R404A généré 3900 kg de CO_2 .

-1 kg de R23 généré 11700 kg de CO_2 .

-1 kg de R508 généré 12300 kg de CO_2 .

Il est maintenant obligatoire de vérifier régulièrement les installations de production frigorifiques pour des applications de réfrigération ou de climatisation.

Toute fuite détectée doit être localisée et faire l'objet d'un enregistrement, d'une réparation et d'un suivi. Le tout doit être documenté pour être présenté à la requête de l'inspection des services de l'environnement. L'exploitant est tenu responsable de la quantité de réfrigérant de synthèse utilisée dans son installation (climatique).

Si la réparation nécessite la vidange de l'équipement, le liquide frigorigène doit être récupéré pour être recyclé.

I.5.1 L'impact sur l'environnement

En France, il y'a déjà 10 ans, une étude a montré que le taux de fuites annuelles pouvait atteindre 30% de la quantité totale en poids (ou en masse) des fluides frigorigènes présent dans les installations frigorifiques des grandes surfaces.

Pour établir l'impact des fluides frigorigènes sur la couche d'ozone et l'effet de serre, trois indices principaux ont été définis :

- **ODP** : Ozone depletion potentiel.
- **GWP** : Global warming potentiel.
- **TEWI** : total equivalent warming impact.

-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 valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, à savoir soit R11 ou R12 qui ont un ODP=1.

-GWP (Global waraning potentiel)

C'est indice qui caractérise la participation de la molécule à l'effet de serre. On calcul la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, à savoir le CO₂, et pour des durées bien déterminées (20, 100, 500ans) le CO₂ à un GWP= 1.

-TEWI (total equivalent waraning impact)

Le TEWI est un concept permettant de valoriser le réchauffement planétaire (global waraning) durant la vie opérationnelle d'un système de réfrigération. Par exemple, utilisant un fluide frigorigène déterminé en compte de l'effet direct du aux émissions de fluide frigorigène et à l'effet indirect du à l'énergie requise pour faire fonctionner le système.

A titre indicatif, il est donné par la formule :

$$\text{TEWI} = (\text{GWP} * \text{L} * \text{n}) + (\text{GWP} * \text{m} [1 - \text{C}]) + \text{n} * \text{E} * \beta$$

Telle que :

- GWP : global waraning potentiel.
- L : émissions annuelles de fluide en kg.
- n : durée de vie du système en années.
- m : charge de récupérateur /recyclage compris entre 0 et 1.
- E : consommation annuelle d'énergie en kWh.
- β : émission de CO₂ en kg/kWh.

Réfrigérant	Formule	Masse molaire	Tb	Tc	Pc	ODP	GWP
HFC-32	CH ₂ F ₂	52.02	-51.7	78.1	5.78	0	650
HFC-125	CHF ₂ CF ₃	120.02	-48.1	66.2	3.63	0	2800
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	-26.1	101.1	4.06	0	1300
HFC-143a	CH ₃ CF ₃	84.04	-47.2	72.9	3.78	0	3800
HFC-152a	CH ₃ CHF ₂	66.05	-24.0	113.3	4.52	0	140
HCFC-123	CHCl ₂ CF ₃	152.93	-45.3	183.8	3.66	0.014	90
HCFC-124	CHClFCF ₃	136.48	-12	122.3	3.62	0.03	470
HCFC-22	CF ₂ HCl	122.06	-46.7	68.8	3.50	0.055	1700
Mélanges de HFC							
R-404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	97.6	-46.6	72.1	3.74	0	3260
R-407A	R-32/125/134a/(20/40/40)	90.11	-45.2	81.9	4.49	0	1770
R-407B	R-32/125/134a (10/70/20)	102.94	-46.8	74.4	4.08	0	2290
R-407C	R-32/125/134a (23/25/52)	86.20	-43.8	87.3	4.63	0	1530
R-407D	R-32/125/134a (15/15/70)	90.96	-39.4	91.6	4.48	0	1360
R-407E	R-32/125/134a (25/15/60)	83.78	-42.8	88.8	4.73	0	1360
R-410A	R-32/125(50/50)	72.58	-51.6	72.5	4.95	0	1730
R-507A	R-125/143a (50/50)	98.86	-47.1	70.9	3.79	0	3300
Hydrocarbures							
RC-270	CH ₂ CH ₂ CH ₂	42.08	-33.5	125.2	5.58	0	
R-290	CH ₃ CH ₂ CH ₃ (propane)	44.10	-42.1	96.7	4.25	0	~20
R-600	CH ₃ -CH ₂ -CH ₂ CH ₃ (butane)	58.12	-0.5	152	3.80	0	~20
R-600a	CH(CH ₃) ₂ -CH ₃ (éthane)	30.07	-11.6	134.7	3.64	0	~20
R-170	CH ₃ CH=CH ₂ (propylène)	42.08	-88.6	32.2	4.87	0	~20
R-1270	CH ₃ CH=CH ₂		-47.7	92.4	4.67	0	
Fluides inorganiques							
R-718	H ₂ O (eau)	18.02	100	374.2	22.1	0	<1
R-744	CO ₂ (dioxyde de carbone)	44.01	-78.4	31.1	7.38	0	1
R-717	NH ₃ (ammoniac)	17.03	-33.3	132.3	11.3	0	<1

Tableau I.1 les indices d'impact des certains fluides frigorigènes [2].

I.5.2 L'impact sur la santé et la sécurité des usagers

L'utilisation des fluides frigorigènes dans les bâtiments n'est pas sans risque sur la santé et la sécurité des occupants, des équipes de maintenance. En effet, ils peuvent représenter un risque en raison de leur :

- Toxicité comme l'Ammoniac (NH₃).
- Inflammabilité comme le R-290 et l'Ammoniac (NH₃).
- Des pressions utilisées dans les circuits HP (Haute Pression).

I.6 Formation, certification des utilisateurs

Dans les pays industrialisés, le limitable précise les conditions de mise sur le marché, d'utilisation, de récupération, et de destruction des substances de types CFC, HCFC et HFC. Les personnels doivent détenir une attestation de capacité délivré par le ministère de l'environnement.

Toute personne manipulant des fluides frigorigènes doit être titulaire d'une certification dite « Attestation d'aptitude » Des formations qualifiantes en conformité avec la nouvelle réglementation relative aux fluides frigorigènes.

I.7 Conclusion

Dans ce chapitre ; on a passé en revue les différentes catégories de fluides réfrigérants utilisés dans le domaine du froid avant et après les accords internationaux visant à réduire l'impact sur la couche d'ozone et le réchauffement climatique.

II.1 Introduction

La climatisation est la technique qui consiste à modifier, contrôler et réguler les conditions climatiques (température, humidité, niveau de poussières, etc.) d'un local pour des raisons de confort (bureaux, maisons individuelles) ou pour des raisons techniques (laboratoires médicaux, locaux de fabrication de composants électroniques, blocs opératoires, salles informatiques).

Les principales caractéristiques modifiées, contrôlées ou régulées sont :

- Le degré de pollution de l'air ambiant (dans le local) : renouvellement, soit par extraction forcée de l'air hors du local, soit par introduction forcée d'air neuf (air extérieur) dans le local, soit par renouvellement partiel de l'air ambiant pollué (ajout d'un caisson de mélange), ou tout simplement un filtre à poussière.
- La température de l'air : modification en fonction des saisons (chauffage ou refroidissement)
- Le degré d'hygrométrie de l'air traité : humidification ou déshumidification,
- La teneur en poussières de l'air : traitement par filtration de l'air soufflé ou repris,
- Le maintien permanent des conditions intérieures (la régulation).

Dès le XVI^e siècle des systèmes naturels de rafraîchissement, obtenus par ruissellement d'eau, provoquant ainsi par évaporation une diminution de la température d'air. Les Romains utilisaient un tunnel souterrain d'apport d'air extérieur qui était un vrai climatiseur puisque l'air entrant dans la maison était assez invariablement autour de 10-12 °C hivers comme été.

La climatisation moderne a été inventée en 1902 par Willis Carrier. Carrier invente le premier système de réfrigération centrifuge, doté d'un compresseur central permettant de réduire la taille de l'appareil. Il ne sera dévoilé au public qu'en 1925 quand M. Carrier va persuader la Paramount de l'installer lors de la construction de la salle de spectacle Rivoli Theater à Times Square. La légende dit que les blockbusters de l'été datent de cette époque car les newyorkais dès lors s'installeront dans les salles de cinéma climatisées durant les chaudes journées d'été.

La climatisation est un mode de confort thermique adapté lorsque la température extérieure est élevée. En été et en intersaisons, le besoin de climatisation est dû aux apports externes (solaire notamment) mais également aux apports internes (nombre important d'occupants, exemple salle de réunion, appareils électriques tels que l'éclairage, la micro-informatique, ...). La climatisation apporte le confort thermique d'été, d'intersaisons, mais également en hiver par utilisation du même système pour chauffer les locaux. Le confort en hygrométrie est également pris en compte pour apporter une humidité ambiante contrôlée par les actions d'humidification et de déshumidification. Une climatisation est essentiellement une pompe à chaleur d'une taille adaptée à l'usage [3].

II.2 Principe de fonctionnement des climatiseurs

Le principe de fonctionnement d'un climatiseur est d'écrit sur le schéma suivant :

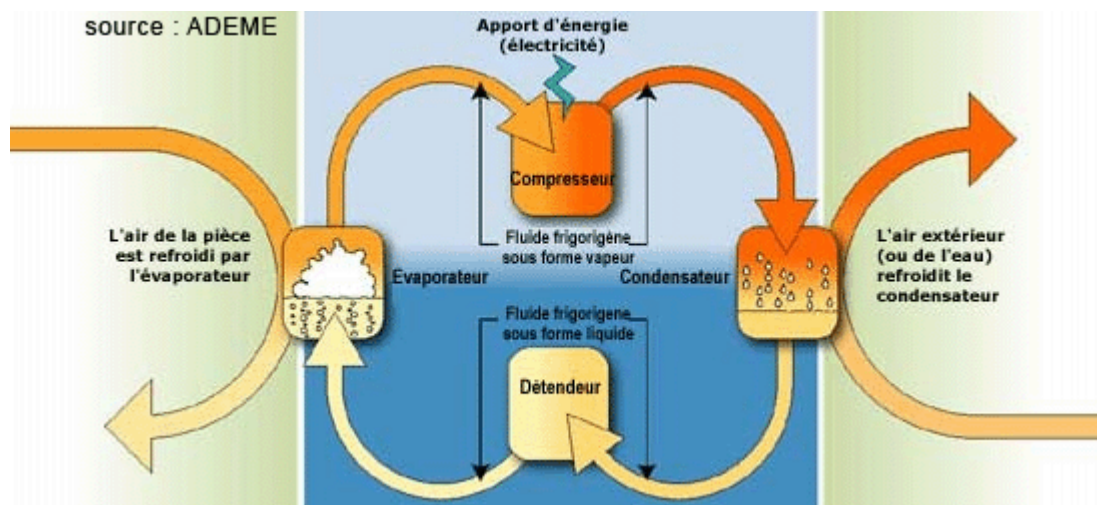


Figure II.1 Principe de fonctionnement d'un climatiseur [3].

Un système de climatisation doit non seulement contrer les charges thermiques et hydriques d'un local, mais il doit aussi assurer la qualité de l'air par le renouvellement d'air neuf hygiénique (maintien de la teneur en CO_2 et des odeurs à un niveau acceptable défini par les normes en vigueur), et bien sûr la filtration de l'air soufflé. Les charges thermiques sont les apports ou les déperditions de chaleur externes et internes qui sont exprimés en kilowatts [kW], Les charges hydriques sont généralement des apports d'humidité internes exprimés quant à eux en kilowatts [kW] ou en kilogrammes par heure (débit massique).

Il existe dans le domaine du génie climatique plusieurs types de systèmes que l'on peut classer en trois catégories :

- La centrale unie zone.
- Les centrales multizones.
- Les systèmes autonomes, triomes.

