

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

**UNIVERSITE A.MIRA DE BEJAIA
FACULTE DE TECHNOLOGIE**

**Département de Génie Electrique
Projet de fin de cycle
En vue de l'obtention du diplôme
Master en électrotechnique
Option :**

ELECTROMECHANIQUE

THEME

**ETUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UN COMPRESSEUR
POUR UN GROUPE D'EAU GLACÉE POUR PROCESS
CEVITAL**

Réalisé par :

Mr : SALEM Abderrezak

Mr : BALLA Sid Ali

Encadré par :

Mme : ABDELLI Radia

Mr : ASLOUN Nadir

Promotion 2013

Remerciements

Au terme de ce travail, nous tenons à exprimer nos remerciements les plus sincères, tout d'abord au « BON DIEU » pour la patience et la santé qu'il nous a offertes tout au long de nos études.

Nous tenons à exprimer nos profondes gratitude à notre promotrice Madame R. ABDELLI pour avoir acceptée de diriger ce travail. Nous lui témoignons toute notre reconnaissance pour ses conseils, ses orientations et sa patience. Nous offrons notre gratitude à Mr : N.ASLOUNE, pour son suivi constant de ce travail, pour sa disponibilité, son aide, et d'avoir mis toute la documentation nécessaire, à notre disposition.

Mr F.TAZERART pour son aide, et ses conseils avisés, et sa disponibilité.

Ainsi que tout le personnel de Bureau méthode de CEVITAL (raffinerie d'Huile), à leur tête Monsieur O. HAMAS pour nous avoir acceptés et aidés au sein de l'entreprise.

Nos vifs remerciements au membre de jurys de bien vouloir accepter d'évaluer notre travail.

DÉDICACES

A mes très chers parents qui ont toujours été là pour moi, et qui m'ont donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. J'espère qu'ils trouveront dans ce travail toute ma reconnaissance et tout mon amour.

Qu'il me soit permis d'adresser une dédicace spéciale à mes chère(s) frères et sœurs ; zahir, salim, boubekour, et salima , malika, djamila, nadia.

A mes amis qui m'ont soutenu pendant cette magnifique expérience dont je cite :

B.nabil, A.nadir, F.nabil, jylé.hamza,

Lamine, locif, omar, hakim,

Farid, nadia, mouhamed, abderrezak, poyol, farhat, najem, wehab, badis, B.hamz à l'équipe méthode cevital et surtout à mon ange BM

Ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

B.sidali

DÉDICACES

Je dédie ce travail

A mes très chers parents qui ont toujours été là pour moi, et qui m'ont donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. J'espère qu'ils trouveront dans ce travail toute ma reconnaissance et tout mon amour.

Qu'il me soit permis d'adresser une dédicace spéciale à mes cher(e)s frères et sœurs ; Souhila, Fahima, Hania, Abdeldjalil, Mohamed yamine, mes deux petites sœurs Manel et Wassila

A toute ma famille, à une dédicace spéciale à ma grand-mère.

A tous mes amis qui m'ont soutenu pendant cette magnifique expérience dont je cite ; Malek, A/Slam, Aimad, Zoubir, Toufik, Hamza.

A mon camarade BALLA Sid Ali

Ainsi que tous mes camarades de la section génie électrique sont oublier l'équipe IT'Eet a tout ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

SALEM Abderrezak

Sommaire

Introduction générale

INTRODUCTION.....	1
-------------------	---

Présentation du complexe CEVITAL

Historique	3
Situation géographique.....	3
Activités de CEVITAL.....	3
Missions et objectifs.....	4
Direction énergie et utilités	4
Différents organes constituant le complexe CEVITAL	5

Chapitre I

Les machines frigorifiques

I.1 Introduction.....	7
I.2 Principe de froid.....	7
I.3 Fluides frigorigènes	7
I.4 Différents modes de production du froid.....	8
I.5 Rappel thermodynamique	10
I.6 Machines frigorifiques à compression	11
I.6.1 Cycle de Carnot inverse	11
I.6.2 Cycle frigorifique à compression idéal	12
I.6.3 La ligne haute pression.....	13
I.6.4 La ligne basse pression.....	14
I.6.5 Nature de la compression	15
I.7 Bilan énergétique d'une installation frigorifique à compression.....	16
I.8 Description sur le groupe d'eau glacée à condenseur à air	16
I.8.1 Production de l'eau glacée	17

I.8.2 Description et illustration des composants de groupe	18
A. Le compresseur frigorifique	18
B. L'évaporateur.....	18
C. Le condenseur à air	19
D. Le fluide frigorigène.....	19
E. Le détendeur	19
I.9 Conclusion	19

Chapitre II

Description mécanique des compresseurs

II.1 Introduction	20
II.2 Classification des compresseurs mécaniques	20
II.3 Mode de compression	21
II.3.1 Compresseurs volumétriques	22
II.3.2 Compresseur centrifuge	23
II.4 Mode d'entraînement de compresseur.....	23
II.4.1 Compresseur ouvert	23
II.4.2 Compresseur hermétique	23
II.4.3 Compresseur semi-hermétique.....	24
II.5 Plage du volume balayé.....	24
II.6 Garniture d'étanchéité	25
II.7 Transmissions	25
II.8 Compresseur alternatif à piston	26
II.8.1 Le Principe de Fonctionnement	26
II.8.2 Présentation géométrique de compresseur à Piston	28
II.8.2.1 Compresseur hermétique accessible.....	28
II.8.2.2 Les différentes pièces composant le compresseur à piston	29
II.8.3 Lubrification de compresseur à piston.....	32
II.8.3.1 Système de lubrification.....	32

II.8.4	Système de réduction de puissance.....	33
II.9	Compresseur à vis.....	34
II.9.1	Compresseur mono-vis	34
II.9.2	Compresseur bi-vis	35
II.9.2.1	Principe de fonctionnement.....	35
II.9.2.2	Les différentes pièces composant le compresseur birotor.....	36
II.9.2.3	Réduction de puissance des compresseurs à vis.....	37
II.9.2.4	Système de lubrification.....	39
II.10	Entrainement du compresseur	40
II.10.1	Constitution du moteur	40
1.	Le Stator	40
2.	Le Rotor.....	40
3.	Entrefer	41
II.10.2	Principe de fonctionnement	41
a.	Fonctionnement	41
b.	Glissement	42
II.10.3	Caractéristiques.....	43
II.10.4	Démarrage du moteur	44
II.10.4.1	Démarrage direct.....	44
II.11	Conclusion.....	45

Chapitre III

Etude et optimisation de compresseur

III.1	Introduction.....	46
III.2	L'état de l'installation	46
III.2.1	Les problématiques de l'installation actuelle.....	46
III.3	Etude et simulation.....	47
III.3.1	Présentation de logiciel CoolPack.....	47

III.3.2 Simulation et analyse des données	48
III.3.3 Bilan énergétique de l'installation	51
III.4 Calcule des caractéristiques réelles du compresseur à piston	52
III.4.1 Propriété géométrique de compresseur à piston de groupe	52
III.4.2 Vérification des données	52
III.4.2.1 La Cylindrée du compresseur (C)	52
III.4.2.2 Débit du volume balayé	53
III.4.2.3 Le taux de compression.....	53
III.4.2.4 Le rendement volumétrique	54
III.4.2.5 Débit du volume réel aspiré par le compresseur	55
III.4.2.6 Débit massique passant par le compresseur	55
III.5 Bilan de puissance de groupe frigorifique.....	55
II.6 Calcule du coefficient de performance de l'installation	56
III.6.1 bilan de puissance du compresseur.....	56
1. Puissance effective absorbée par le compresseur	57
2. Coefficient de performance réelle de compresseur à piston.....	58
3. Puissance fournie par le moteur électrique.....	58
4. Puissance absorbée (le moteur électrique).....	58
5. Le coefficient de performance COP de l'installation	58
6. Le rendement global de circuit frigorifique pour le compresseur à piston.....	59
III.7 Etude et sélection du compresseur à vis.....	59
III.7.1 Caractéristique du compresseur à vis	59
III.7.1.1 Le rapport volume index V_i	59
III.7.1.2 Rendement volumétrique du compresseur à vis	62
III.7.1.3 Débit du volume balayé	62
III.7.1.4 Débit du volume aspiré réel	63
III.7.1.5 Vitesse périphérique.....	63

III.7.1.6 Calcul de la vitesse de rotation de la vis femelle entraînement mâle	63
III .7.2 Choix de compresseur à vis	64
III.7.3 Sélection de compresseur à vis	64
III.7.3.1 Liste de différent constructeur	65
III.7.3.2 Les résultats obtenus avec le logiciel BITZER.....	66
III .7.4 Caractéristique et analyse de compresseur à vis.....	66
III.7.4.1 Limite de fonctionnement	66
III.7.4.2 Le rendement global de circuit frigorifique pour le compresseur à vis semi-hermétique.....	67
III.7.4.3 Le rendement volumétrique de compresseur à vis.....	68
III.8 Analyse comparative	69
III.8.1 Calcule du gain énergétique	69
III.8.2 Récapitulation des résultats obtenus des deux compresseurs	70
III.8.3 Discussion des résultats	71
III.8.3.1 Compresseur à piston.....	71
III.8.3.2 Compresseur à vis	71
III.9 Conclusion.....	72

Conclusion générale

Conclusion générale	73
---------------------------	----

Annexes

Annexes

Bibliographie

Références bibliographiques

Liste des Figures

Figures du chapitre I :

Figure I.1 Machine frigorifique et cycle de Carnot inverse	11
Figure I.2 Machine frigorifique à compression idéale	13
Figure I.3 Évolution des températures dans un condenseur à contre- courant.....	14
Figure I.4 Évolution des températures dans un évaporateur à contre- courant.....	15
Figure I.5 Lignes isentropiques et isenthalpiques	16
Figure I.6 Bilan énergétique d'une machine frigorifique.....	16
Figure I.7 Schéma de l'installation et sa relation avec le procédé à refroidir	17
Figure I.8 Schémas de circuit avec le fluide frigoporteur et caloporteur	18
Figure I.9 Evaporateur multitubulaire	19
Figure I.10 Vue de groupe	19

Figures du chapitre II :

Figure II.1 Tableau de classification des compresseurs mécaniques volumitriques.....	21
Figure II.2.a Compresseur à vis.....	22
Figure II.2.b Compresseur scroll.....	22
Figure II.2.c Compresseur semi-hermétique à piston.....	22
Figure II.3 Plage du volume balayé pour différents types de compresseur	24
Figure II.4 Garniture d'étanchéité	25
Figure II.5 La transmission	25
Figure II.6 Vue éclatée d'un compresseur à piston	29
Figure II.7 Vilebrequin.....	29
Figure II.8 Bielle	30
Figure II.9 Segment.....	30
Figure II.10.a Model de clapets annulaires	31
Figure II.10.b Clapet sur compresseur moyenne et grosse puissance	31
Figure II.11 Circuit d'huile dans un compresseur de petite puissance.....	32
Figure II.12 Compresseur mono-vis.....	34
Figure II.13 Vue le sens de rotation des deux rotors.....	35
Figure II.14 Principe de fonctionnement de compresseur bi-vis.....	36
Figure II.15 Vue en coupe partielle d'un compresseur à vis birotor	36
Figure II.16 Vue éclaté d'un compresseur à vis birotor	37

Figure II.17 Essai de concrétisation de la réduction de puissance	37
Figure II.18 Schéma de principe de la réduction de puissance d'un compresseur birotor à partir d'un tiroir	38
Figure II.19 Moteur asynchrone à cage	41
Figure II.20 Création du champ tournant	42
Figure II.21 Caractéristique mécanique du fonctionnement	43

Figures du chapitre III :

Figure III.1 Ecran principal de logiciel CoolPack.....	48
Figure III.2 Introduire les paramètres de cycle	49
Figure III.3 Diagramme- $\log(p)$, h de fluide frigorigène R22	49
Figure III.4 Vue les Résultats des différents points de cycle	50
Figure III.5 Représentation les différents points de cycle.....	50
Figure III.6 Donnée de constructeur pour le compresseur à piston.....	52
Figure III.7 Diagramme (P, V) de compression réelle	54
Figure III.8 Bilan de puissance du compresseur à piston.....	56
Figure III.9 Différents cycles de fonctionnement possible d'un compresseur à vis à V_i non adaptable.....	60
Figure III.10 Exemple d'abaque correspondant à un compresseur donné	62
Figure III.11 Tableau de différent constructeur	65
Figure III.12 Vue les Résultats obtenue du compresseur à vis	66
Figure III.13 Limite de fonctionnement de compresseur HSK8571-140-40P	67
Figure III.14 Donnée technique du compresseur à vis.....	68

Nomenclature

A	Coefficient approximatif de la forme des vis
BP	Basse pression (Pa ou bar)
COP	Le coefficient de performance
C	Cylindrée du compresseur à piston (m^3)
C_n	Couple nominal C_n
C_{ro}	Couple résistant à vide constant
C_r	Couple résistant
D	Diamètre (m)
HP	Haute pression (<i>Pa ou bar</i>)
h	Enthalpie massique (kJ/kg)
l	Longueur (m)
N	Vitesse de rotation (tr/m)
n	Nombre de cylindre
P_a	Puissance absorbée moteur (w)
P_u	Puissance utile moteur électrique (w)
P_{eff}	Puissance effective (w)
P_i	Puissance indiquée (w)
P_{th}	Puissance théorique à fournir au fluide (w)
P_e	Puissance d'évaporateur (w)
P_c	Puissance de condenseur (w)
S	Entropie massique (kJ/kg)

u	Vitesse périphérique (m/s)
V	Volume (m ³)
v''	Volume massique (m ³ /kg)
q_m	Débit massique du fluide frigorigène (kg/s)
qva	Débit du volume réel aspiré par le compresseur (m ³ /s)
qvb	Débit du volume balayé (m ³ /s)
Q_e	La chaleur massique absorbée par l'évaporateur (kJ/kg)
Q_c	La chaleur massique dissipée par le condenseur (kJ/kg)
W	Travail de compresseur (kJ/kg)
θ	Température (°C ou K°)
γ	Rapport Cp/Cv
τ	Taux de compression
η_v	Rendement volumétrique

Indice

<i>comp</i>	Compresseur
<i>i</i>	Interne ou indiquée
<i>is</i>	Transformation isentropique
<i>a</i>	Aspiration
<i>r</i>	Refoulement
<i>rel</i>	Réelle
<i>th</i>	Théorique
<i>vap</i>	Vapeur saturé
<i>liq</i>	Liquide saturé

<i>eff</i>	Effectif
<i>mec</i>	Mécanique
<i>tr</i>	Transmission
<i>elec</i>	Électrique
<i>g</i>	Global
<i>cf</i>	Circuit frigorifique
<i>1</i>	point 1 de cycle
<i>2</i>	point 2 de cycle
<i>4</i>	point 4 de cycle
<i>5</i>	point 5 de cycle

Introduction générale

INTRODUCTION

Les problèmes liés au domaine de l'énergie sont parmi les plus importants à l'échelle Mondiale, surtout si l'on tient compte de l'épuisement prochain des énergies fossiles.

Les Chercheurs étudient les différentes voies d'optimisation de la consommation d'énergie et parallèlement recherchent de nouvelles sources d'énergie.