Il existe plusieurs solutions technologiques concernant le renouvellement de l'air au sein d'un local :

1. L'air neuf (aux conditions extérieures) est mélangé avec une partie de l'air repris du local par le biais d'un caisson de mélange (voir figure II.1)
2. L'air neuf est préparé aux conditions spécifiques du local (température, hygrométrie) par une autre centrale, appelé généralement centrale de traitement d'air neuf, comme indiqué sur le schéma suivant :

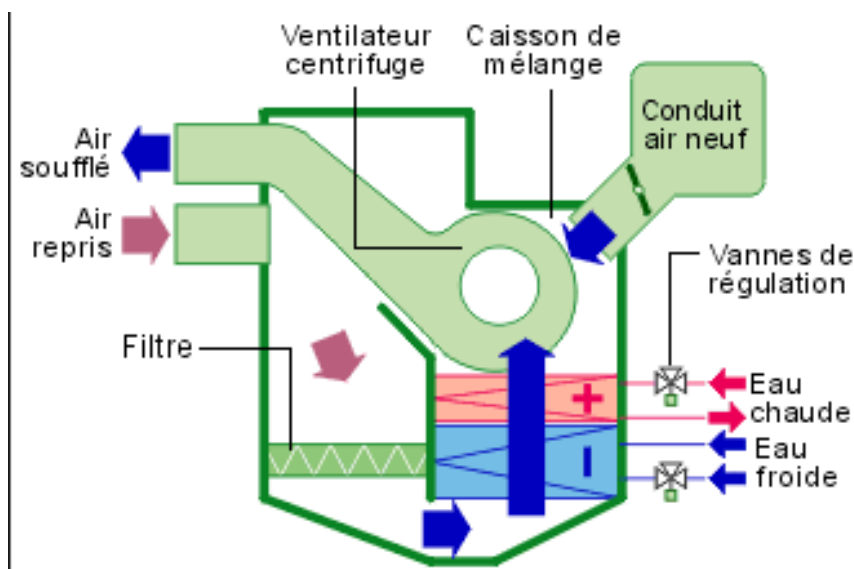


Figure II.2 Exemple d'une centrale de traitement d'air [3].

II.3 Les systèmes tout air

Dans ce type de système, afin d'éviter que l'air extérieur ne vienne polluer celui du local, on augmente légèrement la pression intérieure par rapport à la pression atmosphérique. L'intérêt du caisson de mélange est de réaliser des économies importantes d'énergies (respect de l'environnement).

On a donc dans ce cas un débit massique d'air soufflé supérieur au débit massique d'air repris.

Ce type de procédé est généralement utilisé dans les bureaux, les salles de cinéma, ...etc.

II.4 Systèmes utilisés en recyclage total

Dans ce type de procédé, le renouvellement d'air neuf sera obtenu soit par un système de ventilation mécanique contrôlée ou le mélange d'air s'effectuera directement dans le local, soit l'air neuf sera préparé dans une centrale dite "centrale d'air neuf". Cet air est directement soufflé aux conditions intérieures du local. Un circuit d'air neuf particulier assure le renouvellement d'air neuf, et on aura un débit d'air rejeté égal au débit d'air neuf apporté.

II.5 Système fonctionnant en tout air neuf

Dans ce type de procédé, il n'y a pas de recyclage de l'air du local. En fonction du type de local il sera soit en surpression afin d'éviter toute pollution de l'air intérieur (blocs opératoires, laboratoires de produits pharmaceutiques, ...), soit à la pression atmosphérique.

L'inconvénient de ce type d'installation est qu'il est générateur de puissances thermiques très élevées, donc peu économiques. Toutefois, afin de diminuer les coûts énergétiques, on peut installer un récupérateur de chaleur (à plaques par exemple) sur ces centrales.

II.6 Système fonctionnant avec récupérateur d'énergie

En mode "froid" l'air neuf (qui vient de l'extérieur) plus chaud cède une partie de sa chaleur à l'air usé à travers un échangeur (air/air) ce qui lui permet d'abaisser sa température et ainsi économiser l'énergie à fournir au système de climatisation. À l'inverse quand le système passe en mode "chaud" l'air chaud qui est expulsé vers l'extérieur réchauffe l'air neuf avant d'entrer dans l'espace climatisé ce qui permet des économies aussi comme dans certains systèmes de ventilation classique. Cet échangeur est communément appelé "caisson double flux".

II.7 Conditions de base

Dans une cour ou un environnement fermé ou peu aéré, par temps chaud, les peuvent créer une bulle de chaleur auto-entretenue, contribuant au phénomène d'îlot de chaleur urbain (voir figure II.3).

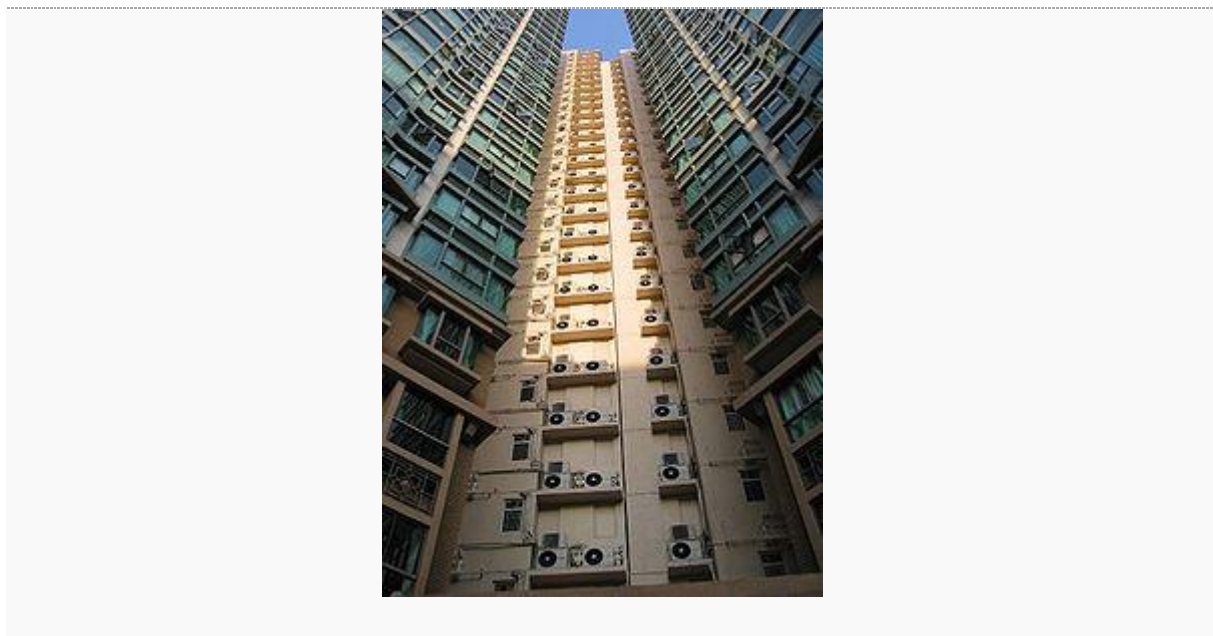


Figure II.3 Exemple de climatisation en mode urbain [3].

Avant d'installer un système de climatisation, il est important de définir les apports de chaleur et d'humidités intérieures et extérieures.

II.7.1 Définition des conditions extérieures

Ces valeurs dépendent de la saison et de la situation géographique où seront situés les locaux à climatiser. Les données météorologiques déjà classifiées permettront de fixer les températures sèches et les températures humides. Ces données vont nous permettre de calculer les puissances maximales à mettre en œuvre dans nos locaux.

II.7.2 Définition des conditions intérieures

Les températures et hygrométries intérieures dépendent du type de local :

- pour les locaux comme les habitations individuelles, les bureaux, les grands magasins (climatisation dite de « confort »), la température et l'hygrométrie dépendront des saisons, mais aussi de la quantité d'éléments qui peuvent dégager de l'humidité (nombre de clients, salades, légumes, etc.).

- pour les locaux de types industriels, la température et l'hygrométrie dépendront de l'usage que l'on fait des locaux. Elles peuvent rester constantes toute l'année (local informatique ou laboratoire métrologique par exemple) mais aussi varier (cuisson discontinu dans une conserverie).

II.8 Charges d'un local

Lors de l'étude d'un projet de climatisation, il est important afin de pouvoir dimensionner correctement la centrale de traitement d'air, d'étudier au préalable les charges que devra supporter la centrale. Il faudra tenir compte des charges dites sensibles et des charges dites latentes.

II.8.1 Charges sensibles

Les charges sensibles venant de l'extérieur sont positives en été (à cause de l'ensoleillement, par exemple) et négatives en hiver (à cause des déperditions).

Les charges sensibles venant de l'intérieur du local proviennent essentiellement :

- des machines à l'intérieur du local
- de l'éclairage
- des tuyauteries

II.8.2 Charges latentes

Les apports de chaleur latente (dégagement d'humidité sous forme de vapeur d'eau) viennent essentiellement :

- Des locaux (comme les piscines par exemple).
- Du matériel à l'intérieur des locaux (convoyeur d'épinard dans une conserverie).
- Des occupants (humidité).

II.8.3 Charges hydriques

La relation mathématique suivante donne les charges hydriques nommé $[\phi_L]$

- $\phi_L = M \times L_v$ [kW] (II.1)
- M = masse d'eau dégagée par heure
- L_v = chaleur latente de vaporisation de l'eau.

II.8.4 Charges totales

Les charges totales $[\Phi_T]$ sont la somme algébrique des charges sensibles et latentes, Elle peut être positive ou négative et est donnée par la relation mathématique suivante :

- $\Phi_T = \Phi_S + \Phi_L$ [kW] (II.2)

II.9 Bilan énergétique d'un local

Si la température et l'hygrométrie du local sont constantes, le bilan énergétique de celui-ci peut être expliqué de la façon suivante

1. La puissance apportée au local (air soufflé et apports internes) est égale à la puissance perdue par celui-ci (air repris ou perdu)
2. L'humidité apportée au local par l'air soufflé et les apports d'humidités intérieur est égale à l'humidité perdue sous forme de condensation ou d'extraction d'air.

II.10 Bilan enthalpique

Pour cela on supposera que le débit massique d'air sec soufflé est égal au débit massique d'air repris :

- $\Phi_{\text{air soufflé}} = \Phi_{\text{air repris}}$

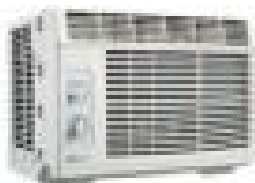
La puissance apportée au local est la somme de la puissance apportée par l'air dans le local, c'est-à-dire à Φ_T

II.11 Les différents types de climatiseurs

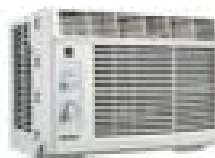
II.11.1 les anciens climatiseurs [3].

Les quelques anciens modèles de climatiseur de type monoblocs sont présentés ci-après :

AAC050



DAC050MB1

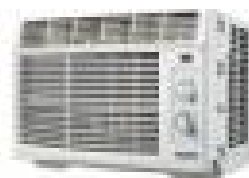


Ø Capacité: 5000 BTU (87.75kW)

DAC5111



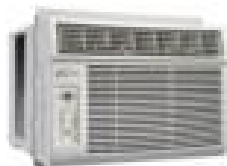
DPAC5011



Ø Capacité: 5000 BTU = (87.75KW)

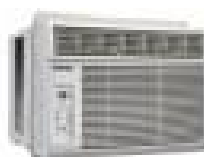


DAC5211



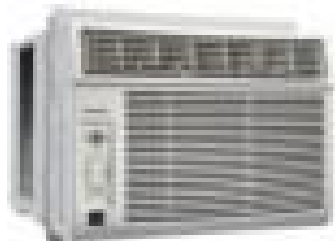
Capacité: 5200 BTU= (91.26KW)

AAC060



Capacité : 6000 BTU= (105.3KW)

DAC060EB2



DAC6011



Ø Capacité: 6000 BTU= (105.3KW)

APA070



Ø Capacité: 7000 BTU= (122.85KW)

II.11.2 Les nouveaux climatiseurs [3].

Ces derniers sont constitués de deux unités : une interne et l'autre externe.

- La classe LG



Ø Capacité 9000BTU= (157.95KW)



Ø LG 12000 BTU= (210.6KW)



Ø LG 18000 BTU= (315.9KW)



Ø LG 24000 BTU= (421.2KW)

- La classes Samsung



Ø 9000 BTU=(157.9KW)



Ø 12000BTU=(210.6KW)



Ø 18000BTU=(315.6KW)



Ø 24000 BTU=(421.2KW)

- La classes BEKO



Ø 9000 BTU=(157.9KW)



Ø 12000 BTU=(210.6KW)

- **La classes Condor**



Ø 9000 BTU=(157.9KW)

II.12 Conclusion

La classification non exhaustive des différents types de climatiseurs que l'on rencontre sur le marché ainsi que leurs capacités thermiques (puissance frigorifique) sont données dans ce chapitre. De là ; une charge de 6000 Btu équivalent environ à 100 kW correspondant à la charge d'un local moyen a été choisie pour la poursuite de nos calculs des performances de la machine frigorifique présentées aux chapitres III et IV.

III.1 Introduction

Une machine frigorifique est une machine thermique au moyen de laquelle on maintient à basse température un corps que nous assimilerons à une source froide, en lui enlevant une certaine quantité de chaleur par cycle.

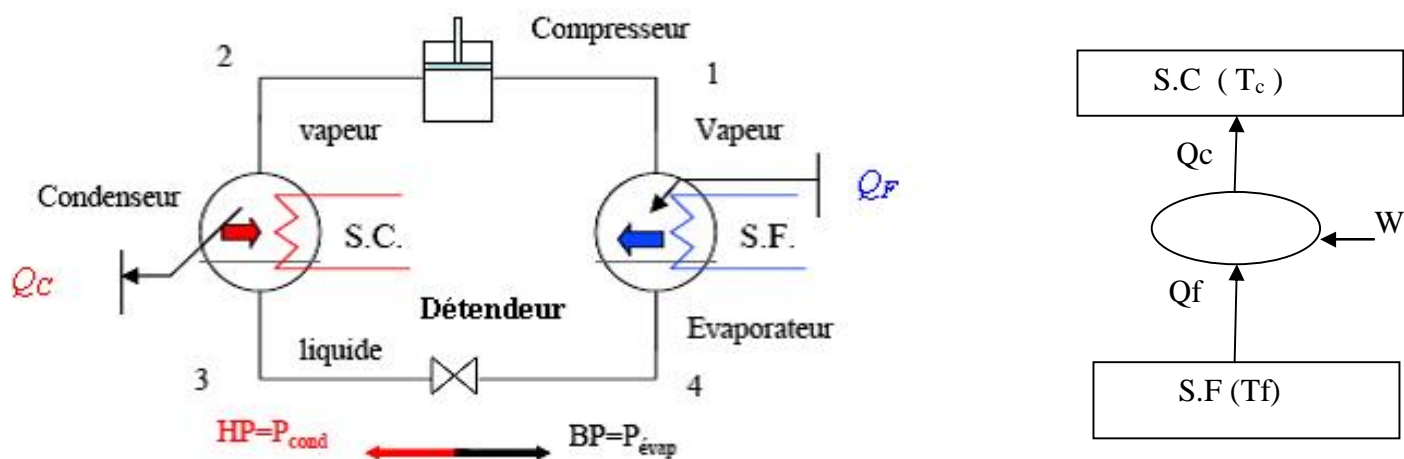


Figure III.1. Schéma d'un système frigorifique [4].

Un tel cycle est composé des quatre étapes suivantes :

- 1→2 Le compresseur comprime le gaz frigorigène et élève donc sa pression et sa température.
- 2→3 En passant dans le condenseur, le gaz frigorigène réchauffé, cède une partie de ses calories au milieu chaud (dont la température est moins élevée) et se transforme au fur et à mesure en liquide.
- 3→4 Le détendeur fait baisser la pression et donc la température du fluide.
- 4→1 En passant dans l'évaporateur, sa température étant plus basse que celle du milieu froid, le fluide en capte les calories, se transforme progressivement en vapeur et le cycle recommence.

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

La vapeur du frigorigène comprimée à haute pression est condensée à haute température dans le condenseur par transfert de chaleur (Q_c) vers le milieu environnant.

La pression du fluide frigorigène à l'état liquide est réduite dans le détendeur. A basse pression et basse température, le frigorigène se vaporise, ce qui permet d'extraire la chaleur (Q_f) de la substance à refroidir. Pour compléter le cycle, à la sortie de l'évaporateur, la vapeur du frigorigène à basse pression est comprimée et portée à haute pression par le compresseur. La chaleur totale rejetée au niveau du condenseur correspond à la somme de la chaleur extraite à l'évaporateur et de l'énergie (w_c) consommée par le compresseur.

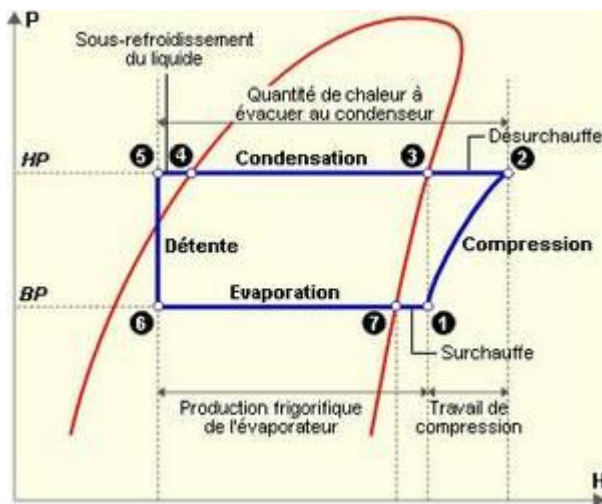


Figure III.2 Diagramme enthalpique du cycle frigorifique [4].

Elle restitue, en outre, à la source chaude (Q_c) en quantité équivalente au travail absorbé et à la quantité de chaleur retirée à la source froide.

$$Q_c \approx Q_f + W \tag{III.1}$$

Le rendement thermique ou coefficient de production frigorifique de la machine appelé aussi coefficient de performance, est défini par le rapport de la quantité de chaleur enlevée à la source froide au travail consommé par le cycle.

$$COP = \frac{Q_f}{W} = \frac{Q_f}{Q_c - Q_f} \tag{III.2}$$

Si la machine fonctionnait réversiblement on aurait

$$COP_{rév} = \frac{-1}{Q_c/Q_f + 1} \tag{III.3}$$

- **Au niveau de l'évaporateur**

Le fluide frigorigène liquide entre en ébullition et s'évapore en absorbant la chaleur du fluide extérieur. 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 (entre 7 et 1).

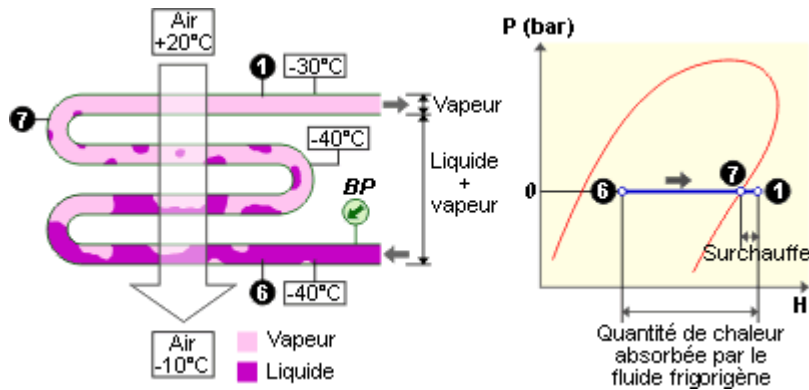


Figure III.3 Fonctionnement de l'évaporateur [4].

- **Bilan énergétique de l'évaporateur**

$$Q_{ev} = m_{ev} \cdot \Delta h_{ev} \quad (III.4)$$

Ou :

m_{ev} : le débit massique du fluide frigorigène

Δh : la variation de l'enthalpie du fluide au niveau de l'évaporateur

$$\Delta h_e = h_1 - h_6 \quad (III.5)$$

- **Dans le compresseur**

Le compresseur va tout d'abord aspirer le gaz frigorigène à basse pression et à basse température (1). L'énergie mécanique apportée par le compresseur va permettre d'élever la pression et la température du gaz frigorigène. Une augmentation d'enthalpie en résultera.

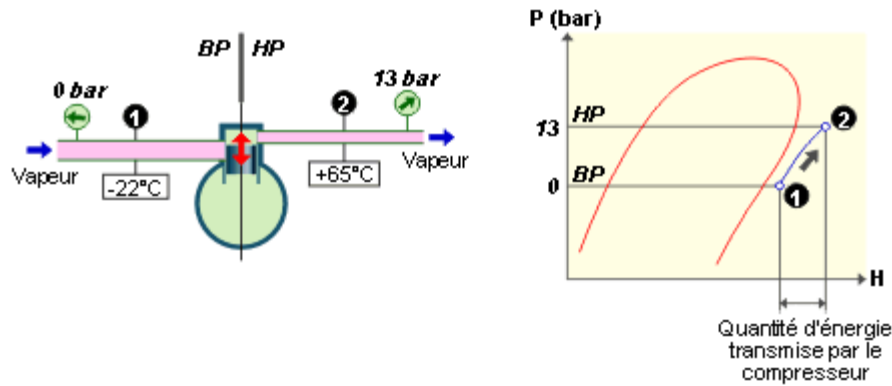


Figure III.4 Fonctionnement du compresseur [4].

La quantité de chaleur transmise par le compresseur est

$$\Delta h_c = h_2 - h_1 \tag{III.6}$$

- **Dans le condenseur**

Le gaz chaud provenant du compresseur va céder sa chaleur au fluide extérieur. Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("désurchauffe"), avant l'apparition de la première goutte de liquide (point 3). Puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernière bulle de vapeur (point 4). Le fluide liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.

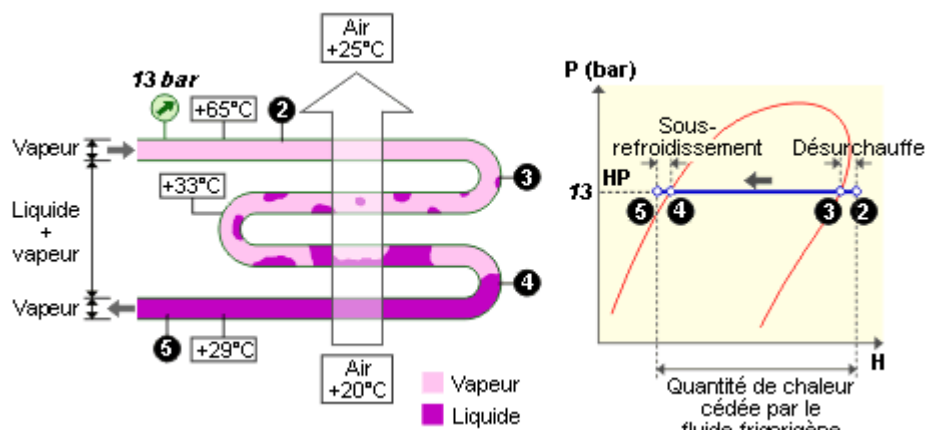


Figure III.5 Fonctionnement du condenseur [4].

- **Bilan énergétique de condenseur**

$$Q_{con} = m_c * \Delta h_{cond} \tag{III.7}$$

La quantité de chaleur cédée par le fluide frigorigène est

$$\Delta h_c = h_4 - h_2 \quad (\text{III.8})$$

- **Dans le détendeur**

La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif "abaisseur de pression" dans le circuit. C'est le rôle du détendeur. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur pour abaisser sa température.

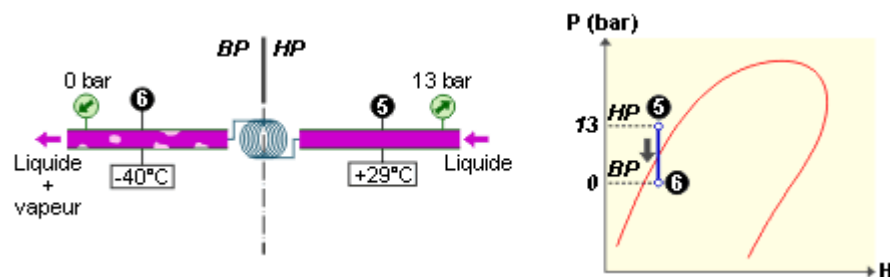


Figure III.6 Fonctionnement du détendeur [4].

La différence de pression abaisser par le détendeur est

$$\Delta p_d = \frac{HP}{BP} \quad (\text{III.9})$$

III.2 évaluation des performances de la machine frigorifique

III.2.1 La quantité de chaleur

La quantité de chaleur à fournir ou à soustraire à un corps est proportionnelle à

- La masse du corps
- La variation de température qu'il a subie
- Sa chaleur massique

D'où la formule générale donnant la quantité de chaleur échangée

$$Q = C * M * \Delta\theta \quad (\text{III.10})$$

Un corps (ou une substance) peut recevoir ou fournir de la chaleur sous deux formes différentes.

- **Sous forme sensible**

L'absorption de chaleur sous cette forme se manifeste par une élévation de la température du corps récepteur; ou bien, au contraire, fourni de la chaleur sa température s'abaisse.