On sait que l'énergie ne peut être ni créée ni détruite, mais elle peut se transformer d'une forme à l'autre. Les énergies naturelles étant généralement inutilisables directement dans la vie courante ou dans le domaine industriel, il est donc nécessaire de changer la forme de ces énergies initiales en des formes plus pratiques.

La vie industrielle fait malheureusement parfois oublier que la qualité de vie est intimement liée à la qualité de l'environnement. Les mises en garde des chercheurs sur les risques environnementaux liés à une mauvaise maîtrise des systèmes énergétiques sont parfois insuffisamment prises en compte. Ainsi les problèmes d'augmentation de la température à la surface de la terre (effet de serre), de réduction de la couche de l'Ozone, peuvent être des conséquences de l'utilisation de méthodes qui ne correspondent pas à des critères de protection de l'environnement. Sachant que la consommation des ressources fossiles produit des gaz dangereux pour l'environnement et pour la santé.

Dans ce contexte, Le froid apparaît comme un secteur particulièrement concerné. Dans la possibilité d'augmenter l'efficacité énergétique des machines frigorifiques.

Les technologies de production de froid sont basées sur le principe de cycles à compression de vapeur avec changement de phase d'un fluide Frigorigène. Ce sont ces machines qui seront considérées dans le cadre de ce mémoire.

Pour améliorer l'efficacité énergétique des groupes frigorifiques à compression il est nécessaire de revoir la conception des équipements.

Dans le cadre de la réalisation de notre mémoire fin d'étude intitulé « Etude et optimisation d'un compresseur pour un groupe d'eau glacée » on s'intéressera au compresseur.

Dans le chapitre I, un rappel sur les machines frigorifiques et le principe de froid seront présentés.

Au chapitre II, on décrira mécaniquement les différents compresseurs volumétriques et leur principe de fonctionnement avec illustration sur les différents organes qui constituent chaque compresseur.

Dans le troisième chapitre, l'étude et l'optimisation de l'énergie électrique consommée par le compresseur, dans le cadre d'analyse comparative entre le compresseur à piston existé et le compresseur à vis choisie sont présentées, où on a utilisé un logiciel d'optimisation de système frigorifique « CoolPack » et un logiciel de constructeur « Bitzer » pour sélectionner le compresseur à vis le plus rentable pour les mêmes conditions de fonctionnement de l'installation.

Présentation du complexe CEVITAL

❖ **Historique :**

CEVITAL est parmi les entreprises algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché. Elle a été créée par des fonds privés en 1998. Son complexe de production se situe dans le port de Bejaia et s'étend sur une superficie de 45000m².

CEVITAL contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale, elle vise à satisfaire le marché national et exporter le surplus, en offrant une large gamme de produits de qualité.

❖ **Situation géographique :**

CEVITAL est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 Km du sud-ouest de cette ville, à proximité de la RN 26. Cette situation géographique de l'entreprise lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet elle se trouve proche du port et l'aéroport. (Voir plan de masse)

❖ **Activités de CEVITAL :**

Lancé en Mai 1998, le complexe CEVITAL a débuté son activité par le conditionnement d'huile en Décembre 1998.

En Février 1999, les travaux de génie civil de la raffinerie ont débuté, cette dernière est devenue fonctionnelle en Août 1999. L'ensemble des activités de CEVITAL est concentré sur la production et la commercialisation des huiles végétales, de margarine et de sucre et se présente comme suit :

- Raffinage des huiles (1800 tonnes/jour).
- Conditionnement d'huile (1400 tonnes/heure).
- Production de margarine (600 tonnes/jour).
- Fabrication d'emballage (PET): Poly-Ethylène-Téréphtalate (9600 unités/heure).
- Raffinerie de sucre (1600 tonnes/jours et 1800 tonnes/jours).
- Stockage céréales « en cours de réalisation », « capacité totale de stockage 120000 tonnes qui fait de CEVITAL un leader Africain ».
- Minoterie et savonnerie en cours d'études.
- Cogénération (production de l'énergie électrique avec une capacité de 64MW et de la vapeur).

❖ **Missions et objectifs:**

L'entreprise a pour mission principale de développer la production et d'assurer la qualité et le conditionnement des huiles, des margarines et du sucre à des prix nettement plus compétitifs et cela dans le but de satisfaire le client et le fidéliser.

Les objectifs visés par CEVITAL peuvent se présenter comme suit :

- L'extension de ses produits sur tout le territoire national.
- L'optimisation de ses offres d'emploi sur le marché du travail.
- L'encouragement des agriculteurs par des aides financières pour la production locale de graines oléagineuses
- La modernisation de ses installations en termes de machine et technique pour augmenter le volume de sa production.
- L'importation de graines oléagineuses pour l'extraction directe.

❖ **Direction énergie et utilités:**

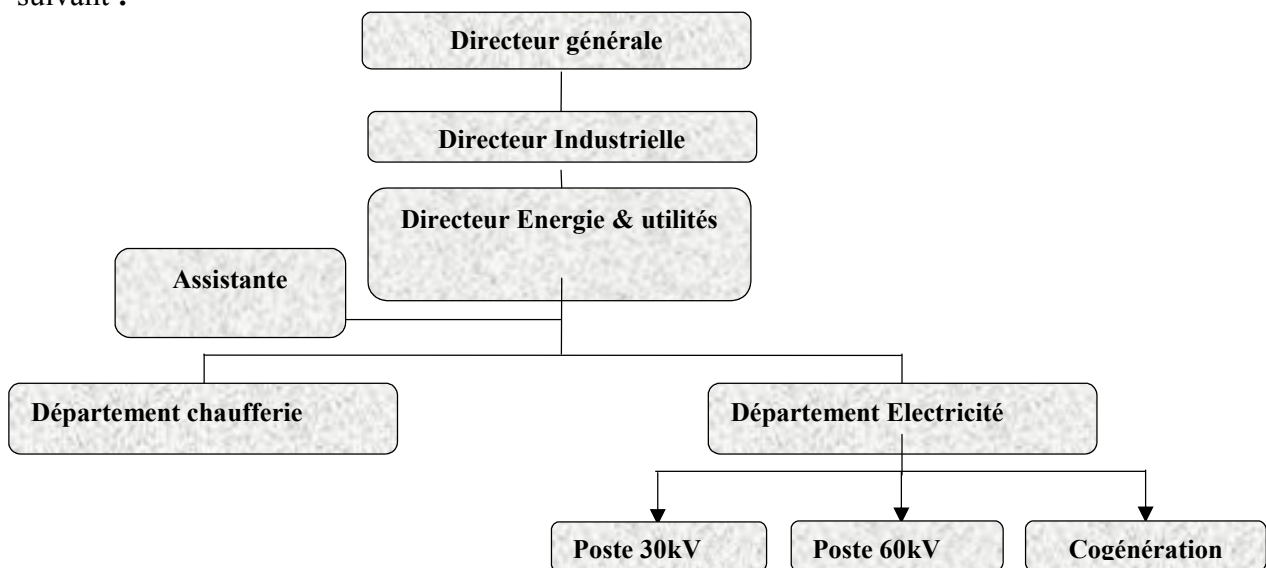
La direction Energie est constituée de deux départements qui sont :

- Département électricité (production et distribution de l'énergie électrique).

On distingue :

- Le poste 60kV.
 - Le poste 30kV.
 - La cogénération.
- Département chaufferie (production et distribution de la vapeur).

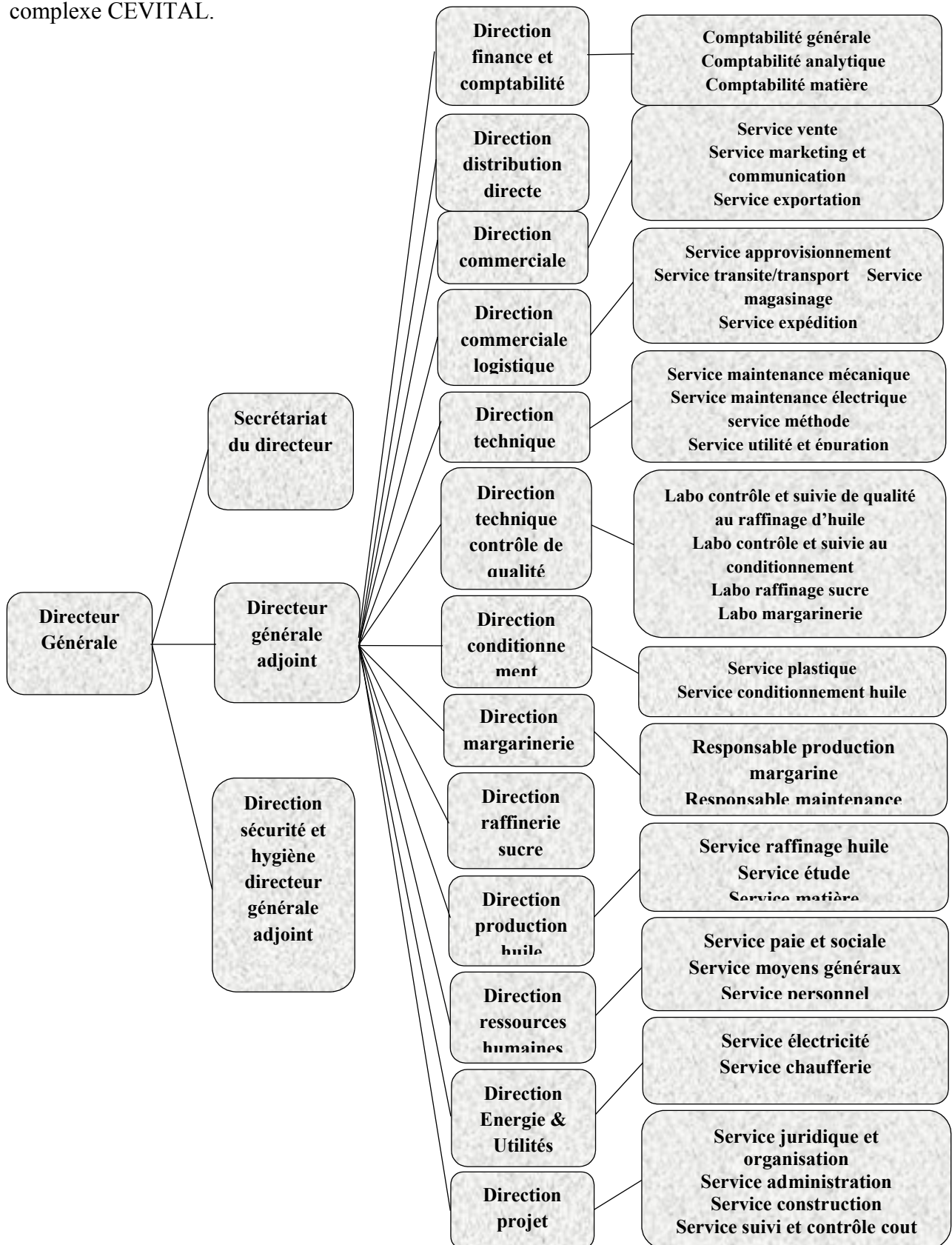
Les différents départements de la direction Energie sont représentés dans l'organigramme suivant :



Organigramme de la direction Energie.

❖ Différents organes constituant le complexe CEVITAL :

L'organigramme suivant donne une vue général sur les différents organes Constituant le complexe CEVITAL.



Organigramme de la direction Energie

Chapitre I
Les machines frigorifique

I.1 Introduction:

Des statistiques récentes montrent que, dans les pays industrialisés, plus de 15 % de l'énergie électrique produite est consacrée à la production de froid (12 %) et au conditionnement d'air (3 %) via des installations frigorifiques à compression mécanique de vapeur [1].

Ces chiffres vont incontestablement augmenter du fait de la demande croissante, aussi bien pour la climatisation urbaine que pour le froid, dans les moyennes et grandes surfaces commerciales. L'enjeu environnemental qui découle de ces tendances est considérable plaçant aujourd'hui la recherche de performances énergétiques accrues de tels systèmes, plus que jamais, au cœur des préoccupations sociétales, politiques et économiques.

I.2 Principe de froid:

Fournir du froid à un corps ou 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, vaporisation, etc. [2]

Ce sont ces effets du froid qui sont, dans leur grande diversité, au service de l'homme moderne.

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

La circulation d'un fluide, appelé fluide frigorigène, assure les transferts de chaleur dans ce système.

I.3 Fluides frigorigènes:

Dans la conception des systèmes frigorifiques, différents fluides frigorigènes ont été utilisés au cours du temps, comme : les chlorofluorocarbones (CFC), les hydrochlorofluorocarbones (HCFC), l'ammoniac, les hydrocarbures (propane, butane), le CO₂, l'air (dans les climatiseurs des avions) et même l'eau (dans les applications dont la température est supérieure au point de congélation).

Dans les années 80, plus de 90 % des systèmes frigorifiques utilisaient des CFC ou HCFC comme le R-11, le R-12, le R-22 et le R-502. Si l'on refait un peu d'histoire, l'éther éthylique a été le premier fluide frigorigène utilisé dans un système frigorifique à compression en 1850. Par la suite, ils ont utilisé l'ammoniac, le CO₂, le SO₂, le butane, le propane, l'iso-butane et les CFC et HCFC.

L'ammoniac est un fluide frigorigène qui est industriellement et économiquement très favorable, mais il est toxique. Les CFC, comme le R-21, le R-11 ou le R-12, ont été introduits dans les années 1930 [3], pour pallier les problèmes de toxicité liés à l'utilisation de fluides comme le SO₂ ou le chlorure éthylique.

Leur moindre coût et leur variété ont favorisé l'utilisation de ces fluides frigorigènes. Ainsi, les systèmes de climatisation des bâtiments (refroidisseur d'eau haute capacité) ont utilisé majoritairement le R-11 comme fluide frigorigène. Le R-22 a été utilisé dans les pompes à chaleur et les systèmes frigorifiques industriels.

Aujourd'hui, les problèmes environnementaux provoqués par l'utilisation des fluides frigorigènes contenant du chlore et la législation adoptée par une majorité de nations (protocole de Montréal sur la couche d'ozone et protocole de Kyoto sur l'effet de serre) ont restreint le choix des fluides frigorigènes aux fluides naturels (eau, air, NH₃, CO₂, hydrocarbures) et à certains HFC purs ou composés de mélange (R134a, R404A, R407C, R410A...) dont l'impact environnemental est plus limité.

Cela dit les HFC ont aussi un impact sur le phénomène d'effet de serre, c'est pourquoi, au cours des années récentes, de nombreux auteurs se sont de nouveaux intéressés aux machines à CO₂, ceci tant sur le plan expérimental que sur le plan théorique. Ainsi, dès 1994, Lorentzen[4 ;5] a montré l'intérêt d'utiliser des installations au CO₂ transcrites que pour une production simultanée d'eau chaude sanitaire et de froid industriel.

I.4 Différents modes de production du froid :[6]

Il existe différents modes de production de froid qu'ils sont comme suit :

➤ Installation frigorifique à compression :

L'installation frigorifique à compression est l'installation qui est la plus fréquemment utilisée pour la production du froid. Ici on met à profit l'effet consistant en ce que l'évaporation d'un liquide s'accompagne d'une forte absorption de chaleur. Lors de la condensation de la vapeur, la chaleur est de nouveau émise.