Absorption ou fourniture de chaleur ne provoquent pas de modification d'état physique du corps, et la variation de température est fonction de la quantité de chaleur échangée et d'une caractéristique physique propre à chaque corps: sa chaleur massique.

- **Sous forme latente**

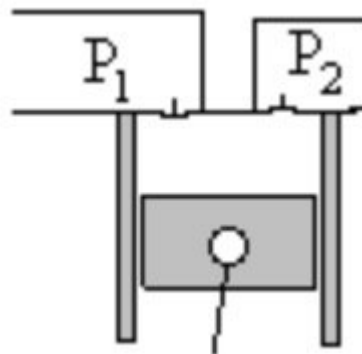
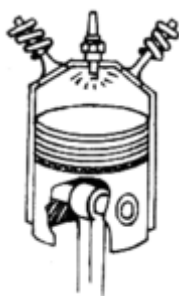
L'absorption de chaleur par un corps sous cette forme ou la fourniture de chaleur par ce corps se caractérise par une constance de la température du corps et par son changement d'état physique.

III.2.2 Calcul du débit massique

Un débit permet de mesurer le flux d'une quantité relative à une unité de temps au travers d'une surface quelconque [5].

$$\text{Débit}_{\text{massique}} \text{ ————— } [\text{kg/s}] \quad (\text{III.11})$$

III.2.3 Calcul le volume réel



On désigne par cylindrée le volume balayé par le piston entre ses deux positions extrêmes, et par espace mort, le volume minimal de l'enceinte de compression. Dans les réalisations courantes, ϵ est de l'ordre de 3 à 5 %.

Donc, le volume réel à aspirer par le compresseur est de

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = \text{débit}_{\text{massique}} \cdot \text{volume}_{\text{massique_aspiration}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{III.12})$$

III.2.4 Calcul du rendement volumétrique

D'une manière générale, on définit le rendement d'une détente ou d'une compression irréversible par la comparaison de la transformation considérée avec une transformation réversible partant du même état initial et aboutissant à la même pression finale [5].

Donc le rendement volumétrique du compresseur est de

$$\eta_{\text{Volume}} = 1 - \varepsilon (\tau^n - 1) \quad (\text{III.13})$$

$$\eta_{\text{Volume}} = 1 - \varepsilon \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (\text{III.14})$$

Telle que : $\varepsilon = 0.05$

III.2.5 Calcul du débit théorique

Le débit théorique nécessaire est de

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{\text{Volume}_{\text{réel}}}{\eta_{\text{Volume}}} \quad (\text{III.15})$$

III.2.6 Calcul de la puissance du compresseur

On parle de puissance absorbée lorsque qu'il y a une notion de performance ou de rendement. C'est le cas de la pompe à chaleur et de son COP ou coefficient de performance. La puissance électrique absorbée par le compresseur se transforme pour donner une puissance de chauffage 3 fois plus grande avec un COP de 3.

Donc La puissance électrique du moteur du compresseur est donnée par la relation :

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \text{débit}_{\text{massique}} * \Delta h_{\text{compression}} * \left(\frac{1}{\eta_{\text{comp}} * \eta_{\text{moteur_elec}} * \eta_{\text{Volume}}} \right) \quad (\text{III.16})$$

III.2.7 Le cop de la machine frigorifique

Le coefficient de performance, ou COP (parfois CP), d'une machine frigorifique est le quotient de la chaleur produite sur le travail fourni

Selon cette définition, on voit que le COP est une efficacité énergétique, dans laquelle le système étudié se situe à la sortie du moteur du compresseur (source chaude) : seule l'efficacité du circuit frigorifique est prise en compte [4].

Donc la performance énergétique (ou effet frigorifique) de la machine est donné

$$\text{COP} = \frac{Q \text{ frigorifique}}{P \text{ electr_absorbée}} \quad (\text{III.17})$$

III.3 Conclusion

Le système de réfrigération par cycle de compression de vapeur est constitué par l'évaporateur, le détendeur, le compresseur et le condenseur. Ces organes ont pour rôle de faciliter les changements d'état du fluide frigorigène et de le mettre en mouvement.

Les corrélations et les formules intervenant dans le calcul des performances de la machine frigorifique ont été rapportées.

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les performances de certains fluides réfrigérants ainsi que leurs impacts sur l'environnement. Les fluides réfrigérants étudiés sont au nombre de 10 à savoir : le R 22, R404, R507, R134a, R143, R410A, R407c, R409A, R152a, R125.

Pour cela un logiciel de commerce SOLKANE développé par l'entreprise allemande Solvay fluor GmbH Hanover a été utilisé.

Les résultats ainsi obtenus sont présentés sous formes de tableau et de graphes.

IV.2 Description du logiciel SOLKANE

- Le logiciel solkane calcule les paramètres thermodynamiques et les propriétés de transport des fluides frigorigènes
- contient des modules pour le calcul d'un total de 7 procédés cycliques différents à une ou deux étapes et pour le dimensionnement des conduites des fluides frigorigènes
 - affiche les diagrammes p-h ou T-s des fluides frigorigènes
 - assure, dans une fenêtre d'aide de Windows, une information complète sur les fluides frigorigènes SOLKANE depuis les propriétés physiques jusqu'au transport et à la garniture.

IV.2.1 Les fluides frigorigènes SOLKANE

Les fluides réfrigérants pouvant être utilisés et étudiés à l'aide du logiciel solkane sont les suivants :



Figure IV.1 liste des fluides frigorigènes SOLKANE [6].

IV.2.2 Choix du fluide frigorigère

Pour le calcul des propriétés d'une substance et des procédés cycliques de nombreux fluides frigorigères de la gamme de produits SOLKANE. Il existe plusieurs méthodes pour choisir le fluide frigorigère dont on a besoin.

Méthode 1 : par activation du bouton gauche de la souris

Le nom du fluide frigorigère dont vous avez besoin (par ex. R134a) on a :

The screenshot shows the SOLKANE software interface for R134a. The top bar displays the refrigerant name and logo. Below it, various input and output parameters are listed:

- Evaporateur:** Température: -10,00 °C, Surchauffe: 7,00 K, Perte de charge: 0,00 bar, Puissance frigorifique: 1,000 kW.
- Liquéfacteur:** Température: 35,00 °C, Sous-refroidissement: 0,00 K, Perte de charge: 0,00 bar.
- Compresseur:** Rendement isentropique: 0,800 (Auto).
- Conduite d'aspiration de gaz:** Surchauffe: 0,00 K, Perte de charge: 0,00 bar.
- Conduite de refoulement de gaz:** Refroidissement: 0,00 K, Perte de charge: 0,00 bar.

Below the input fields, a table is shown with columns for Point, p (bar), t (°C), v (dm³/kg), h (kJ/kg), s (kJ/kgK), and x. To the right of the table is a schematic diagram of a refrigeration cycle with points 1, 2, 3, 4, 5, and 6 labeled.

Figure IV.2 Les caractéristique thermo physiques du fluide choisit [6].

Méthode 2 : à l'aide du menu principal

SOLKANE® 22

R23

R123

SOLKANE® 134a

SOLKANE® 227

SOLKANE® 404A

SOLKANE® 407A

SOLKANE® 407C

SOLKANE® 410A

SOLKANE® 507

R32

R125

R143a

R152a

R124

SOLKANE® 365mfc

Solkatherm® SES36

SOLKANE® 22L

SOLKANE® 22M

Méthode 3 :

On Sélectionne le fluide frigorigène dont on a besoin à partir de la liste de fenêtres dans le menu 'fenêtre, pour cela une fenêtre doit déjà être ouverte.

Méthode 4 :







En Double-clique sur le symbole (fenêtre réduite) pour le fluide frigorigène dont on a besoin (bouton gauche de la souris), pour ce faire, une fenêtre doit déjà être ouverte.


IV.2.3 Présentation des résultats de calcul du logiciel solkane

Les résultats issus du logiciel solkane peuvent s'afficher différemment en disposant les fenêtres en mode mosaïque ou en mode cascade. Les propriétés thermo physiques du fluide réfrigérant choisi peuvent être exporté et stockées sur un fichier (Excel).

Pour le calcul des points particuliers du cycle, on dispose des outils de calcul suivants :

Description

Point singulier		Calcule les points d'état singuliers. Les points calculés dépendent des options complémentaires : vapeur humide' ou 'surchauffée', données de 'pression' ou 'température. introduites.
Table		Calcule les propriétés thermodynamiques spécifiées ou elles sont présentées sous forme de table.
Vapeur humide		Permet d'entrer paramètres de la substance en état saturé' (liquide à ébullition et vapeur saturée) pour calculer les points singuliers ou propriétés thermodynamiques.
Surchauffe		Permet d'entrer paramètres de la vapeur surchauffée' (état gazeux) pour calculer le point singulier ou les propriétés thermodynamiques.
Cycle		Permet d'Ouvrir une fenêtre pour le calcul des procédés cycliques
Propriétés		Permet d 'Ouvrir la boîte de dialogue pour choisir les paramètres de calcul pour un point singulier ou propriété thermodynamique.
Sous-refroidi		Entrer les 'paramètres du liquide sous-refroidi' pour calculer les points singuliers ou propriétés thermodynamiques

Pour le fluide frigorigène choisi, deux types de diagrammes (P, H et T, S) sont disponibles en activant le bouton  situé au niveau du Menu ('option /diagramme log h).

IV.3 étude d'impact des différents fluides réfrigérants

Depuis 1987, le protocole de Montréal impose une nouvelle réglementation en termes d'utilisation des fluides frigorigènes. Pour l'application de ce protocole dans de bonnes conditions techniques et économiques, il est indispensable de connaître et d'évaluer l'impact de ces fluides réfrigérants [2].

Pour cela, on se propose d'évaluer l'impact de 10 réfrigérants dans les mêmes conditions de fonctionnement d'une machine frigorifique ayant les caractéristiques suivantes :

- Puissance frigorifique utile nécessaire : $P_{\text{frigorifique}} = 100 \text{ kW}$
- Température de condensation = 40°C
- Température d'évaporation ou d'ébullition -10°C
- Sous-refroidissement = 5°C
- Surchauffe = 5°C
- rendement du compresseur $\eta_{\text{comp}} = 0,85$
- rendement du moteur électrique $\eta_{\text{moteur_elec}} = 0,85$

On suppose que les pertes de charge et les pertes thermiques sont négligeables au niveau des conduites [6].

IV.3.1 cas du R22

A partir des caractéristiques ci-dessus, on obtient le cycle de la figure IV.3 pour le réfrigérant R22 .les résultats de calcul sont résumés ci –après :

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 405 - 244 = 161 \text{ kJ/kg}$;
- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 443 - 405 = 38 \text{ kJ/kg}$;
- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0,067 \text{ m}^3/\text{kg}$.

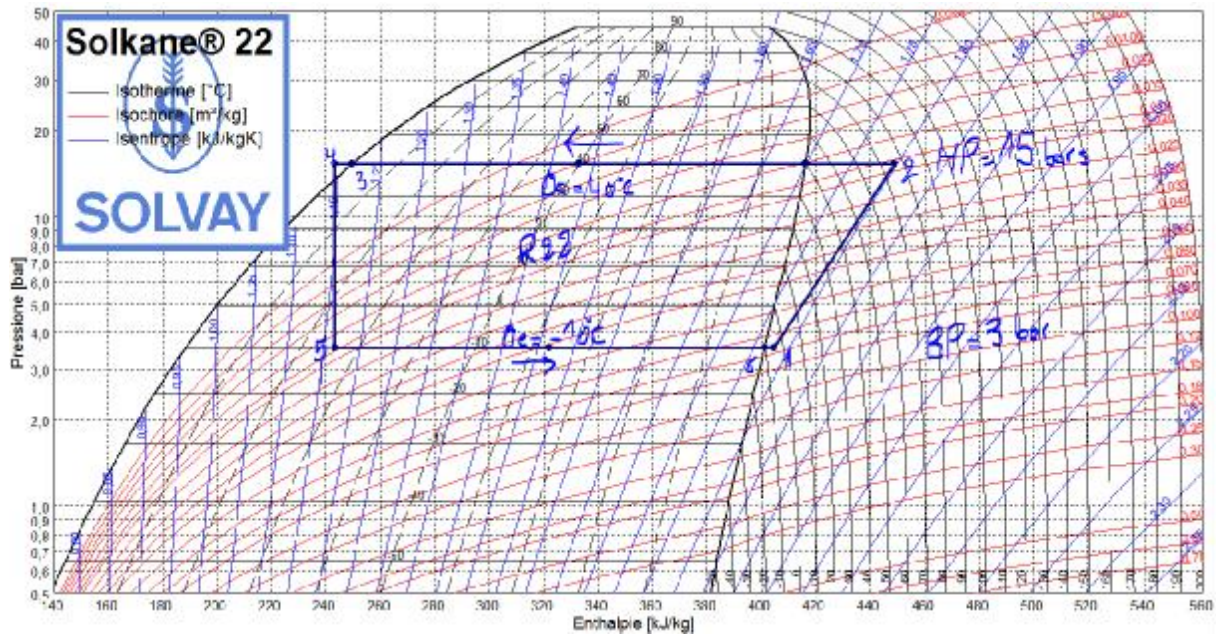


Figure IV.3 Diagramme (P , h) pour le R22 [6].