Grâce aux différentes pressions survenant lors de l'évaporation et de la condensation, les niveaux de température peuvent être ajustés de telle sorte qu'il se produise un transport de chaleur du côté froid vers le côté chaud.

➤ Installation frigorifique à gaz froid (principe de Stirling) :

L'installation frigorifique à gaz réfrigérant opérant selon le principe de Stirling est utilisée pour produire des températures très basses. On peut l'utiliser pour la condensation de l'air ou le refroidissement de caméras à infrarouge.

L'installation frigorifique à gaz froid correspond au moteur Stirling connu, sauf que le sens de la rotation est inversé. Ainsi le sens du passage du cycle est inversé et une machine motrice devient une machine productrice de travail comme pompe à chaleur.

➤ **Installation frigorifique à absorption :**

Dans le cas d'une installation à absorption, on utilise de l'ammoniaque (NH_3) comme agent réfrigérant. Comme dans une installation frigorifique à compression, l'ammoniaque liquide s'évapore dans un évaporateur, se chargeant de chaleur. Dans un absorbeur, l'ammoniaque en forme de vapeur est ensuite dissoute dans de l'eau. La solution ammoniacale est chauffée, de telle sorte que se dégage de l'ammoniaque sous forme de vapeur.

Dans un condenseur, la vapeur ammoniacale est de nouveau condensée pour en faire de l'ammoniaque liquide.

Afin de pouvoir établir une différence de température entre l'évaporation et la condensation, il faut créer une différence de pression. Celle-ci est produite par une pompe pour la solution ou pour ce que l'on appelle un gaz auxiliaire (hydrogène H_2). Lors de l'utilisation du gaz auxiliaire, on peut faire l'économie d'une pompe et l'installation frigorifique ne possède pas de pièces mobiles. L'arrivée de l'énergie d'entraînement s'effectue via le bouilleur et elle est uniquement thermique. Le réchauffement du bouilleur peut s'effectuer électriquement ou avec du gaz. On peut également utiliser la chaleur perdue ou l'énergie solaire.

➤ **Production du froid thermoélectrique (élément Peltier) :**

Les installations frigorifiques thermoélectriques opèrent avec l'effet Peltier. Ce mode de fonctionnement correspond à l'inversion du fonctionnement du thermocouple que l'on connaît de la mesure de la température. Dans le cas de l'élément Peltier, on utilise un matériau semi-conducteur spécial.

On peut obtenir des températures très basses, le rendement diminuant cependant fortement avec une augmentation de la différence de température.

Les éléments Peltier sont utilisés avec du courant continu, la direction du courant indiquant la direction qu'emprunte le transport de la chaleur. Pour cette raison, les éléments Peltier peuvent refroidir et chauffer, ils sont facilement réglables et ne possèdent pas de parties mobiles ou des admissions de liquides.

➤ **Générateur de froid à Vortex :**

Le générateur de froid à Vortex fait partie des machines frigorifiques exceptionnelles. On produit un flux d'air froid et chaud à partir d'un flux d'air comprimé venant de la température ambiante. L'air comprimé entre de manière tangentielle dans une chambre à Vortex et ici, il est pris dans une rotation rapide. Au centre du Vortex, il se forme un flux d'air froid, alors que la couche extérieure du Vortex se réchauffe. L'air froid est retiré au centre et peut servir au refroidissement.

L'avantage de cette machine frigorifique consiste en ce qu'elle a une structure simple, qu'elle ne possède pas de pièces mobiles et qu'elle ne requiert pas de carburants toxiques et aucune alimentation en courant électrique. L'inconvénient consiste dans le faible rendement.

I.5 Rappel thermodynamique: [7]

On peut décrire la thermodynamique comme la science de l'énergie. C'est en 1852 que Lord KELVIN a proposé d'utiliser ce vocable pour la première fois. Aujourd'hui, on l'utilise pour l'analyse des systèmes de conversion de l'énergie destinés à produire de la puissance mécanique, du froid et de la chaleur. La production de puissance mécanique et la production de froid sont deux applications très importantes de la thermodynamique qui fonctionnent suivant des cycles thermodynamiques.

Ces cycles peuvent être classés dans deux catégories globales :

- les cycles de puissance.
- les cycles frigorifiques.

Les dispositifs utilisés pour la production de puissance sont dits « moteur » et les cycles correspondants sont les cycles de « puissance ».

Les dispositifs utilisés pour la production frigorifique sont les réfrigérateurs, les climatiseurs et les pompes à chaleur. Selon la phase du fluide de travail, les cycles thermodynamiques sont classés en deux catégories :

- les cycles à gaz dans lesquels le fluide de travail reste à l'état monophasique.
- les cycles à vapeur dans lesquels le fluide de travail est dans une partie du cycle à l'état de vapeur et dans une autre partie à l'état liquide.

Le cycle de Carnot est le cycle réversible à rendement maximum présenté par S. CARNOT, ingénieur français, en 1824. Ce cycle comprend quatre transformations réversibles :

Deux transformations isothermes à des températures T_H et T_L et deux transformations adiabatiques.

Ce cycle correspond au rendement maximum qu'il est possible d'atteindre sur une machine fonctionnant entre deux sources de chaleur. En pratique ce rendement n'est jamais atteint, mais on peut améliorer les performances des machines réelles afin de s'en approcher.

I.6 Machines frigorifiques à compression:

La production de froid dans un cycle frigorifique résulte de la circulation d'un fluide frigorigène. Dans une machine frigorifique à compression, la température et la pression de ce fluide frigorigène augmentent par l'intermédiaire d'un compresseur.

I.6.1 Cycle de Carnot inverse :

Comme le cycle de Carnot est par nature réversible, on peut inverser toutes les transformations. On obtient alors un cycle qui fonctionne dans le sens anti-horaire qui est dit cycle de Carnot inverse. Le schéma d'une machine frigorifique de Carnot et le diagramme (T-S) du cycle correspondant sont représentés sur la figure I.1.

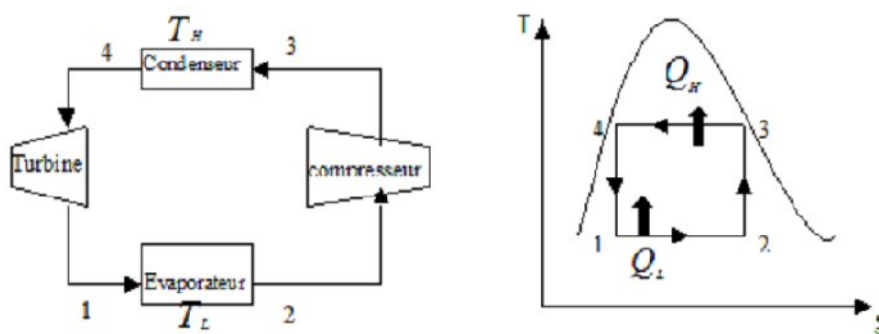


Figure I.1. Machine frigorifique et cycle de Carnot inverse

Sur une telle machine, l'évaporateur et le condenseur sont des échangeurs destinés à assurer le transfert de chaleur, alors que la turbine et le compresseur a pour but de faire varier la pression du fluide.

Pour le cycle de Carnot inverse, la différence d'entropie (Δs) est la même aux bornes des deux échangeurs, on a donc :

$$s_1 - s_2 = (s_4 - s_3) = \Delta s \quad (\text{I.1})$$

Les quantités de chaleur dissipée au condenseur (Q_H) et absorbée à l'évaporateur (Q_L) sont alors données par les relations (I.2) et (I.3).

$$Q_H = T_H \Delta s \quad (\text{I.2})$$

$$Q_L = T_L \Delta s \quad (\text{I.3})$$

Le travail communiqué au fluide par le compresseur se déduit alors du premier principe par :

$$W = (Q_H - Q_L) = \Delta s(T_H - T_L) \quad (\text{I.4})$$

On peut exprimer le coefficient de performance (COP) d'une telle machine pour deux cas :

Dans le cas où le but recherché est la production de froid [8] :

$$COP_{R,Carnot} = \frac{Q_L}{W} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (\text{I.5})$$

Et dans le cas où le but est la production de chaleur :

$$COP_{PAC,Carnot} = \frac{Q_H}{W} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (\text{I.6})$$

Le cycle de Carnot inverse est le plus efficace par rapport aux autres cycles frigorifiques et on considère ce cycle comme le cycle de référence, mais le cycle de Carnot inverse n'est pas complètement réalisable en pratique.

En effet, réaliser deux transformations isothermes n'est pas très difficile compte tenu du changement de phase du fluide dans le condenseur et l'évaporateur, par contre la compression et la détente devraient s'effectuer dans le domaine diphasique, ce qui n'est pas possible en pratique.

On peut résoudre ce problème en exécutant ces parties du cycle de Carnot inverse en dehors de la région de saturation, mais dans ce cas, Les conditions d'iso thermalité dans les transferts thermiques ne sont plus complètement réalisées.

Par conséquent, on ne peut pas réaliser le cycle de Carnot inverse pour les installations réelles, mais ce cycle constitue la référence de ces machines.

I.6.2 Cycle frigorifique à compression idéal :

En remplaçant la turbine par un auxiliaire réalisant une chute de pression, comme une vanne de détente ou un tube capillaire, et en effectuant la compression dans le domaine de la vapeur surchauffée, on obtient, à partir du cycle de Carnot, le cycle frigorifique à compression idéal. Ce cycle est le plus communément utilisé dans les réfrigérateurs, les climatiseurs et les pompes à chaleur. Il comprend les quatre transformations suivantes (figure I.2) :

- 1 → 2 compression isentropique dans le compresseur.
- 2 → 3 dissipation de la chaleur isobare au condenseur.
- 3 → 4 détente isenthalpique dans l'organe de détente.
- 4 → 1 absorption de la chaleur isobare à l'évaporateur.

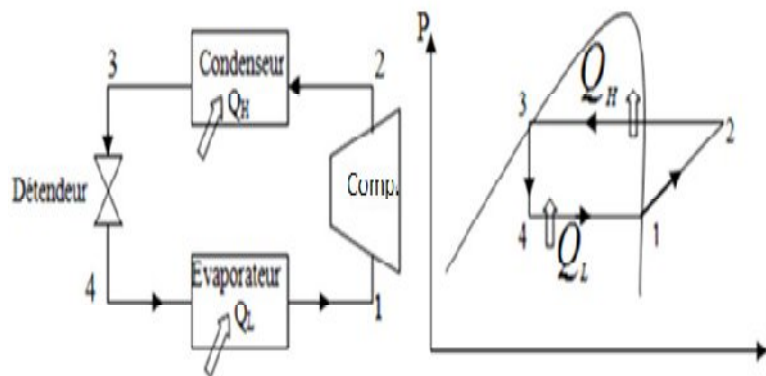


Figure I.2 Machine frigorifique à compression idéale

En première approximation on peut considérer que le compresseur est adiabatique. Si le régime est permanent et qu'on néglige les éventuelles variations d'énergie cinétique ou potentielle, on peut écrire les bilans énergétiques sur trois volumes de contrôle :

$$q_H = -(h_2 - h_3) \quad (\text{I.7})$$

$$q_L = h_4 - h_1 \quad (\text{I.8})$$

$$w = h_2 - h_1 \quad (\text{I.9})$$

Où (h) représente l'enthalpie massique, et w , les énergies massiques échangées.

Le passage du fluide frigorigène au détendeur peut être considéré comme un processus isenthalpique dans la mesure où il s'effectue sans échange de travail ni de chaleur.

Le coefficient de performance de la machine est alors donné par :

$$\text{Dans le cas du réfrigérateur : } COP_R = \frac{q_L}{w} = \frac{h_4 - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{I.10})$$

$$\text{Dans le cas de la pompe à chaleur : } COP_{PAC} = \frac{q_H}{w} = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1} \quad (\text{I.11})$$

I.6.3 La ligne haute pression :

Le condenseur est positionné dans la ligne de haute pression. Le fluide frigorigène sort du compresseur en phase vapeur surchauffée avec une température et une pression élevée, il se refroidit au condenseur grâce à un fluide secondaire appelé aussi source chaude.

Ce refroidissement peut être défini en trois étapes :

- **Désurchauffe**: la désurchauffe est la zone où la vapeur surchauffée qui sort du compresseur dissipe sa chaleur au cours d'un processus isobare jusqu'à arriver à la température de vapeur saturée.
- **Condensation** : le fluide frigorigène dissipe sa chaleur latente pendant ce processus qui est isobare et isotherme. On note que l'échange thermique dans cette zone est plus important grâce au mouvement des gouttelettes du fluide condensé [5].
- **Sous refroidissement** : le liquide saturé peut être refroidi dans cette zone qui n'est pas présente sur tous les systèmes. Ce genre d'installation est le plus souvent utilisé sur des systèmes à basse température d'évaporation.

La figure I.3 présente l'évolution des températures du fluide frigorigène et du fluide source sur les différentes zones décrites ci-dessus.

La représentation est donnée dans le cas d'un condenseur à contre-courant.

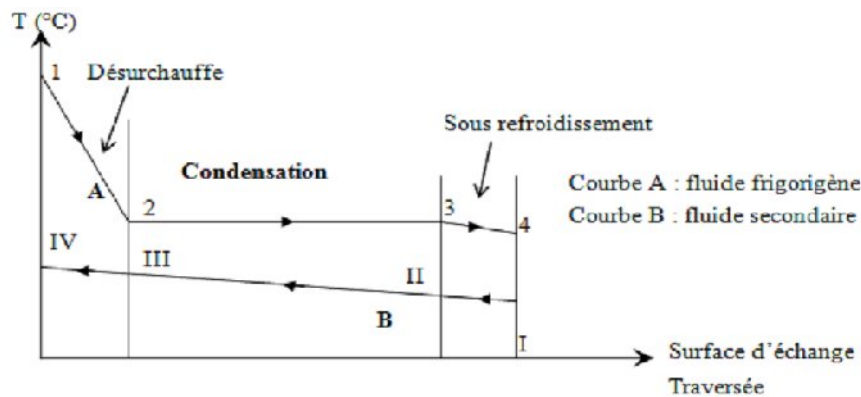


Figure I.3 Évolution des températures dans un condenseur à contre-courant

I.6.4 La ligne basse pression:

L'évaporateur est positionné dans la ligne de basse pression.

Comme dans le cas du condenseur, le fluide frigorigène échange de la chaleur avec un fluide source, dans ce cas, il s'agit d'une source froide.

Cet échange est caractérisé par deux étapes :

- **Evaporation** : le fluide frigorigène qui sort du détendeur absorbe de la chaleur à température et pression constantes. Le fluide s'évapore jusqu'au point de vapeur saturée.
- **Surchauffe**: à partir du point de vapeur saturée, le fluide frigorigène continue de prendre de la chaleur à pression constante. La différence entre la température de saturation et celle en sortie d'évaporateur est appelée la surchauffe.

Il s'agit d'une valeur importante, tant au point de vue énergétique qu'au point de vue de la sécurité du compresseur.

Le profil des températures dans l'évaporateur est donné à la figure I.4.