- Pour une puissance frigorifique demandée de 100 kW, le débit massique de R22 [5].

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{P_{fr}}{\Delta h_{\text{évaporateur}}} \quad [\text{kg/s}] \quad (\text{III.11})$$

$$\text{débit}_{\text{massique}} = \frac{100 \text{ [kJ/kg]}}{161 \text{ [kW]}} = \mathbf{0,62 \text{ kg/s}} \text{ ou } \mathbf{2\,236 \text{ kg/h}}$$

- Le volume réel à aspirer par le compresseur

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = \text{débit}_{\text{massique}} * \text{volume}_{\text{massique_aspiration}} \quad (\text{III.12})$$

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 0,62 \text{ [kg/s]} * 0,067 \text{ [m}^3\text{/kg]} = \mathbf{0,041 \text{ m}^3\text{/s}}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de
 $0,041 * 3\,600 = \mathbf{147,6 \text{ m}^3\text{/h}}$

- Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{Volume}} = 1 - \varepsilon \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (\text{III.14})$$

$$\eta_{\text{Volume}} = 1 - 0,05 \left(\frac{66,86}{18,07} - 1 \right) = \mathbf{0,86}$$

- Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{\text{Volume réel}}{\eta_{\text{Volume}}} \quad (\text{III.15})$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{147,6}{0,86}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{171,6 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La puissance électrique du moteur du compresseur est de

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \text{débit}_{\text{massique}} * \Delta h_{\text{compression}} * \left(\frac{1}{\eta_{\text{comp}} * \eta_{\text{moteur_elec}} * \eta_{\text{Volume}}} \right) \quad (\text{III.16})$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,62 * 38 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,86} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{37,9 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique (ou effet frigorifique) de la machine

$$\text{COP} = \frac{P_{\text{frigorifique}}}{P_{\text{electr_absorbée}}} \quad (\text{III.17})$$

$$\text{COP} = \frac{100}{37,9} = \mathbf{2,63}$$

IV.3.2 Cas du R404A

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 365 - 250 = 115 \text{ kJ/kg}$;
- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 400 - 365 = 35 \text{ kJ/kg}$;
- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0,048 \text{ m}^3/\text{kg}$.

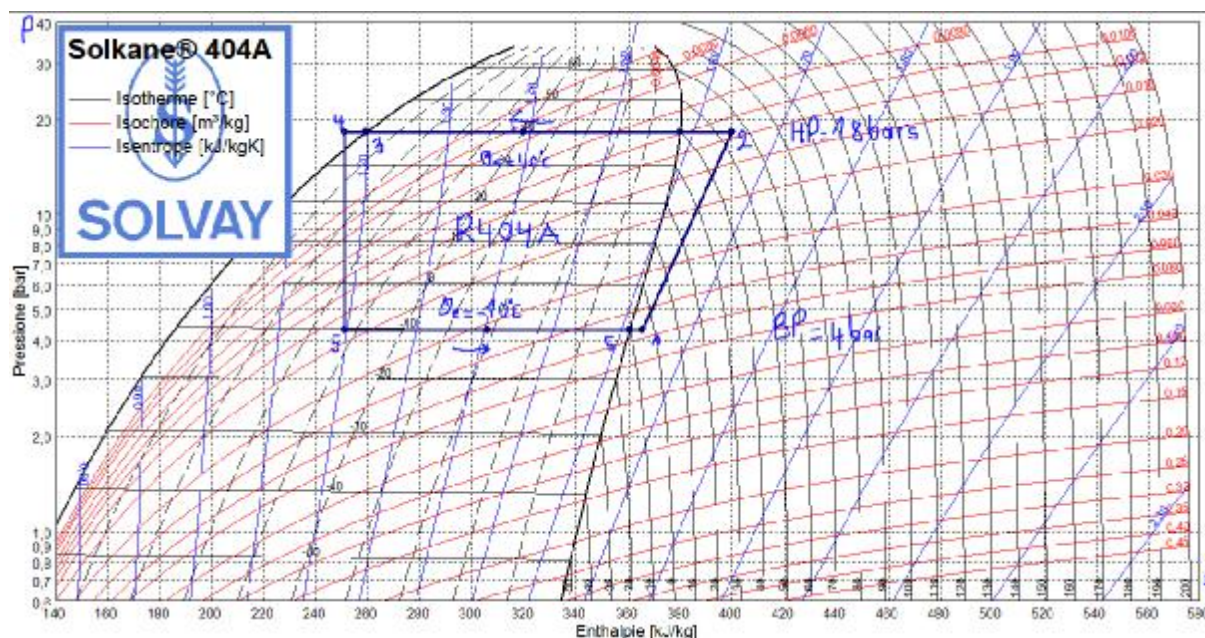


Figure IV.4 Le diagramme (P,h) pour le R404A [6].

- Pour une puissance frigorifique demandée de 100 kW, le débit massique de R404A [5].

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{P_{fr}}{\Delta h_{\text{évaporateur}}} \text{ [kg/s]} \tag{III.11}$$

$$\text{débit}_{\text{massique}} = \frac{100}{115} = \mathbf{0.87 \text{ kg/s}} \text{ ou } \mathbf{3132 \text{ kg/h}}$$

- Le volume réel à aspirer par le compresseur

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = \text{débit}_{\text{massique}} * \text{volume}_{\text{massique_aspiration}} \tag{III.12}$$

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 0,87 * 0.048 = \mathbf{0.041 \text{ m}^3/\text{s}}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de
 $0,041 * 3\,600 = \mathbf{147.6 \text{ m}^3/\text{h}}$

- Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{Volume}} = 1 - \varepsilon \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (\text{III.14})$$

$$\eta_{\text{Volume}} = 1 - 0.05 \left(\frac{47.01}{11.05} - 1 \right) = \mathbf{0,84}$$

- Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{\text{Volume réel}}{\eta_{\text{Volume}}} \quad (\text{III.15})$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{147.6}{0.84}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{175.7 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La puissance électrique du moteur du compresseur est de :

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \text{débit}_{\text{massique}} * \Delta h_{\text{compression}} * \frac{1}{\eta_{\text{comp}} * \eta_{\text{moteur_elec}} * \eta_{\text{Volume}}} \quad (\text{III.16})$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,87 * 35 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,84} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{50.1 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique (ou effet frigorifique) de la machine

$$\text{COP} = \frac{P_{\text{frigorifique}}}{P_{\text{electr_absorbée}}} \quad (\text{III.17})$$

$$\text{COP} = \frac{100}{50.1} = \mathbf{1.99}$$

IV.3.3 Cas du R507

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 362 - 252 = 110 \text{ kJ/kg}$

- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 397 - 362 = 35 \text{ kJ/kg}$

- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0,045 \text{ m}^3/\text{kg}$

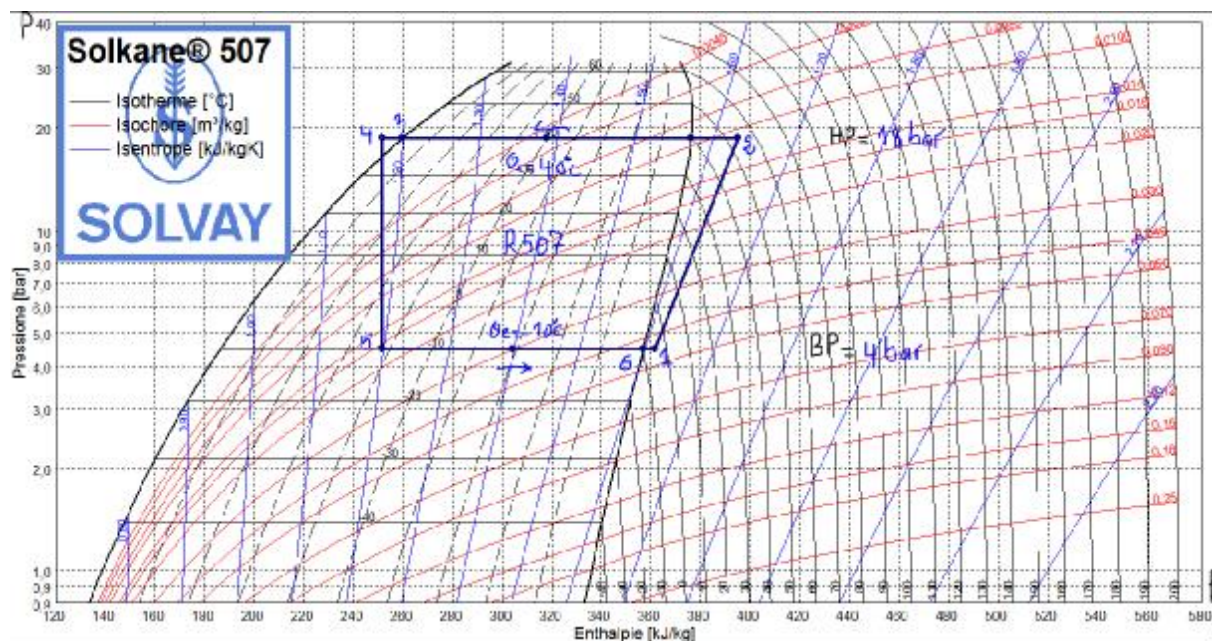


Figure IV.5 diagramme (p,h) pour le R507 [6].

- D'après la relation (III.11) on a le débit massique de R507 [5] est

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{100}{110} = \mathbf{0,90 \text{ kg/s}} \text{ ou } \mathbf{3240 \text{ kg/h}}$$

- D'après la relation (III.12) Le volume réel à aspirer par le compresseur est

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 0,90 * 0,045 = \mathbf{0.040 \text{ m}^3/\text{s}}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de
 $0,040 * 3\ 600 = \mathbf{144 \text{ m}^3/\text{h}}$

- La relation (III.14) donne Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{volumetrique}} = 1 - 0.05 \left(\frac{44.36}{10.44} - 1 \right) = \mathbf{0.84}$$

- La relation (III.15) donne Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{144}{0.84}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{171.4 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.16) donne La puissance électrique du moteur du compresseur

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,9 * 35 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,84} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{51.9 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique de la machine d'après la relation (III.17) est

$$\text{COP} = \frac{100}{51.9} = \mathbf{1.92}$$

IV.3.4 Cas du R134a

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 398-248 = 150 \text{ kJ/kg}$
- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 438-398 = 40 \text{ kJ/kg}$
- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0.1 \text{ m}^3/\text{kg}$

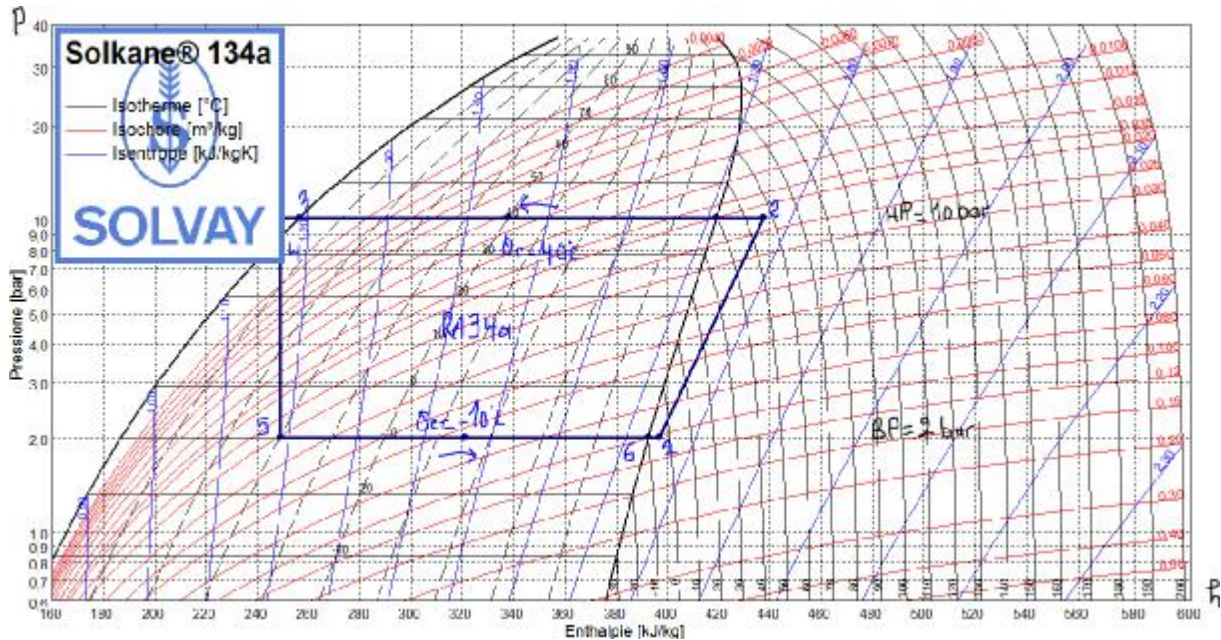


Figure IV.6 Le diagramme (p,h) pour R134a [6].

- D'après la relation (III.11) on a le débit massique de R134a est

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{100}{150} = \mathbf{0,66 \text{ kg/s}} \text{ ou } \mathbf{2376 \text{ kg/h}}$$

- D'après la relation (III.12) Le volume réel à aspirer par le compresseur est

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 0,66 * 0,1 = \mathbf{0.066 \text{ m}^3/\text{s}}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de
 $0,066 * 3\ 600 = \mathbf{237.6 \text{ m}^3/\text{h}}$

- La relation (III.14) donne Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{volumetrique}} = 1 - 0.05 \left(\frac{101.99}{21.49} - 1 \right) = \mathbf{0,81}$$

- La relation (III.15) donne Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{237.6}{0.81}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{293.3 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.16) donne La puissance électrique du moteur du compresseur

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,66 * 40 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,81} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{69.7 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique de la machine d'après la relation (III.17) est

$$\text{COP} = \frac{100}{69.73} = \mathbf{1.43}$$

IV.3.5 Cas du R143a

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 388-254 = 134 \text{ kJ/kg}$
- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 428-388 = 40 \text{ kJ/kg}$
- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0.048 \text{ m}^3/\text{kg}$

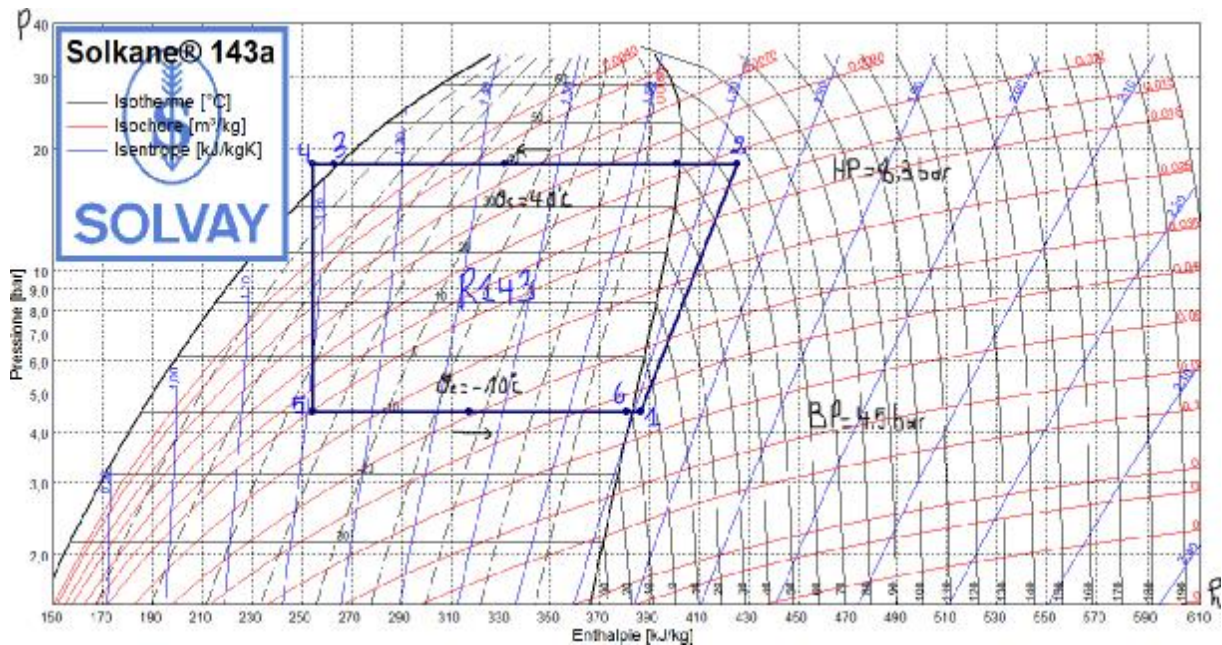


Figure IV.7 Le diagramme (p,h) pour le R143a [6].

- D'après la relation (III.11) on a le débit massique de R143a est

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{100}{134} = 0,75 \text{ kg/s ou } 2700 \text{ kg/h}$$

- D'après la relation (III.12) Le volume réel à aspirer par le compresseur est

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 0.75 * 0,048 = 0.036 \text{ m}^3/\text{s}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de
 $0,036 * 3600 = 129.6 \text{ m}^3/\text{h}$

- La relation (III.14) donne Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{volumetrique}} = 1 - 0.05 \left(\frac{51.80}{12.78} - 1 \right) = \mathbf{0.84}$$

- La relation (III.15) donne Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{129.6}{0.84}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{154.2 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.16) donne La puissance électrique du moteur du compresseur

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,75 * 40 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,84} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{49.4 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique de la machine d'après la relation (III.17) est

$$\text{COP} = \frac{100}{49.4} = \mathbf{2.02}$$

IV.3.6 Cas du R410A

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 425 - 258 = 167 \text{ kJ/kg}$
- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 473 - 425 = 48 \text{ kJ/kg}$
- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0,048 \text{ m}^3/\text{kg}$

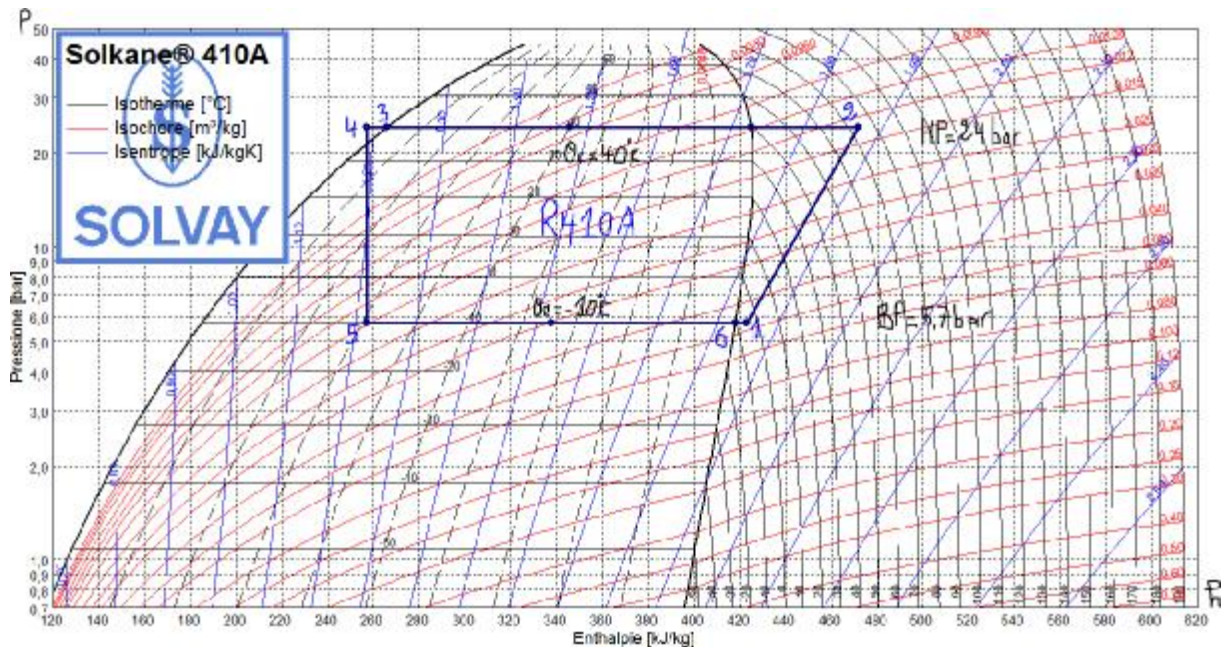


Figure IV.8 Le Diagramme (p,h) pour le R410A [6].

- D’après la relation (III.11) on a le débit massique de R410A est

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{100}{167} = 0,6 \text{ kg/s ou } 2160 \text{ kg/h}$$

- D’après la relation (III.12) Le volume réel à aspirer par le compresseur est

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 0,6 * 0,048 = 0,028 \text{ m}^3/\text{s}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de
 $0,028 * 3\ 600 = 100,8 \text{ m}^3/\text{h}$

- La relation (III.14) donne Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{volumetrique}} = 1 - 0.05 \left(\frac{47.07}{12.61} - 1 \right) = \mathbf{0.86}$$

- La relation (III.15) donne Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{108}{0.86}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{125.6 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.16) donne La puissance électrique du moteur du compresseur

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,6 * 48 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,86} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{71.6 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique de la machine d'après la relation (III.17) est

$$\text{COP} = \frac{100}{71.6} = \mathbf{1.39}$$

$$\eta_{\text{volumetrique}} = 1 - 0.05 \left(\frac{74.34}{17.03} - 1 \right) = \mathbf{0.83}$$

- La relation (III.15) donne Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{162}{0.83}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{195.1 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.16) donne La puissance électrique du moteur du compresseur

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,6 * 50 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,83} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{50.1 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique de la machine d'après la relation (III.17) est

$$\text{COP} = \frac{100}{50.1} = \mathbf{1.99}$$

IV.3.8 Cas du R409A

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 393 - 233 = 160 \text{ kJ/kg}$

- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 438 - 393 = 45 \text{ kJ/kg}$

- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0,076 \text{ m}^3/\text{kg}$

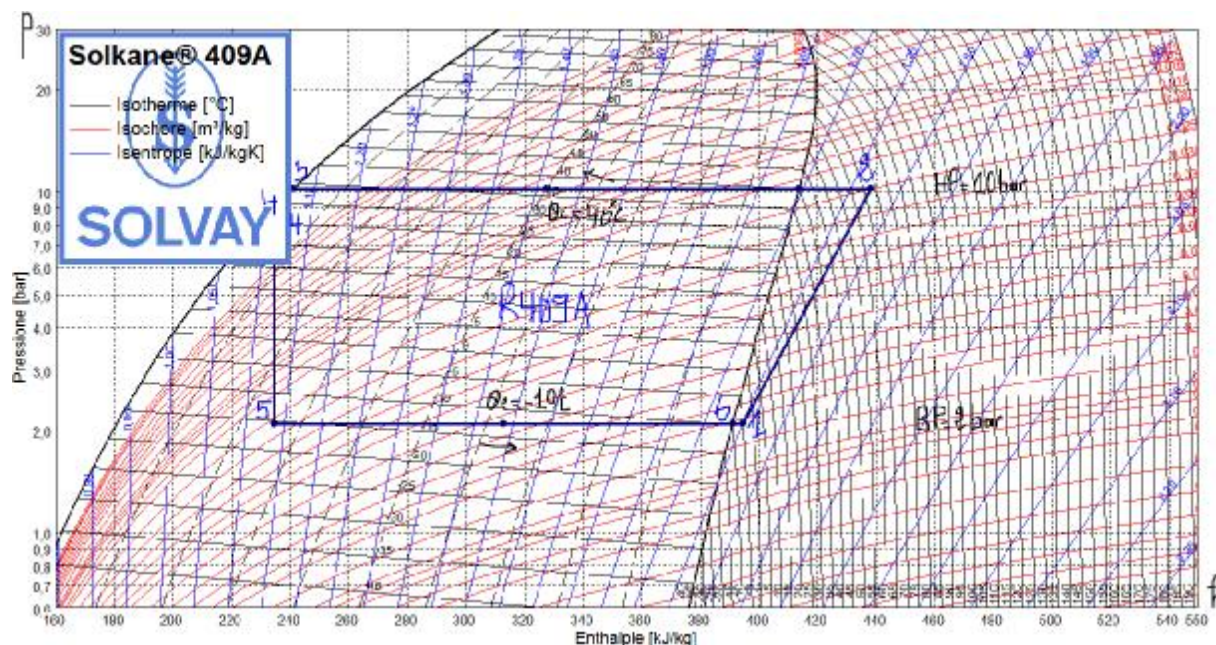


Figure IV.10 Le diagramme (p,h) pour le R409A [6].