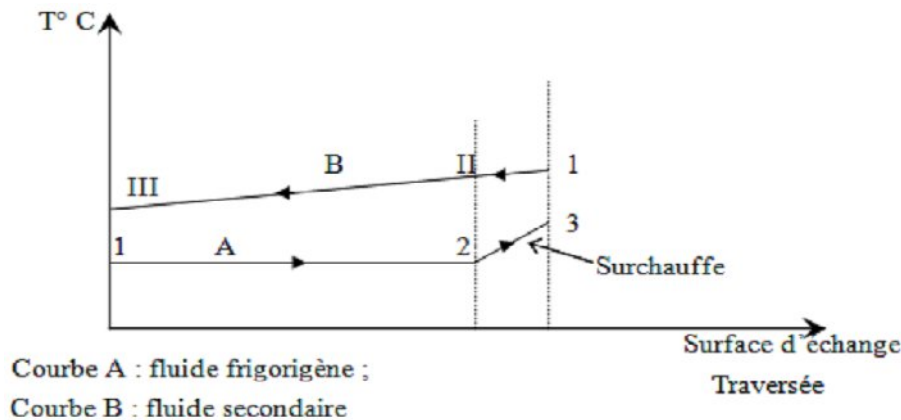


Figure I.4 Évolution des températures dans un évaporateur à contre-courant

I.6.5 Nature de la compression :

En première approximation, on peut considérer le passage du fluide frigorigène au compresseur comme une transformation isentropique, autrement dit on néglige le frottement et l'échange thermique dans cet organe.

La conservation de l'entropie par rapport au point d'aspiration (noté 1) conduit à définir un point noté 2_{is} :

$$s_{2_{is}} = s_1 \quad (\text{I.12})$$

Dans la réalité, cette entropie va augmenter du fait des irréversibilités. Dans la figure 5 on peut voir l'influence d'irréversibilités sur le processus de compression : le point de refoulement n'est plus 2_i mais un point noté 2.

Le rendement isentropique du compresseur permet de quantifier le décalage entre la compression isentropique et la compression réelle:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2_{is}} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{I.13})$$

Ou h_1 , h_2 sont respectivement les enthalpies du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie du compresseur alors que $h_{2_{is}}$ est l'enthalpie du point 2 dans une transformation isentropique.

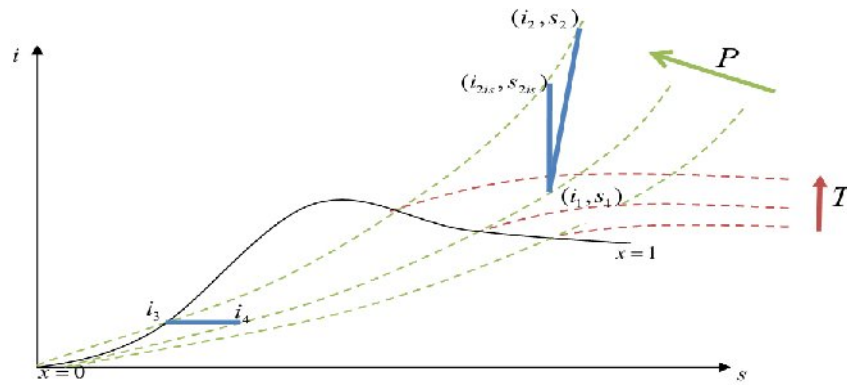


Figure I.5 Lignes isentropiques et isenthalpiques[7]

I.7 Bilan énergétique d'une installation frigorifique à compression:

Une installation frigorifique à compression mécanique de vapeur comporte un condenseur au travers duquel la chaleur, puisée à la source froide et additionnée à la puissance de compression, est évacuée vers le milieu extérieur ; la figure I.6 présente le bilan énergétique.

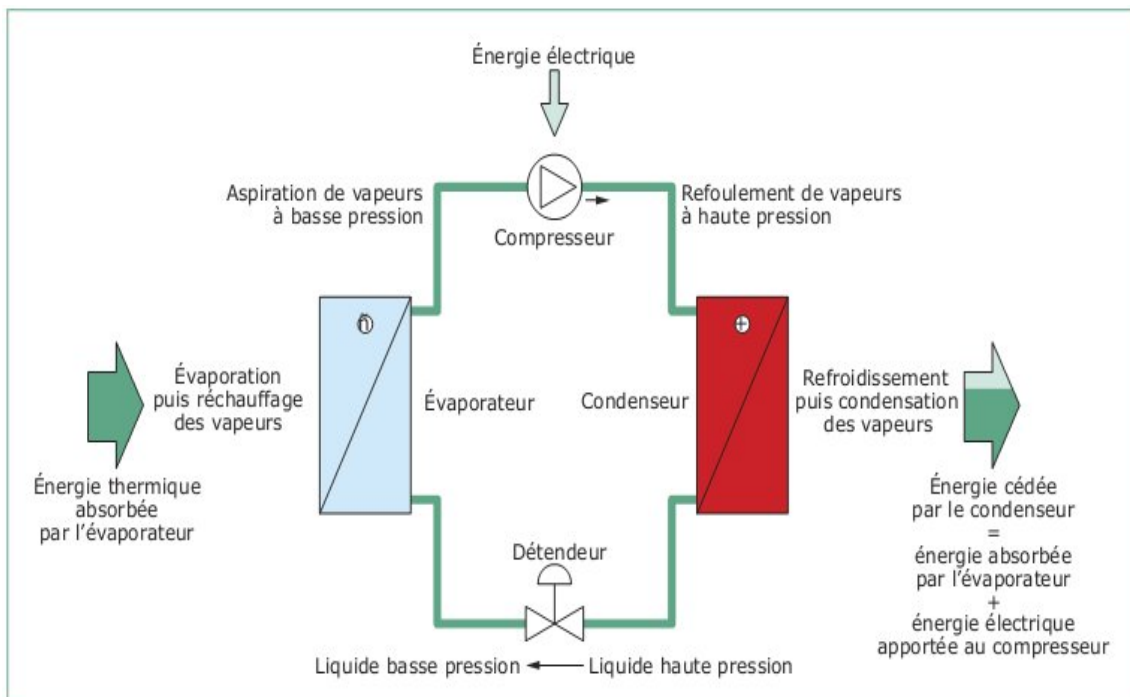


Figure I.6 Bilan énergétique d'une machine frigorifique [1]

I.8 Description sur le groupe d'eau glacée à condenseur à air :

Ce système assure la production d'eau glacée au procédé, (neutralisation à froid de l'huile brute), à une température de l'ordre de (8°C). [9]

Ces systèmes s'appliquent principalement dans le domaine de la climatisation tertiaire pour des puissances relativement faibles, mais peuvent être utilisés en applications industrielles de puissances inférieures à 2 MW. [10]

La Figure I.7 montre la relation entre le groupe frigorifique et le procédé à refroidir.

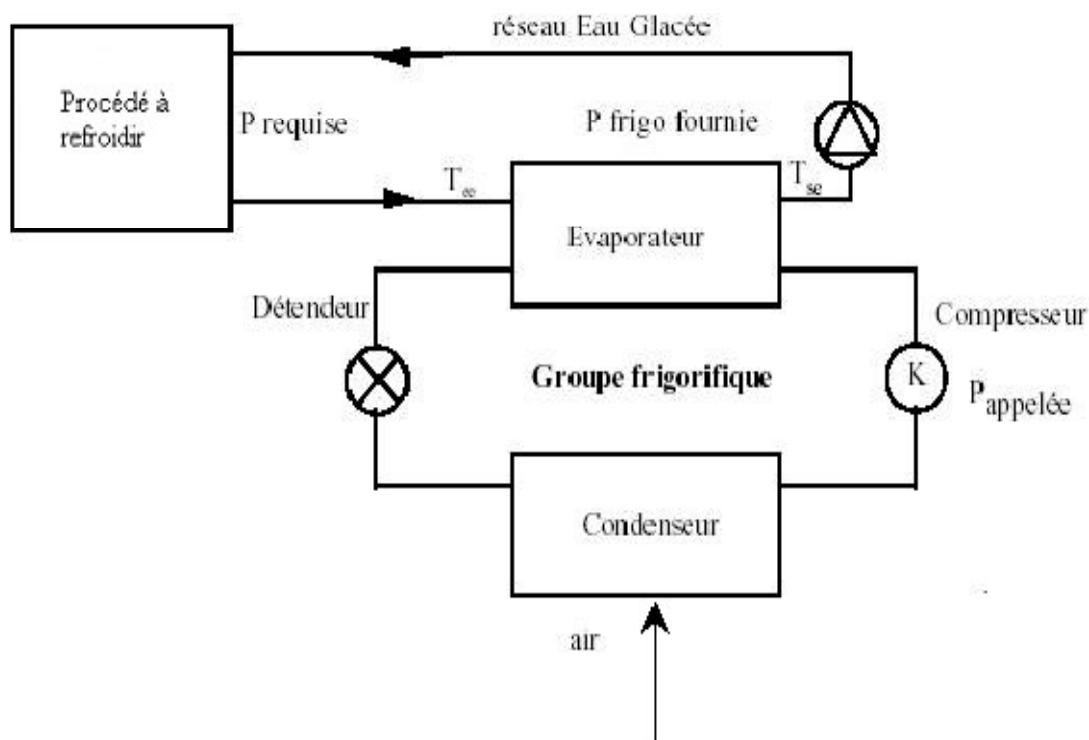


Figure I.7 Schéma de l'installation et sa relation avec le procédé à refroidir [10]

I.8.1 Production de l'eau glacée :

Le refroidissement de l'eau s'effectue par le transfert de chaleur entre le fluide frigorigène et le frigoporteur.

Dans une machine frigorifique à compression, la température et la pression de ce fluide frigorigène augmentent par l'intermédiaire d'un Compresseur. Les étapes de refroidissement dans chaque niveau de circuit frigorifique, sont comme suite :

L'évaporateur : Vaporise le frigorigène en prélevant de la chaleur au frigoporteur qui se refroidit de θ_{f1} à θ_{f2} . La vapeur sortant de cet évaporateur est saturée. L'évaporation s'effectue à la température de vaporisation θ_F , correspondant à la pression d'évaporation P_F . On a : $\theta_F < \theta_{f2} < \theta_{f1}$.

Compresseur : Aspire, sous la pression P_F , la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression P_C pour la rejeter dans le condenseur.

Condenseur : Liquéfie le frigorigène en cédant la chaleur au caloporteur qui s'échauffe de θ_{c1} à θ_{c2} . Le liquide frigorigène quittant cet échangeur est saturant.

La condensation s'effectue à la température de condensation θ_c correspondant à la pression de condensation P_C . On a : $\theta_c > \theta_{c1} > \theta_{c2}$.

Régleur (ou détenteur) : Alimente en frigorigène l'évaporateur sans excès ni défaut. Le fluide frigorigène subit la détente de P_C à P_F .

La figure I.8 suivante présente un schéma de circuit de la machine frigorifique à compression.

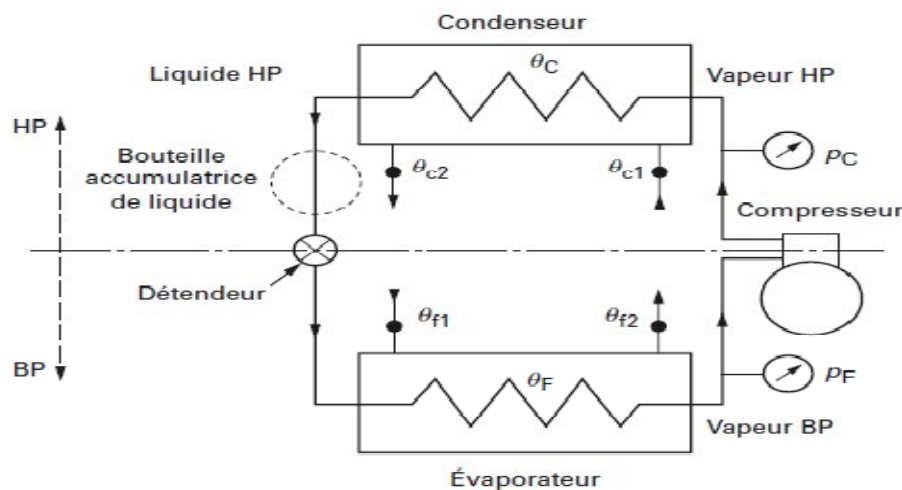


Figure I.8 Schémas de circuit avec le fluide frigorigère et caloporteur [11]

I.8.2 Description et illustration des composants de groupe :

Ce système de refroidissement constitue un circuit fermé ; aucun contact entre l'eau du procédé à refroidir et le fluide frigorigère, possibilité d'adaptation de la puissance du groupe, par rapport à la charge thermique demandée.

La figure I.10 présente une image réelle de groupe.

Les principaux composants sont :

A. Le compresseur frigorifique :

Les compresseurs utilisés sont, compresseur à piston, compresseur à vis, scroll et des turbocompresseurs ou des compresseurs à éjection de vapeur.

B. L'évaporateur :

L'évaporateur permet le refroidissement du fluide du procédé à la Température désirée, généralement inférieure à 6°C .

Les évaporateurs utilisés sont à plaques pour les puissances inférieures à 250 KW et tubulaires pour des puissances thermiques supérieures. La figure I.9 présente un évaporateur multitubulaire.

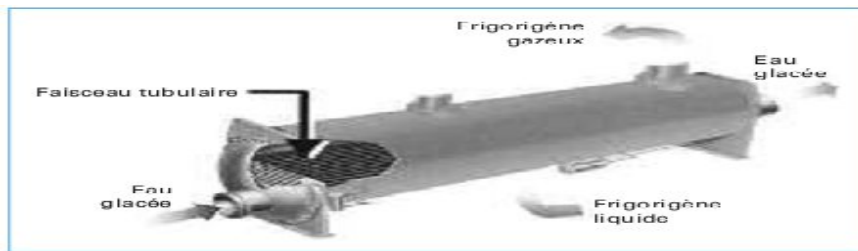


Figure I.9 Evaporateur multitubulaire [12]

C. Le condenseur à air :

Constitué d'une ou plusieurs batteries à ailettes, L'air circulant à travers au moyen de ventilateurs.

D. Le fluide frigorigène :

Il fait partie intégrante du refroidisseur d'eau, et le fluide utilisé dans ce groupe est le R-22.

E. Le détendeur :

Permettant de compléter le cycle frigorifique, les détendeurs existants sont : détendeur thermostatique, électronique.

Condenseur
à air



Compresseur
à piston

Figure I.10 Vue de groupe (York, GSI Chiller)[9]

I.9 Conclusion:

Dans ce chapitre, une description du groupe de l'eau glacé et ces différents composants est présentée, ainsi que la présentation du processus de production du froid et l'importance du compresseur dans l'installation.

Chapitre II

Description mécanique des compresseurs

II.1 Introduction:

Le compresseur est considéré comme le cœur de l'installation, car il est le seul organe mécanique dans une machine frigorifique. Le rôle d'un compresseur dans une installation est de fournir le débit de fluide nécessaire.

Ce rôle est d'aspirer les vapeurs produites par la vaporisation du fluide frigorigène dans l'évaporateur à une pression faible correspondant aux conditions de fonctionnement, et de refouler à haute pression ces vapeurs comprimées dans le condenseur afin de permettre leur condensation par refroidissement.

II.2 Classification des compresseurs mécaniques : [2]

Sur la base de leur principe de fonctionnement on distingue deux groupes principaux de compresseurs, qui sont :

- Les compresseurs volumétriques.
- Les compresseurs à impulsion.

Toutes les machines qui au moyen de mouvement dans un cylindre aspirent les vapeurs, les compriment et les envoient dans la tête de cylindre appartiennent à la catégorie des compresseurs volumétriques.

Tous les compresseurs centrifuges, qui balayent par force centrifuge le fluide et les compriment, appartiennent à la catégorie des compresseurs à impulsion.

Le tableau suivant présente les compresseurs mécaniques volumétriques et leur mode de compression.

Classification des compresseurs mécaniques volumétriques :

Compresseur mécanique	Alternatif à piston	A simple ou double effet	Sans carter	horizontaux	Compression simple ou étagée
			A carter ouvert	Verticaux	Compression simple ou étagée
			A carter fermé	Verticaux	Compression simple ou étagée
		A simple effet	Ouvert	Horizontaux	Compression simple ou étagée
			Hermétique accessible	Moto-compresseur	Compression simple ou étagée
			Hermétique	Moto-compresseur	Compression simple
	Rotatif	<ul style="list-style-type: none"> • A espace variable • A piston roulant • A palettes 	Ouvert	Verticaux ou horizontaux	Compression simple
			Hermétique accessible	Moto-compresseur	Compression simple
			Hermétique	Moto-compresseur	Compression simple
		Hélico-compresseur	Ouvert	Verticaux ou horizontaux	Compression simple avec ou sans sur alimentation
			Hermétique accessible	Moto-compresseur	Compression simple avec ou sans sur alimentation
			Hermétique	Moto-compresseur	Compression simple
		Compresseur spiraux- orbitaux	Hermétique	Moto-compresseur	Compression simple

Figure II.1 Tableau de classification des compresseurs mécaniques volumétriques

Pour faciliter la sélection, il est possible de les regrouper par "familles" et d'en tirer leur propriétés communes selon :

- Le mode de compression;
- Le mode d'entraînement de compresseur

II.3 Mode de compression:

On distingue les compresseurs par le mode de compression :

- Les compresseurs volumétriques.
- Les compresseurs centrifuges.

II.3.1 Compresseurs volumétriques : [7]

Les compresseurs volumétriques compriment un gaz par réduction du volume aspiré.

On distingue :

- les compresseurs à mouvement alternatifs (compresseur à piston), dont les pistons impriment un mouvement de va et vient (figure 2.c).
- les compresseurs rotatifs permettant de diminuer le volume par un mouvement uniquement pivotant.

Dans ce dernier cas, on peut citer les compresseurs à vis (figure 2.a) et les compresseurs Scroll (figure 2.b).



Figure II.2.a Compresseur à vis semi-hermétique

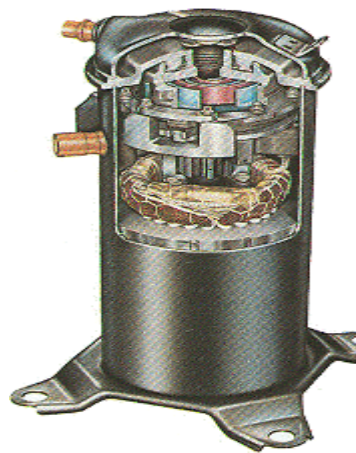


Figure II.2.b compresseur hermétique scroll.

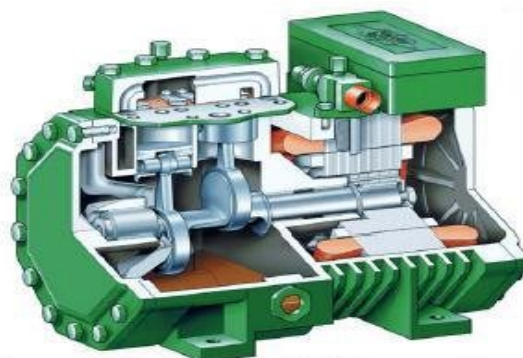


Figure II.2.c Compresseur semi-hermétique à piston

II.3.2 Compresseur centrifuge :

La compression du fluide est créée par la force centrifuge générée par une roue à aubes. On parle de turbocompresseur.

Les turbocompresseurs sont souvent choisis dans des applications industrielles de grosses puissances.

- La première famille est de loin la plus utilisée dans les machines frigorifiques, aussi dans le cadre de ce mémoire, on se focalisera uniquement sur les compresseurs volumétriques.

II.4 Mode d'entraînement de compresseur : [13]

On les distingue également par l'association moteur-compresseur :

II.4.1 Compresseur ouvert :

Le moteur est dissocié du compresseur et raccordé par un manchon ou une courroie. L'accès aux différents éléments est possible pour réparation et la vitesse de rotation est modifiable en changeant la poulie du moteur.

Mais ces deux avantages ne compensent pas le défaut de l'existence d'un joint d'étanchéité rotatif à la traversée du carter par l'arbre. Ce joint, qui doit être lubrifié pour assurer l'étanchéité, est source de fuites, inacceptables aujourd'hui dans un contexte "zéro-fuite" de fluide réfrigérant.

II.4.2 Compresseur hermétique :

Le moteur et le compresseur sont enfermés dans une même enveloppe. Le joint tournant disparaît et avec lui le risque de fuite.

Mais des contraintes nouvelles apparaissent, dont le fait que le refroidissement du moteur est réalisé par le fluide frigorigène lui-même.

Cet échauffement est préjudiciable au cycle frigorifique puisque la température à l'aspiration du compresseur augmente. De plus, si le moteur vient à griller, c'est l'ensemble du circuit frigorifique qui sera pollué : un nettoyage complet du circuit doit être réalisé si l'on veut éviter de nouveaux ennuis.

En cas de problème, il n'est plus possible de réparer. Dès lors, un organe de sécurité contre la surchauffe (Klixon) est incorporé.

Grâce à cette sécurité thermique, montée dans les enroulements du moteur ou sur ces derniers, l'alimentation électrique sera coupée lors d'une surchauffe du moteur. Le compresseur hermétique est couramment utilisé pour les petites et moyennes puissances : climatiseurs, armoires de climatisation, pompes à chaleur.

II.4.3 Compresseur semi-hermétique :

Le compresseur semi hermétique qui réalise un compromis entre les deux produits précédents. Il tente de bénéficier des avantages du groupe ouvert (accès aux mécanismes) et du groupe hermétique (limitation des fuites).

Mais l'étanchéité reste imparfaite (nombre de joints non négligeable) et le prix est sensiblement plus élevé que pour le compresseur hermétique. Le compresseur semi-hermétique est utilisé pour les moyennes puissances.

- On choisira des compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques pour atteindre l'objectif zéro-fuite de fluide frigorigène, objectif qui sera un jour ou est déjà obligatoire au niveau réglementaire.

II.5 Plage du volume balayé :

La limite de plage du volume balayé est différente et sa due ou caractéristique intrinsèque de chaque compresseur Les débits les plus importants sont obtenus à l'aide des compresseurs à vis comme le montre la figure II.3 qui présente la plage du volume balayé par unité de temps qu'il est possible d'obtenir avec ces différents types de compresseurs volumétriques.

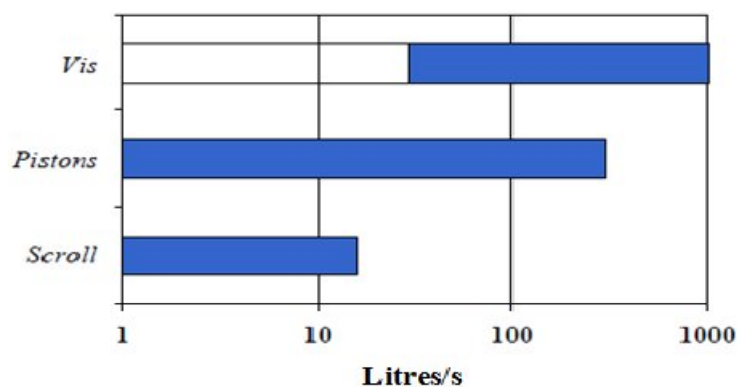


Figure II.3 Plage du volume balayé par unité de temps
Pour différents types de compresseur[14]

II.6 Garniture d'étanchéité:

La garniture Permet d'étancher le passage entre l'arbre et le corps du compresseur (pour compresseur ouvert)

Les garnitures sont composées de deux pièces, une en rotation fixée à l'arbre d'entraînement, et une statique fixée au carter du compresseur.

L'étanchéité se fait généralement par un graphite en carbone et une pièce plane en acier.

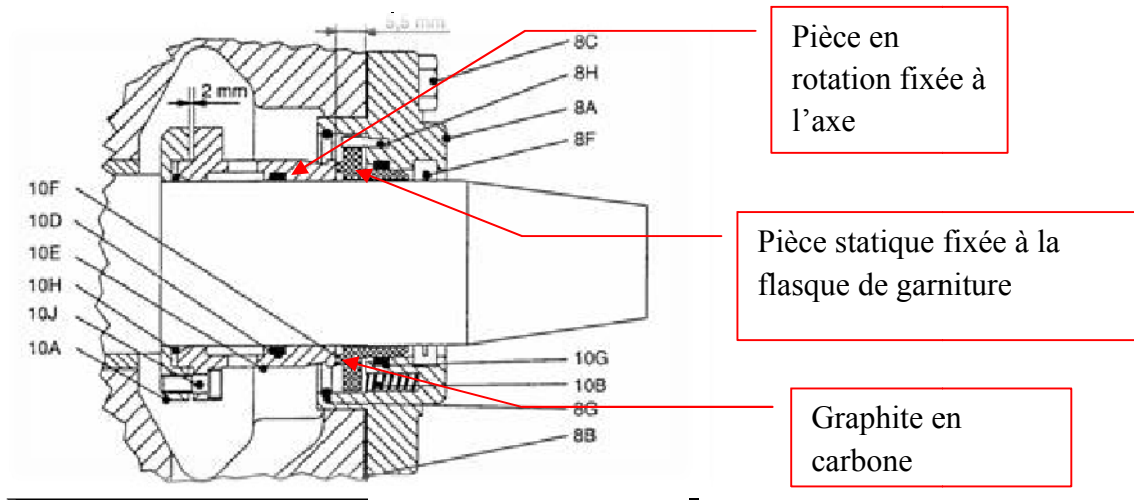


Figure II.4 Garniture d'étanchéité[15]

II.7 Transmissions:

La transmission se fait entre le moteur électrique et le compresseur, il y'a deux type de transmission, directe ou par courroie, la figure II.5 présente les deux pièces de transmission de type directe.

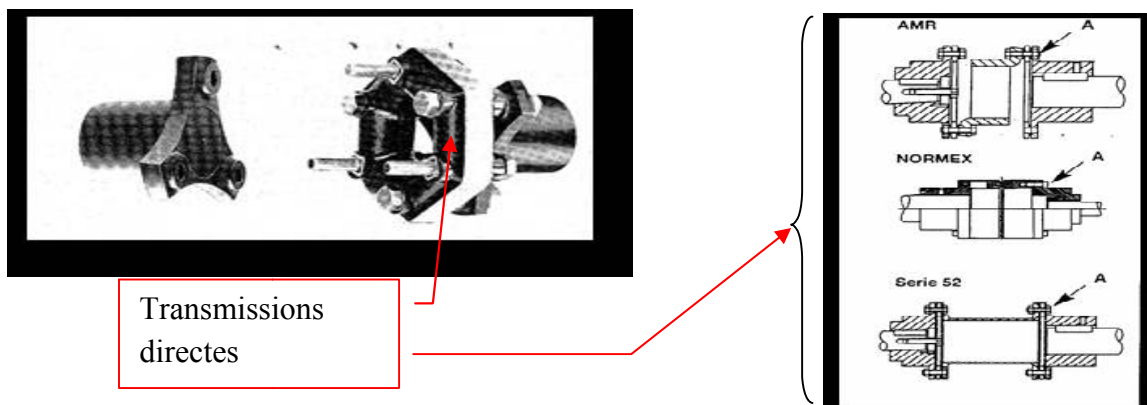


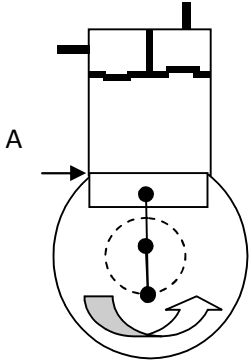
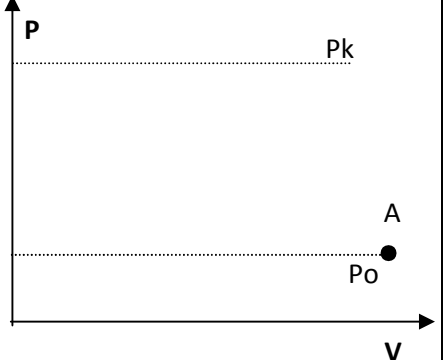
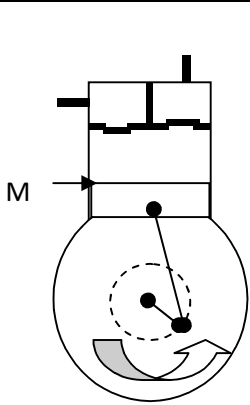
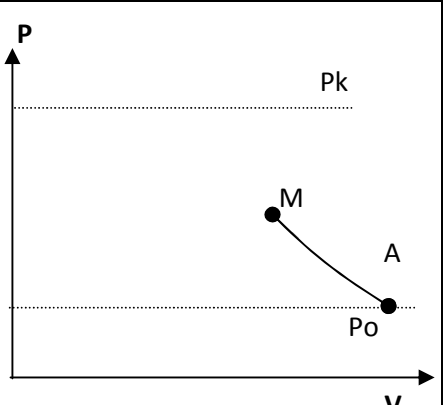
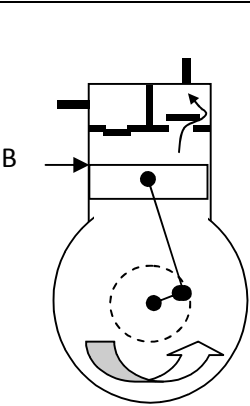
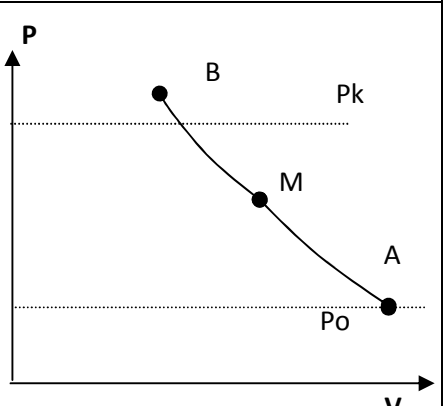
Figure II.5 Transmission directe

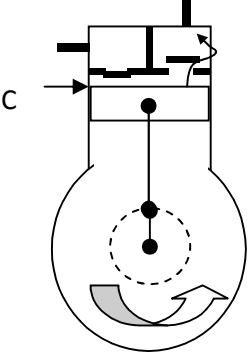
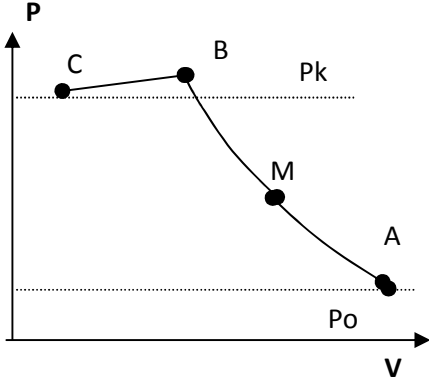
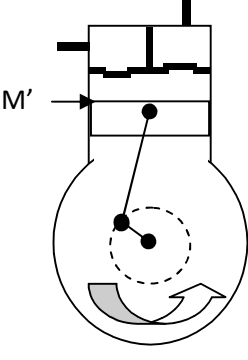
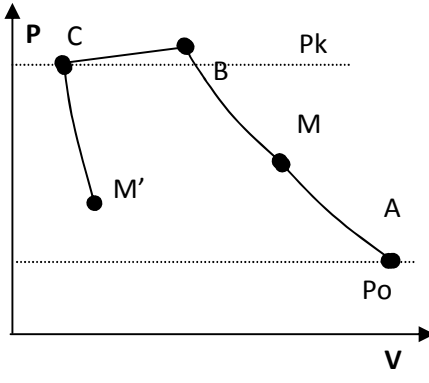
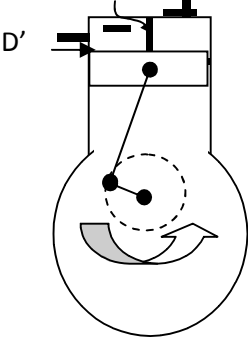
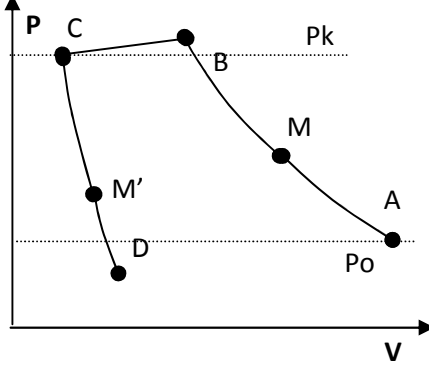
- Pour toutes les transmissions, le moteur électrique doit être aligné sur le compresseur et non pas le contraire.