- D'après la relation (III.11) on a le débit massique de R409A est

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{100}{160} = \mathbf{0,6 \text{ kg/s}} \text{ ou } \mathbf{2160 \text{ kg/h}}$$

- D'après la relation (III.12) Le volume réel à aspirer par le compresseur est

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 0,6 * 0,076 = \mathbf{0.045 \text{ m}^3/\text{s}}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de
 $0,045 * 3\ 600 = \mathbf{162 \text{ m}^3/\text{h}}$

- La relation (III.14) donne Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{volumetrique}} = 1 - 0.05 \left(\frac{104.25}{24.06} - 1 \right) = \mathbf{0.83}$$

- La relation (III.15) donne Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{162}{0.83}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{195.1 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.16) donne La puissance électrique du moteur du compresseur

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,6 * 45 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,83} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{45.1 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique de la machine d'après la relation (III.17) est

$$\text{COP} = \frac{100}{45.1} = \mathbf{2.21}$$

IV.3.9 Cas du R152a

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 515 - 270 = 245 \text{ kJ/kg}$

- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 570 - 515 = 55 \text{ kJ/kg}$

- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0,17 \text{ m}^3/\text{kg}$

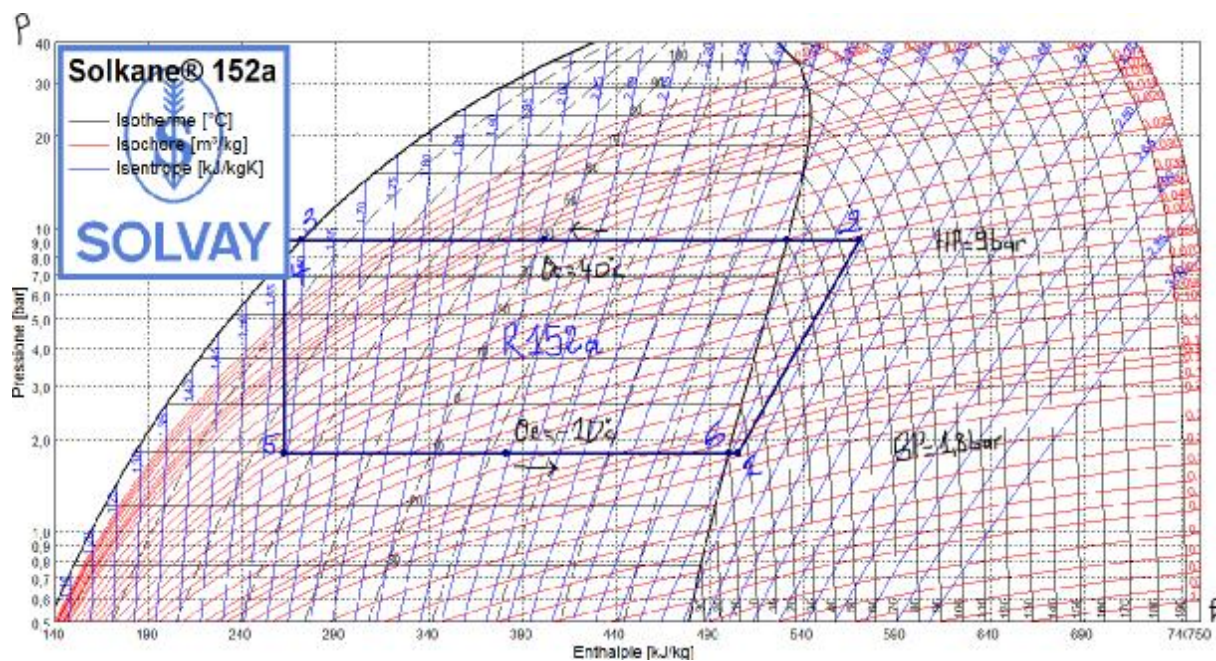


Figure IV.11 Le diagramme (p,h) pour le R152a [6].

- D'après la relation (III.11) on a le débit massique de R152a est

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{100}{245} = \mathbf{0,40 \text{ kg/s}} \text{ ou } \mathbf{1440 \text{ kg/h}}$$

- D'après la relation (III.12) Le volume réel à aspirer par le compresseur est

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 0,40 * 0,1 = \mathbf{0.040 \text{ m}^3/\text{s}}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de

$$0,040 * 3\ 600 = \mathbf{144 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.14) donne Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{volumetrique}} = 1 - 0.05 \left(\frac{175.06}{39.94} - 1 \right) = \mathbf{0.83}$$

- La relation (III.15) donne Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{144}{0.83}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{173.5 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.16) donne La puissance électrique du moteur du compresseur

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 0,4 * 55 * \left(\frac{1}{0,85 * 0,85 * 0,83} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{36.7 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique de la machine d'après la relation (III.17) est

$$\text{COP} = \frac{100}{36.7} = \mathbf{2.72}$$

IV.3.10 Cas du R125

- au niveau de l'évaporateur : $\Delta h_{\text{évaporateur}} = 337 - 247 = 90 \text{ kJ/kg}$
- énergie théorique de compression : $\Delta h_{\text{compression}} = 359 - 337 = 22 \text{ kJ/kg}$
- volume massique à l'aspiration : $V_{\text{massique_aspiration}} = 0,03 \text{ m}^3/\text{kg}$

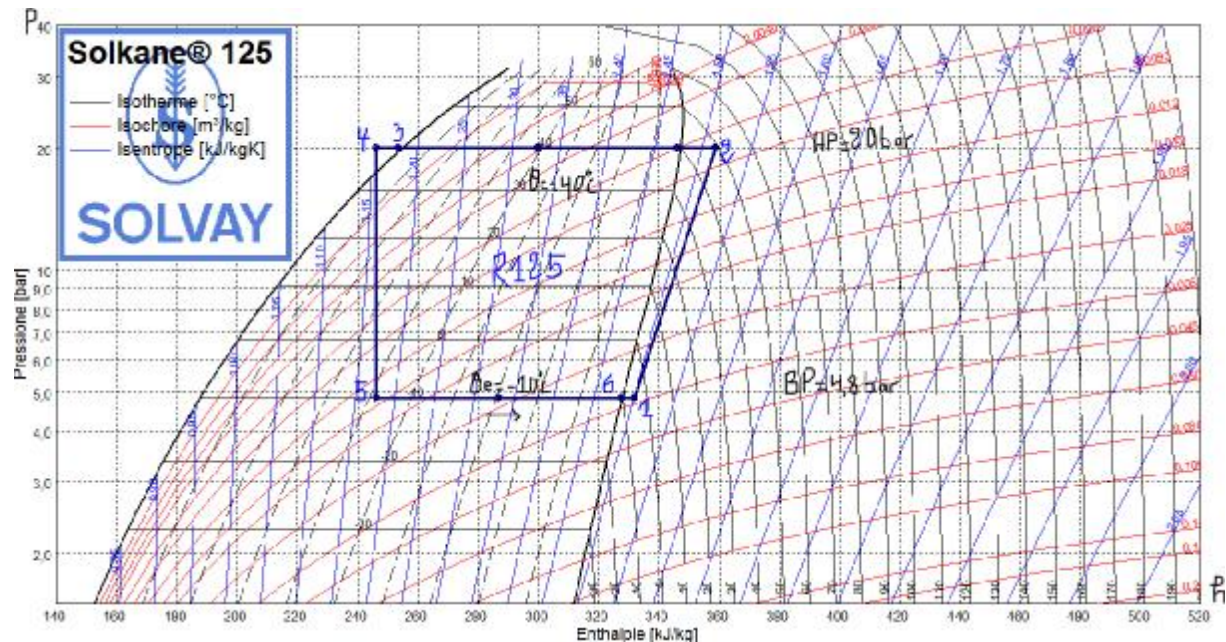


Figure IV.12 Le diagramme (p,h) pour le R125 [6].

- D'après la relation (III.11) on a le débit massique de R125 est

$$\text{Débit}_{\text{massique}} = \frac{100}{90} = 1.1 \text{ kg/s ou } 3960 \text{ kg/h}$$

- D'après la relation (III.12) Le volume réel à aspirer par le compresseur est

$$\text{Volume}_{\text{réel}} = 1,1 * 0,03 = 0.033 \text{ m}^3/\text{s}$$

soit en une heure un volume aspiré au niveau du compresseur de
 $0.033 * 3\ 600 = 118.8 \text{ m}^3/\text{h}$

- La relation (III.14) donne Le rendement volumétrique du compresseur

$$\eta_{\text{volumetrique}} = 1 - 0.05 \left(\frac{33.91}{7.68} - 1 \right) = \mathbf{0.83}$$

- La relation (III.15) donne Le débit théorique nécessaire

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \frac{118.8}{0.83}$$

$$\text{Débit}_{\text{compresseur}} = \mathbf{143.1 \text{ m}^3/\text{h}}$$

- La relation (III.16) donne La puissance électrique du moteur du compresseur

$$P_{\text{electr_absorbée}} = 1.1 * 22 * \left(\frac{1}{0.85 * 0.85 * 0.83} \right)$$

$$P_{\text{electr_absorbée}} = \mathbf{40.4 \text{ kW}}$$

- Enfin, la performance énergétique de la machine d'après la relation (III.17) est

$$\text{COP} = \frac{100}{40.4} = \mathbf{2.47}$$

IV.3.11 Comparaison des performances des fluides

Le tableau IV.1, récapitule les résultats obtenus pour 10 fluides réfrigérants étudiés.

On remarque que les fluides frigorigènes étudiés présentent beaucoup de similitude

Cependant, le COP du réfrigérant R152a est le plus élevé suivi de près par celui du R22.

Non des fluides frigorigènes	R22	R404	R507	R134a	R143	R410A	R407c	R409A	R152a	R125
Haute pression (bar)	15.34	18.15	18.68	10.17	18.32	24.19	15.41	10.22	9.09	20.08
Basse pression (bar)	3.55	4.31	4.49	2.01	4.49	5.73	3.20	2.08	1.81	4.83
Taux de compression	4.3	4.2	4.2	5.0	4.0	4.2	4.8	4.9	5.0	4.1
$\Delta h_{\text{évaporateur}}$ (kj/kg)	161	115	110	150	134	167	166	160	245	90
$\Delta h_{\text{compression}}$ (kj /kg)	38	35	35	40	40	48	50	45	55	22
Rendement volumétrique η_{volume}	0.86	0.84	0.84	0.81	0.84	0.86	0.83	0.83	0.83	0.83
Température de fin de compression(c°)	70	55	55	57	55	73	68	68	70	50
Volume spécifique à l'aspiration (m ³ /kg)	0.067	0.048	0.045	0.100	0.048	0.048	0.076	0.076	0.170	0.034
Débit massique du fluide réfrigérant (kg/s)	0.62	0.87	0.90	0.66	0.75	0.59	0.60	0.60	0.40	1.11
Débit volumique (m ³ /s)	0.041	0.041	0.040	0.066	0.036	0.028	0.045	0.045	0.040	0.033
Puissance électrique (k w)	37.9	50.1	51.9	69.7	49.4	71.6	50.1	45.1	36.7	40.4
cop	2.63	1.99	1.92	1.43	2.02	1.39	1.99	2.21	2.72	2.47
Diminution des performances	-1	-23	-26	-16	-21	-18	-25	-18	-	-4

Tableau IV.1 Résultats sur les caractéristiques et performances des fluides frigorigènes [6].

La faible valeur de COP est obtenue pour le réfrigérant R410A correspondant à la valeur de 1.39. Donc, dans les mêmes conditions de fonctionnement et pour une même période d'utilisation, la consommation d'énergie électrique de la machine fonctionnant au R22 est de 1 % plus élevée à celle fonctionnant au R152a, et celle fonctionnant au R507 est de 26% plus élevée.

Le pourcentage de diminution des performances des autres fluides est donné dans le tableau IV .1.

Les figures (IV.13, IV.14, IV.15, IV.16) représentent respectivement les histogrammes de la puissance électrique consommée par le compresseur, le débit massique, la pression de refoulement et la pression d'aspiration du compresseur.