II.8 Compresseur alternatif à piston :

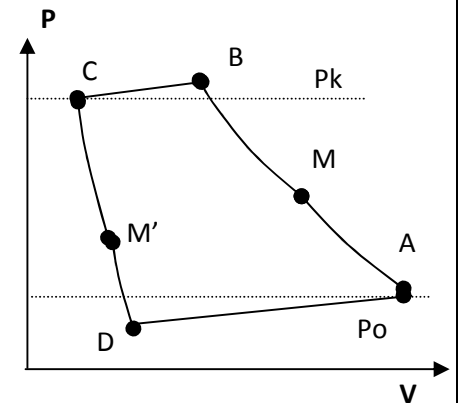
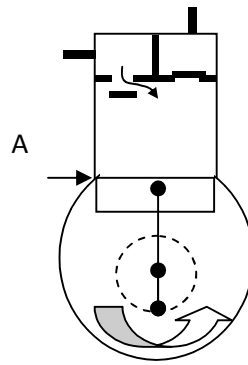
II.8.1 Le Principe de Fonctionnement : [15]

Le piston étant à la fin de sa course d'aspiration (point mort bas), le cylindre est totalement rempli de vapeur à la pression de vapeur à la pression d'aspiration (P_0).

<p>Le piston commence sa course de compression.</p>		
<p>Les clapets d'aspiration et de refoulement sont fermés, le volume du gaz diminue au fur et à mesure de la montée du piston dans le cylindre. Sa pression et sa température augmentent.</p>		
<p>Lorsque le piston atteint une position telle que la pression dans le cylindre soit légèrement supérieure à la pression de refoulement P_k (surpression nécessaire pour vaincre l'inertie du clapet de refoulement, le clapet s'ouvre et les vapeurs comprimées s'échappent).</p>		

<p>Elle continue de s'échapper jusqu'à ce que le piston ait atteint le point mort haut. Une fois que la vapeur a cessé de s'échapper le clapet de refoulement se referme.</p>		
<p>Au point C Nous constatons qu'à ce moment il reste entre le haut du piston et le fond du cylindre un espace rempli de vapeur à la pression P_k et qui n'est jamais balayé par le piston. Cet espace, appelé espace neutre ou encore espace mort. Ceci est une nécessité mécanique (Le piston ne doit pas venir en Buté contre la culasse) Au point M, le piston amorce sa descente, le clapet d'aspiration reste fermé car cette partie de fluide enfermée dans l'espace mort se détend et remplit un volume entre C et D.</p>		
<p>Le clapet ne pourra s'ouvrir en effet que lorsque la pression des vapeurs contenues dans l'espace entre le piston et la plaque à clapet sera légèrement en dépression par rapport à la basse pression (dépression suffisante pour vaincre l'inertie du clapet).</p>		

Du point D au point A les vapeurs venant de l'évaporateur vont être aspirées et vont remplir le volume du cylindre entre le point D et A (Entre le point C et D ce volume d'aspiration n'est pas utilisé, Il en résulte un (rendement dit volumétrique).



- P : pression
- V : volume

II.8.2 Présentation géométrique de compresseur à Piston :

II.8.2.1 Compresseur hermétique accessible : [15]

Ces compresseurs sont composés d'un moteur électrique et de pièces mécaniques constituant un compresseur : (arbre à manivelle, bielle(s), Piston(s), Plaque à clapets, culasse...).

Seulement dans ce cas le corps fait l'objet d'une pièce unique de fonderie avec des trappes d'accès aux organes tels que (Clapets, pistons, bielles, Arbre à manivelle, moteur électrique...).

Cette accessibilité des organes permet de changer des pièces défectueuses pour dépanner le compresseur et de changer des pièces pour une maintenance préventive.

L'aspiration se fait par la flasque moteur électrique, ce qui permet par les vapeurs froides venant de l'évaporateur de refroidir le moteur électrique.

Ces compresseurs ont tendance à remplacer les compresseurs ouverts pour minimiser les risques de fuite par les garnitures et les transmissions défectueuses par mauvais alignement.

La figure II.6 présente une vue éclatée d'un compresseur à piston semi hermétique

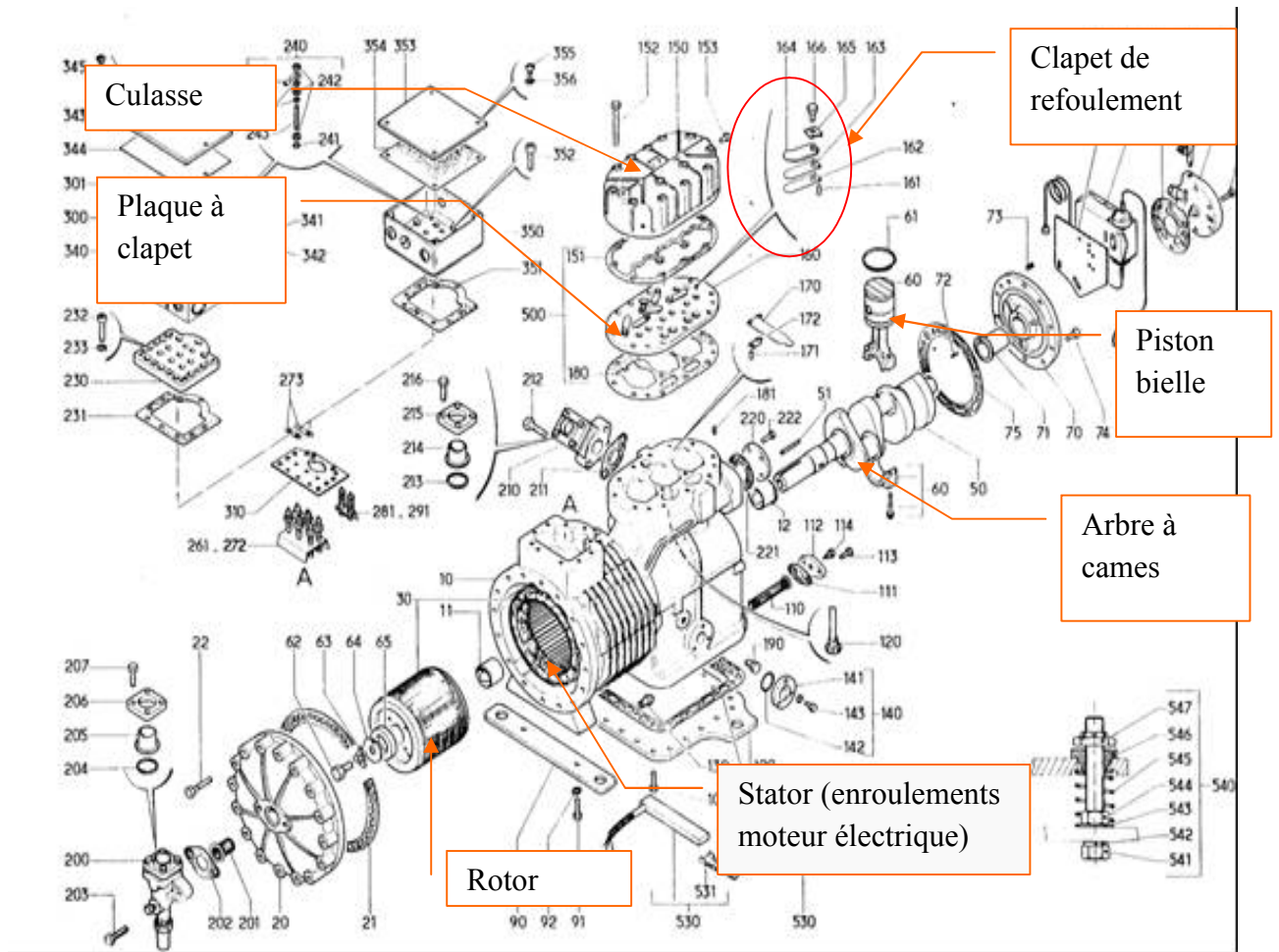


Figure II.6 Vue éclatée d'un compresseur à piston [17]

II.8.2.2 Les différentes pièces composant le compresseur à piston :

A. Le vilebrequin (ou arbre à cames, arbre à manivelle) :

Le vilebrequin a pour but de transfère le mouvement rotatif en mouvement de translation

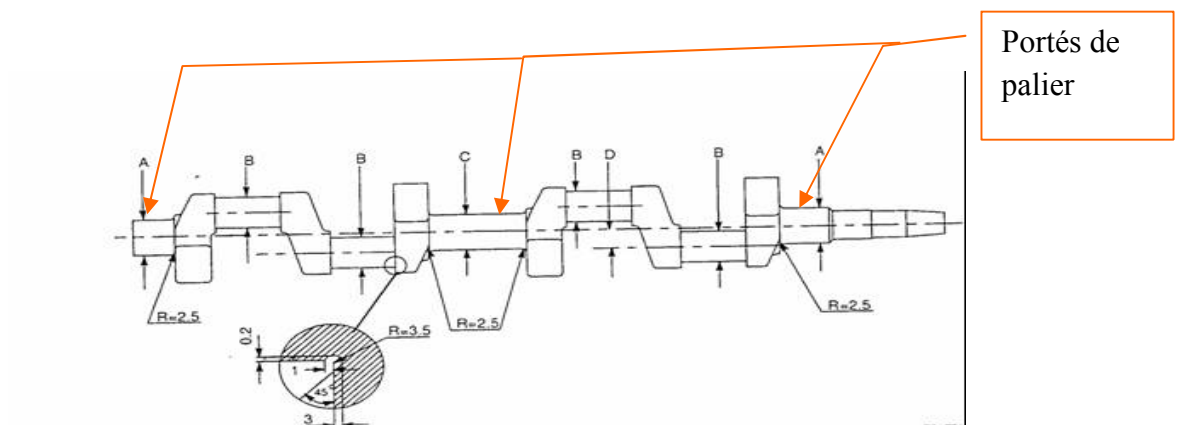
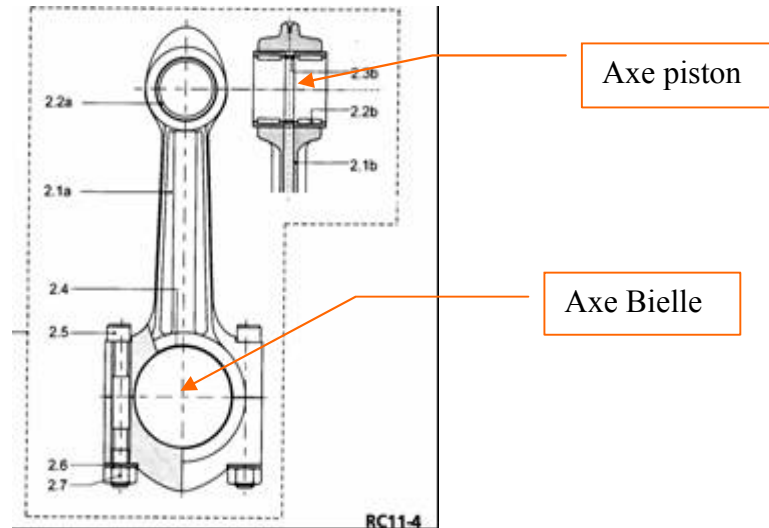


Figure II.7 Vilebrequin [17]

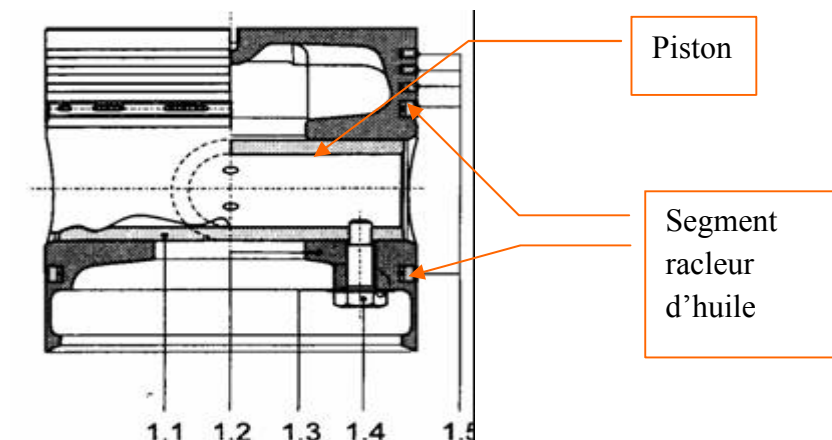
B. La bielle :

Les bielles transmettent le mouvement de translation du vilebrequin au piston.

La bielle est fabriquée en 2 pièces adaptées exactement l'une à l'autre. Ces 2 pièces sont maintenues ensemble à l'aide de 2 boulons spéciaux fixés par des écrous de verrouillage

**C. Segment et piston :**

Les pistons doivent être légers, étanches au fluide, et ajustés dans les cylindres avec le minimum de jeu afin d'éviter les pertes par les fuites du fluide entre piston et cylindre, le jeu entre piston et cylindre peut être de 4 à 5 microns, pour parfaire à ces fuites on utilise des segments (2 à 5), un film d'huile se crée sur ces segments créant une parfaite étanchéité.



D. Plaque à clapet et clapet :

Chaque cylindre est composé d'un ensemble de clapets d'aspiration et d'un ensemble de clapet de refoulement, ces clapets permettent l'aspiration du fluide frigorigène du côté évaporateur et le refoulement du côté condenseur. Le figure II.10.a et la figure II.10.b présente deux modèle différent de clapet, respectivement annulaire et discus.

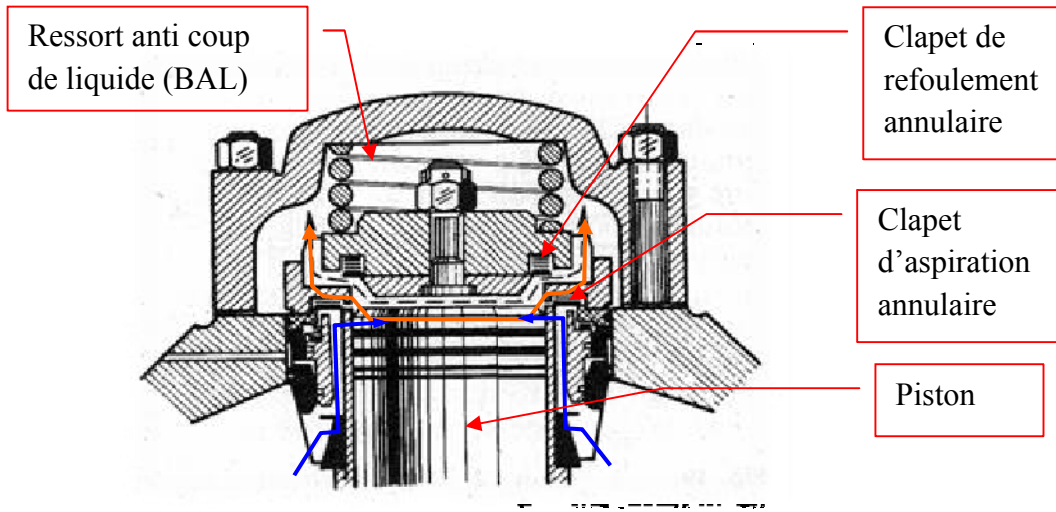


Figure II.10.a Model des clapets annulaires [16]

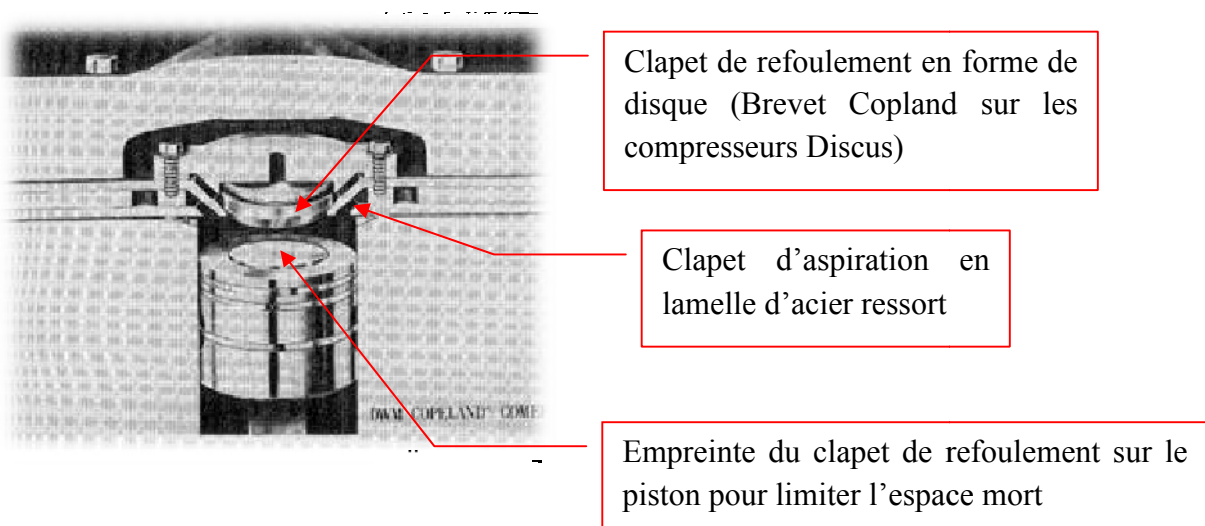


Figure II.10.b Clapet sur compresseur moyenne et grosse puissance [15]

II.8.3 Lubrification de compresseur à piston :

II.8.3.1 Système de lubrification :

La lubrification des compresseurs à piston peut se faire par barbotage (Bielle baignant dans l'huile), mais généralement elle se fait par pression d'huile forcée.

L'huile est aspirée en fond de carter, et est refoulé par une pompe à des pressions de 1.5 à 4Bar au-dessus de la pression de carter (Pression BP)

$\text{Pression d'huile} = \text{Pression de refoulement huile} - \text{Pression d'aspiration}$

L'huile doit servir de:

- Lubrification des paliers, de coussinets de bielles, des garnitures d'étanchéité et des cylindres / pistons
- Mais aussi d'étanchéité entre le piston et le cylindre
- De pilotage des réductions de puissance
- Parfois de refroidissement du compresseur (refroidissement de l'huile externe par échangeur à air ou à eau).

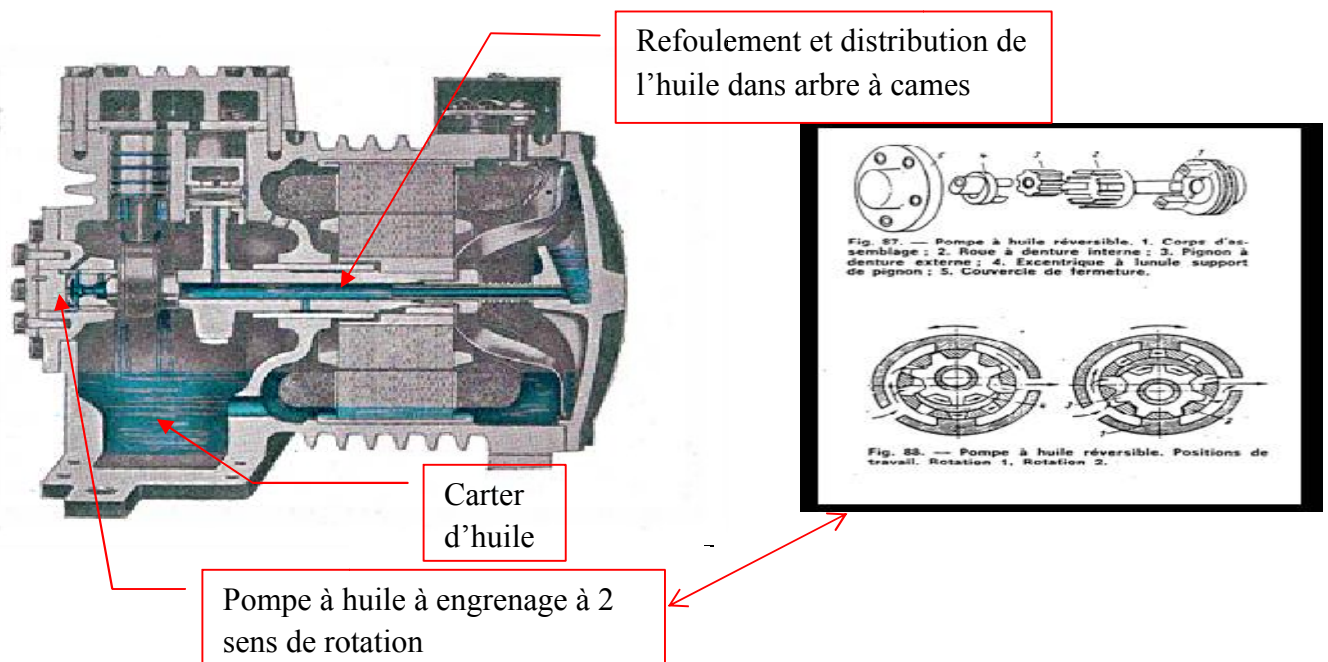


Figure II.11 Circuit d'huile dans un compresseur de petite puissance[15]

II.8.3.2 Pompes à huile :

Dans un circuit de lubrification de compresseur à piston la pompe joue un rôle tout aussi important, elle aspire l'huile depuis le carter à la pression d'aspiration (4bar) et le refoule vers tous les organes mets en mouvement à une pression qui varie entre (8 à 12bar).

II.8.4 Système de réduction de puissance : [15]

Dans la plupart des applications la charge frigorifique « puissance nécessaire » est très variable. Le compresseur aspire toujours le même débit de gaz alors que l'évaporateur limite le débit de gaz formé, il s'ensuit un déséquilibre et la pression d'évaporation va décroître ;

Le volume spécifique augmente jusqu'à trouver un nouvel équilibre entre le volume balayé du compresseur et le débit formé.

Une basse température d'évaporation étant inadmissible pour certaines applications.

Il faut un artifice pour maintenir la pression constante à l'évaporateur ; Les modes de réduction sont comme suite :

- Cascade marche - arrêt des compresseurs.
- Variation de la vitesse de rotation « encore expérimental pour les compresseur à piston problème de lubrification à basse vitesse » [17].
- Réduction de puissance par neutralisation d'un ou plusieurs cylindres sur un seul compresseur.

Il existe plusieurs Façons de réduire la puissance du compresseur ; en jouant sur les cylindres :

- Levée des clapets d'aspiration, par des culbuteurs pilotés par un piston hydraulique (commande par pression d'huile).
- Réduction de puissance par obturation de l'aspiration du cylindre.
- Réduction de puissance par recyclage des Gaz refoulés vers les Gaz aspirés.

II.9 Compresseur à vis : [19]

Comme les compresseurs à piston, les compresseurs à vis font partie de la famille des machines volumétriques rotatives, elles pratiquent la réduction de volume à partir d'un mouvement de rotation. Les compresseurs à vis se répartissent en deux sous-groupes les birotors et les mono rotors.

II.9.1 Compresseur mono-vis:

Le compresseur à vis mono rotor ou simple vis est constitué d'un rotor principal (vis sans fin) avec des cannelures hélicoïdales et deux satellites.

Les deux satellites sont recouverts d'une matière du type téflon et sont disposés de chaque côté du rotor principal, de l'huile est injectée sur la vis pour parfaire l'étanchéité (vis, satellites).

Quand la vis tourne, le fluide remplit les canaux de la vis puis les satellites réduisent le volume dans ces cannelures le travail de la compression s'effectue alors dans la partie supérieure du compresseur pour un satellite et simultanément un processus analogue s'opère du côté du deuxième satellite, mais dans la partie inférieure du compresseur.

Le gaz est refoulé ensuite par des orifices de part et d'autre des satellites ; la figure II.12.

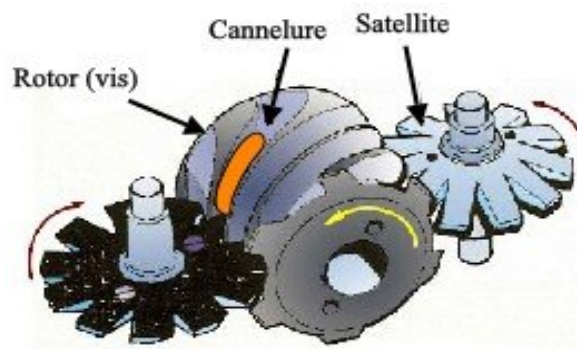


Figure II.12 Compresseur mono-vis [19]

II.9.2 Compresseur bi-vis: [20]

Dans un carter en fonte sont logés deux rotors hélicoïdaux de même diamètre extérieur ou de diamètre différent, usinés avec précision et appelés rotor mâle et rotor femelle le rotor mâle comporte quatre filets qui s'engrènent dans les six gorges ou canaux du rotor femelle l'entraînement peut se faire soit par le rotor mâle soit par le rotor femelle, l'autre rotor étant entraîné librement par le 1^{er}, les sens de rotations des deux rotors étant ceux indiqués si dessous.

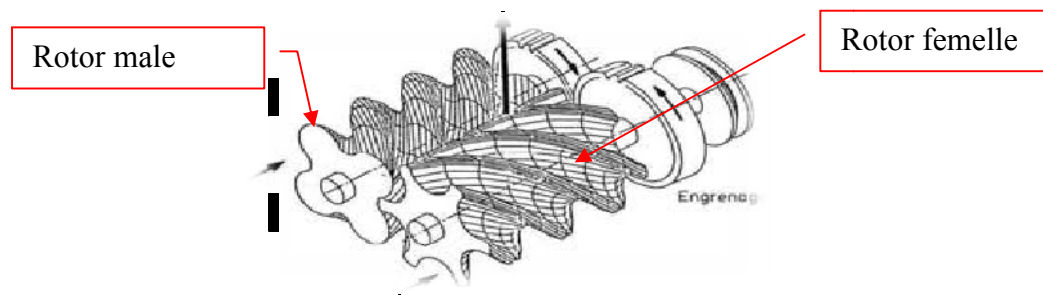


Figure II.13 Vue le sens de rotation des deux rotors

II.9.2.1 Principe de fonctionnement :[15]

La variation du volume occupé par le fluide à comprimer est obtenue par le déplacement relatif des 2 rotors à l'intérieur d'un cylindre de forme appropriée.

Les deux rotors ont des profils conjugués, l'un formant des lobes (rotor mâle), l'autre formant des alvéoles (rotor femelle).

Pendant la rotation, le contact des profils se déplace le long de l'axe de la machine, créant ainsi un refoulement axial du fluide emprisonné dans une alvéole par le lobe correspondant. L'alvéole joue très approximativement, le rôle d'un cylindre dont le volume se réduit progressivement du côté avant, tandis que le lobe joue le rôle du piston jusqu'à ce que la rotation l'amène en face de la lumière de refoulement, ce qui permet au fluide comprimé de s'échapper dans la tuyauterie de refoulement.

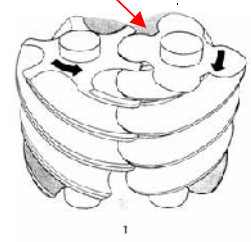
Il faut noter une caractéristique essentielle des compresseurs à vis : l'absence de tout clapet aussi bien du côté aspiration que du côté refoulement.

Les étapes de fonctionnement sont comme suite :

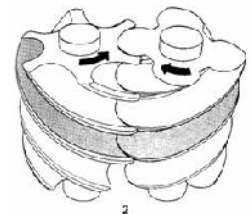
a) Aspiration :

Volume à l'aspiration (V_a)

Du fait de la rotation des rotors, le gaz est aspiré à travers l'orifice d'admission et remplit les espaces interlobaires. Ces espaces augmentent au fur et à mesure de la rotation jusqu'à le développement complet. En fin de remplissage des espaces interlobaires, l'admission est fermée et la phase d'aspiration se termine avec une quantité de gaz enfermée dans le compresseur.

**b) Compression :**

La rotation continue, l'espace entre les lobes se réduit et le volume de gaz emmagasiné diminue, d'où augmentation de pression.

**c) Refoulement :**

Volume refoulement (V_r)

A une certaine position des rotors, le gaz comprimé atteint l'orifice de sortie et la phase de refoulement commence. Elle continue jusqu'à la complète évacuation du gaz.