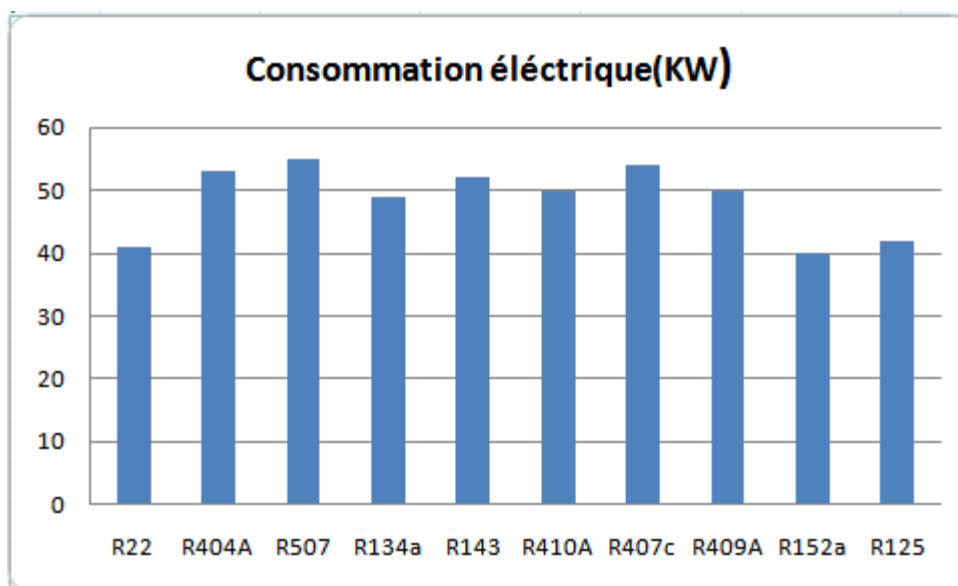


Figure IV.13 Histogramme de consommation électrique pour les différents fluides réfrigérants .

La figure IV.13 donne, l'histogramme de la puissance consommée pour les différents types de réfrigérants

Sur cet histogramme, on constate clairement que les machines fonctionnant aux réfrigérants R152a, R22 et R125 consomment moins d'énergie comparées à celles utilisant les réfrigérants R404A, R507, R143, R410A, R407 et R409a. La puissance électrique supplémentaire consommée par ces derniers s'élève à environ à 10KW pour une puissance frigorifique de 100KW soit 10% de la puissance frigorifique.

En tenant compte des contraintes liées à l’environnement, c.à.d. en s’intéressant aux indices d’impact ODP et GWP, on déduit que le réfrigérants R152a est le fluide le plus approprié parmi les fluides étudiés du fait qu’il a un ODP nul et un GWP le plus faible qui est de 140 (voir tableaux I.1 et IV.2).

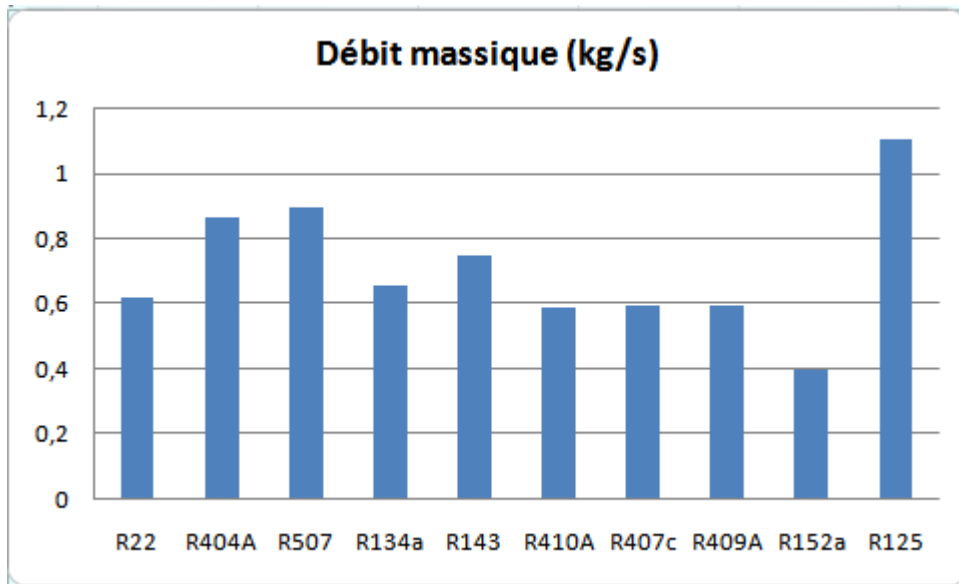


Figure IV.14 Histogramme du débit massique pour les différents réfrigérants .

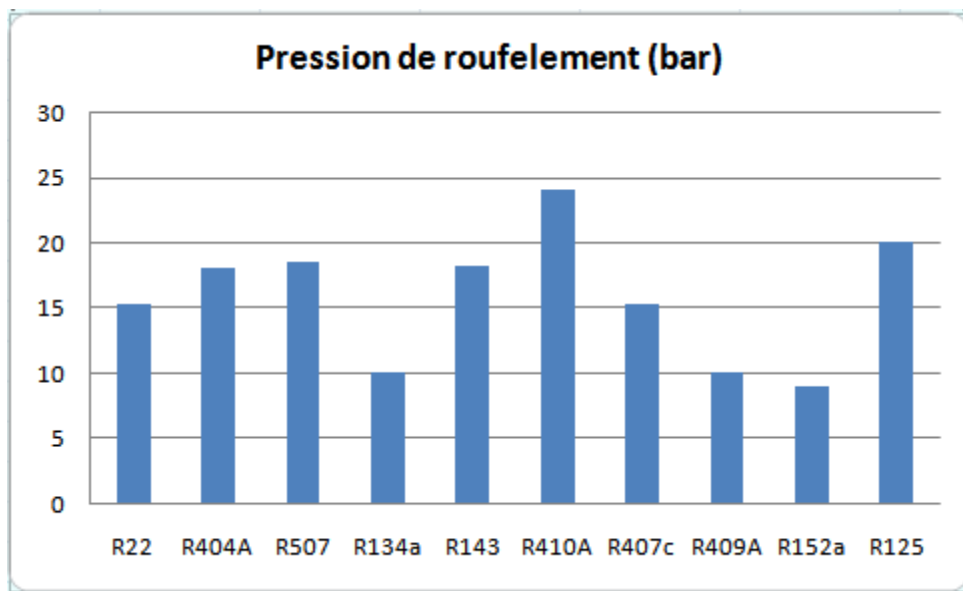


Figure IV.15 Histogramme de la pression de refoulement pour les différents réfrigérants .

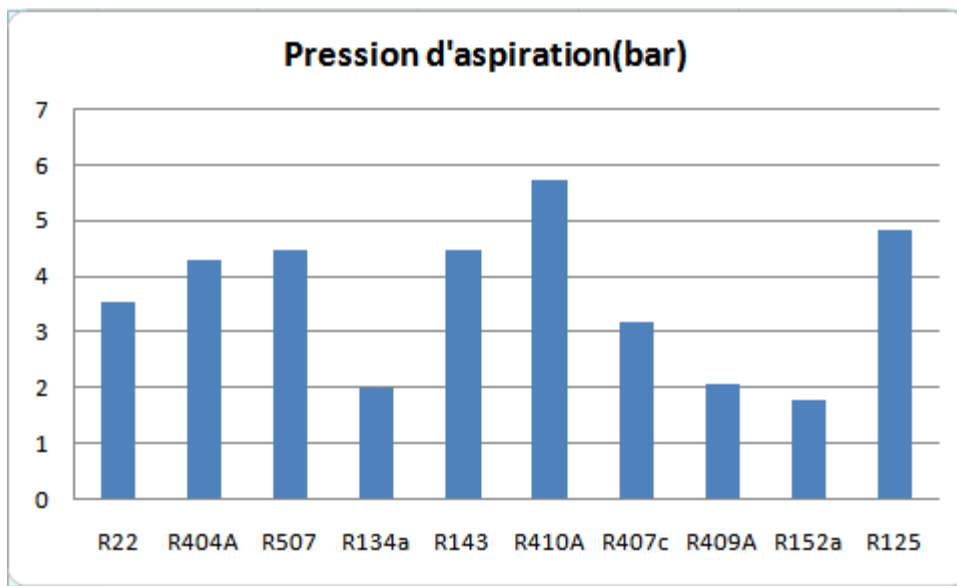


Figure IV.16 Histogramme d’aspiration du compresseur pour les différents réfrigérants .

De la figure IV.14, on remarque que le débit massique du réfrigérants véhiculé dans la machine pour un même charge frigorifique est plus faible dans le cas du R152a. Du tableau IV.1, on déduit que le fluide R152a est le plus performant des fluides étudiés car sa chaleur latente de vaporisation est la plus élevée (245KJ/kg).

Un autre avantage du réfrigérant R152a est sa faible pression de refoulement qui est de l’ordre de 9 bars (voir figure IV.15 et tableau IV.1) nécessitant ainsi de faibles épaisseurs de tubes et de moindres sollicitant mécaniques.

	R22	R404A	R507	R134a	R143	R410A	R407c	R409A	R152a	R125
COP	2.63	1.99	1.92	1.43	2.02	1.39	1.99	2.21	2.72	2.47
ODP	0.055	0	0	0	0	0	0	0	0	0
GWP	1700	3260	3300	1300	3800	1730	1530	1730	140	2800

Tableau IV.2 Facteur d’impact sur la couche d’ozone(ODP) et de réchauffement climatique(GWP) des fluides étudiés [2].

On remarque d'après le tableau IV.2, pour les certains mélanges de HFC comme R404A et R507 aussi le R143 que leurs impacts sur l'effet de serre (GWP) est très importants aussi sur la couche d'ozone, et encore pour les mélanges de HCFC comme le R125 qui a un (GWP) important.

Du part, mais de l'autre part en remarque pour le même mélange de HFC comme le R134a et R152a que leur (GWP) est moins faible, Ce qui signifie que ces derniers sont les plus utilisables dans le domaine de la climatisation.

Conclusion générales et perspectives

Une étude comparative des performances de 10 fluides réfrigérants a été menée. Les fluides réfrigérants étudiés sont les suivants : R22, R404A, R507, R134a, R143, R410A, R407c, R409A, R152a, R125.

Pour mener à bien notre étude, il a fallu passer en revue les propriétés thermophysiques de ces réfrigérants ainsi leur impact sur l'environnement à savoir leurs effets sur la couche d'ozone et le réchauffement climatique.

Aussi la maîtrise du logiciel SOLKANE s'est avérée indispensable pour réalisation de notre étude.

De cette étude, il ressort que :

-Le type du fluide réfrigérant influence fortement le coefficient de performance de la machine frigorifique.

-Il est primordial d'avoir un fluide présentant une grande chaleur latente de vaporisation.

-Pour une même charge frigorifique de 100KW, les réfrigérants R22, R125, sont les plus performants du point de vue énergétique et durant l'exploitation de la machines les charges seront moindres.

En raison des contraintes liées à l'environnement, le fluide R152a est le plus indiqué (ODP=0, GWP=140).

En perspectives, cette étude peut être étendue à d'autres fluides réfrigérants. Aussi la confrontation de nos résultats aux résultats expérimentaux d'un banc d'essai tenant compte des pertes de charges dans le circuit est souhaitable

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] les notes techniques . les fluides frigorigènes .janvier 2001

www.infometiers.org.

[2] DUMINIL.M les fluides frigorigènes actuels et leurs actions sur l'environnement, les fluides de substitutions, journée d'étude de la société française de thermiciens .paris 22 janvier 1992.

[3] www.amifrigo.com/ climatiseur.

[4] MAXIME DUMINIL ((théorie des machine frigorifique)) DOC.B 9730-5, technique de l'ingénieur, traité génie énergétique.

[5] Christophe coquet « thèse de doctorat « étude des fluides frigorigènes. Résumé et modalisations 2003.

[6] SOLKANE.solvay fluor gambit. Dépt : application technologie –réfrigérants POB07220.

Résumé

Dans ce mémoire on a étudié les différents fluides réfrigérants et leurs utilisations dans le domaine de la climatisation et de la réfrigération, ainsi on a défini le climatiseur en générale, leur constituant, ces fonctions et les différents types de climatiseurs.

Ensuite, on a donné un exemple sur le mode d'emploi du système de réfrigération qui est la machine frigorifique, enfin on a calculé les propriétés et les performances des fluides utilisés.

Mots clés : fluide frigorigène, la climatisation, la machine frigorifique, COP, SOLKANE

Key Words: cold fluids, air conditioning, refrigerating machine, the COP , SOLKANE