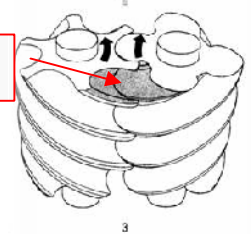


Figure II.14 Principe de fonctionnement de compresseur bi-vis

II.9.2.2 Les différentes pièces composant le compresseur birotor : [21]

Pour le compresseur à vis birotors ne contient pas beaucoup de pièces les figure II.14 et la figure II.15 présente respectivement une coupe partielle et une vue éclatée de compresseur.

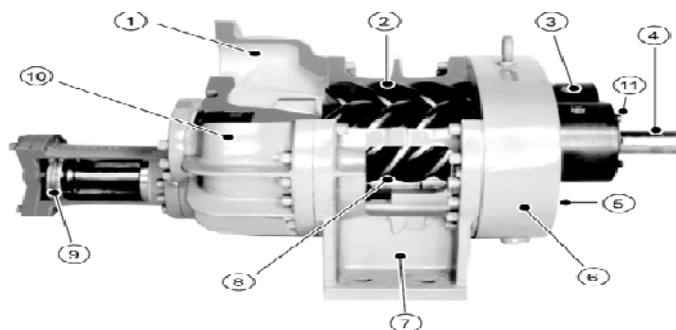


Figure II.15 Vue en coupe partielle d'un compresseur à vis birotor.

1 : orifice d'aspiration ; **2** : rotors appairés ; **3** : paliers de butée ; **4** : arbre d'entraînement du rotor mâle ; **5** : orifice de refoulement ; **6** : flasque du carter de refoulement ; **7** : carter des rotors ; **8** : vanne à tiroir ; **9** : piston de commande de la régulation de puissance ; **10** : carter d'aspiration ; **11** : garniture d'étanchéité.

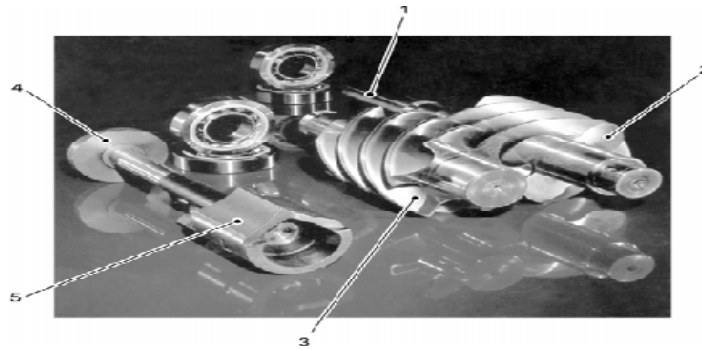


Figure II.16 Vue éclatée d'un compresseur à vis birotor [21]

1 : arbre d'entraînement du rotor mâle ; **2** : rotor mâle ; **3** : rotor femelle ; **4** : piston de commande du tiroir de régulation de puissance ; **5** : tiroir permettant la réduction de puissance.

II.9.2.3 Réduction de puissance des compresseurs à vis :

L'ajustement de la puissance frigorifique aux besoins instantané peut se faire de deux façons distinctes :

Soit par mouvement d'un tiroir hydraulique ou par variation de la vitesse de rotation du moteur d'entraînement du compresseur.

La première option a l'avantage de maintenir le rendement isentropique à une valeur correcte. Par ailleurs, la puissance frigorifique peut être adaptée aux besoins grâce à une spécificité des compresseurs à vis. Le début de la compression peut en effet être retardé à partir de la translation d'un tiroir. Ce dispositif de réduction de puissance utilise l'huile comme fluide moteur. Cette réduction de puissance peut être étagée ou progressive.

Sur la figure II.16, le point 2 correspondant au début de la compression peut être retardé (donc décalé à droite).

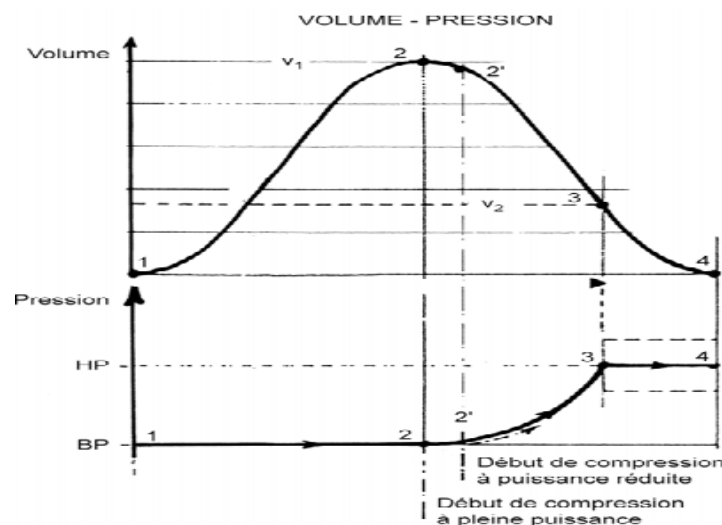


Figure II.17 Essai de concrétisation de la réduction de puissance.

La figure II.17 Permet de visualiser la réduction de puissance d'un compresseur birotor vis à partir d'un tiroir :

- en A, marche à pleine puissance, début de la compression à V1a ;
- en B, marche à puissance réduite, début de la compression à V1b « faible réduction de puissance » ;
- en C, marche à puissance réduite, début de la compression à V1c « importante réduction de puissance ».

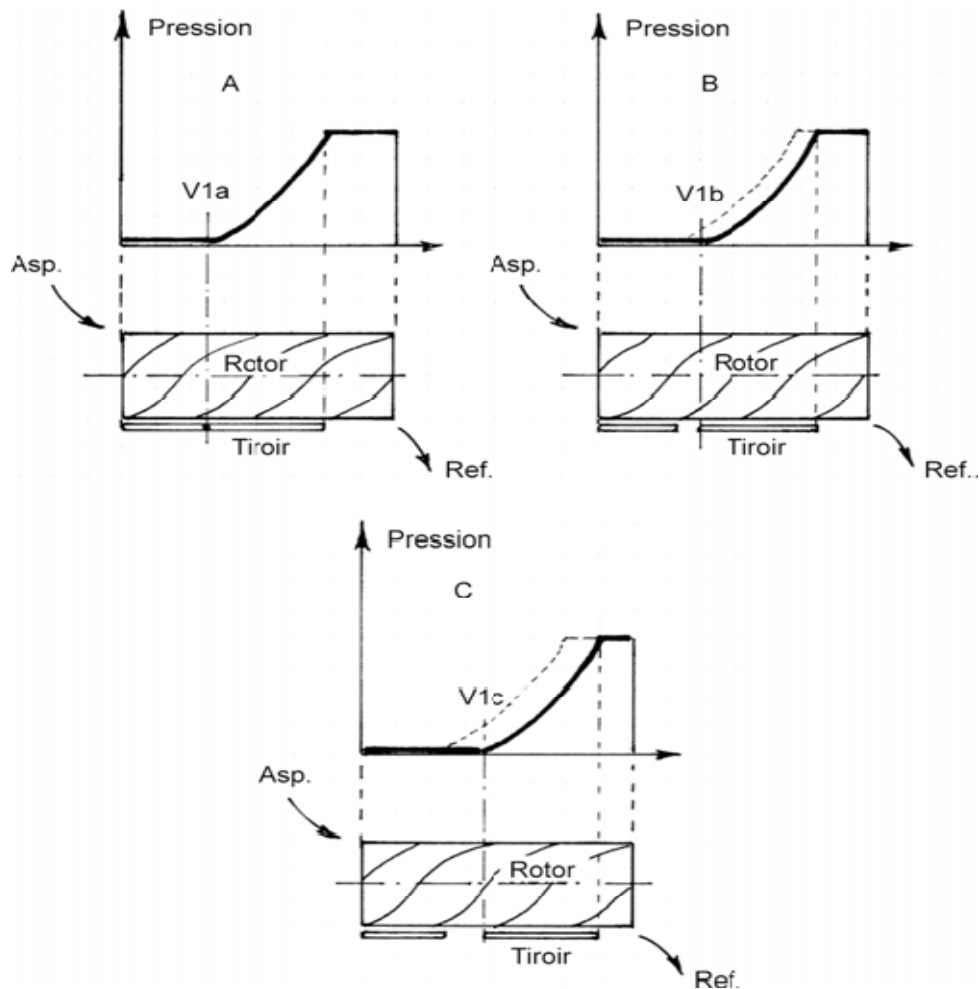


Figure II.18 Schéma de principe de la réduction de puissance d'un compresseur birotor à partir d'un tiroir [21]

Le tiroir de réduction de puissance modifie dans le même temps l'orifice de refoulement ; il doit alors en découler un $V_{i\text{optimal}}$ évitant au maximum les pertes d'énergie par surpression ou sous-pression lors de la mise en communication du volume interlobaire en fin de compression avec la haute pression de l'installation.

II.9.2.4 Système de lubrification :

À l'inverse des autres compresseurs, les compresseurs à vis demandent de grandes quantités d'huile. Ces quantités importantes sont principalement nécessaires pour réaliser l'étanchéité entre le rotor mâle et le rotor femelle, ainsi qu'entre les rotors et le carter.

Elles servent aussi à lubrifier les différents paliers et roulements ainsi qu'à actionner les dispositifs de réduction de puissance.

Dans le cas des compresseurs de type ouvert, l'huile est aussi nécessaire à la lubrification de la garniture d'étanchéité.

Notons également que les gros débits d'huile dans ces compresseurs permettent de réduire très sensiblement leur niveau de puissance acoustique.

Le débit moyen d'huile représente environ 0,3 % du débit volumique de fluide frigorigène.

Par exemple, un compresseur de 300 m³ de volume aspiré nécessite environ

900 litres d'huile par heure soit 15 litres/min. [21]

L'huile a aussi un rôle significatif de refroidissement ; ce rôle est primordial car, sans huile, les performances du compresseur sont limitées en terme de taux de compression.

II.9.2.4.1 Séparateur d'huile :

Du fait des gros débits d'huile, il est nécessaire d'en récupérer le maximum. Les filtres à chicanes et à matelas en fils d'acier sont souvent associés à des systèmes de coalescence et à des microfiltres.

Dans le cas des petites et moyennes machines, le séparateur d'huile est quelquefois interne au compresseur.

Cette conception intéresse beaucoup les climaticiens. En effet, en climatisation, on recherche souvent des matériels les plus compacts possible. Par ailleurs, dans ce domaine, beaucoup d'applications ne nécessitent qu'un compresseur par circuit.

La conception de séparateur d'huile extérieur est, elle, presque systématique en froid industriel et en froid commercial, domaine dans lequel les centrales des grands magasins sont multi-compresseur.

II.10 Entraînement du compresseur :

Dans notre cas, le moteur associé au compresseur pour l'entraînement est le moteur asynchrone à cage. Souvent appelé machines à induction, il est devenu depuis de nombreuses années le moyen principal d'entraînement des processus industriels, le moteur asynchrone triphasé, dont la puissance varie de quelques centaines de watts à plusieurs mégawatts plus utilisé de tous les moteurs électriques.

Ce type de moteur s'impose en effet dans la plupart des applications par ses avantages :

- L'absence d'entretien, la robustesse.
- rapport coût/puissance est plus faible.
- L'absence de connexion avec la partie tournante.

II.10.1 Constitution du moteur : [22]

Un moteur asynchrone triphasé à cage (Fig. II.18) comporte deux parties principales un inducteur ou stator et un induit ou rotor.

1. Le Stator :

C'est la partie fixe du moteur. Une carcasse en fonte ou en alliage léger renferme une couronne de tôles minces (de l'ordre de 0.5 mm d'épaisseur) en acier au silicium.

Les tôles sont isolées entre elles par oxydation ou par un vernis isolant. Le « feuilletage » du circuit magnétique réduit les pertes par hystérésis et par courants de Foucault.

Les tôles sont munies d'encoches dans lesquelles prennent place les enroulements statoriques destinés à produire le champ tournant (trois enroulements dans le cas d'un moteur triphasé).

Chaque enroulement est constitué de plusieurs bobines.

Le mode de couplage de ces bobines entre elles définit le nombre de paires de pôles du moteur.

2. Le Rotor :

C'est l'élément mobile du moteur. Comme le circuit magnétique du stator, il est constitué d'un empilage de tôles minces, isolées entre elles, et formant un cylindre claveté sur l'arbre du moteur. Cet élément, de par sa technologie, permet de distinguer deux familles de moteurs asynchrones ; ceux dont le rotor est dit « à cage », et ceux dont le rotor bobiné est dit « à bagues ».

3. Entrefer :

L'entrefer est l'espace entre le stator et le rotor.

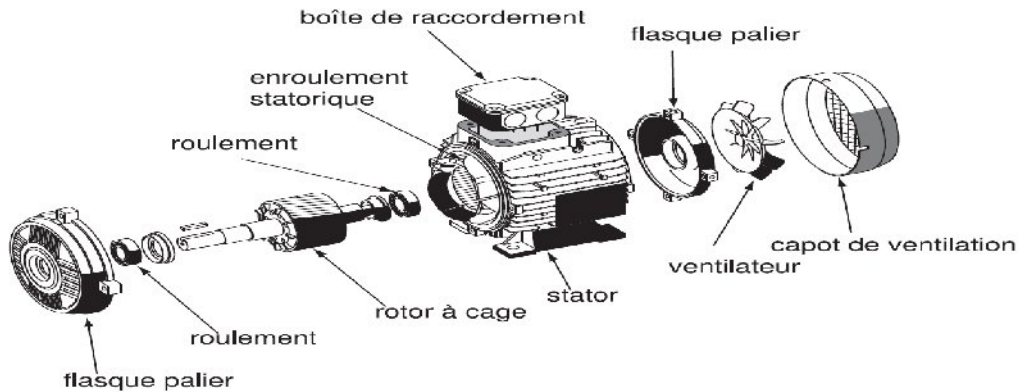


Figure II.19 moteur asynchrone à cage

II.10.2 Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement d'un moteur asynchrone repose sur la création d'un courant induit dans un conducteur lorsque celui-ci coupe les lignes de force d'un champ magnétique, d'où le nom de « moteur à induction ». L'action combinée de ce courant induit et du champ magnétique crée une force motrice sur le rotor du moteur.

a. Fonctionnement :

Le stator est composé de trois bobines figure II.19 ci-après ; qui sont disposées à 120° les unes des autres, trois champs magnétiques sont ainsi créés. Compte-tenu de la nature du courant sur le réseau triphasé, les trois champs sont déphasés « chacun à son tour passe par un maximum ».

Les courants alternatifs dans le stator créent un champ magnétique tournant à la vitesse de synchronisme :

$$\Omega_0 = \frac{\omega}{p}$$

Ω_s : vitesse synchrone de rotation du champ tournant ($rad \cdot s^{-1}$)

ω : Pulsation des courants alternatifs ($rad \cdot s^{-1}$)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

p : Nombre de paires de pôles.

Le rotor est constitué de barres d'aluminium noyées dans un circuit magnétique.

Ces barres sont reliées à leur extrémité par deux anneaux conducteurs et constituent une « cage d'écureuil ». Cette cage est en fait un bobinage à grosse section et très faible résistance. Cette cage est balayée par le champ magnétique tournant. Les conducteurs sont alors traversés par des courants induits. Des courants circulent dans les anneaux formés par la cage, les forces de Laplace qui en résultent exercent un couple sur le rotor.

D'après la loi de Lenz les courants Induits s'opposent par leurs effets à la cause qui leur a donné naissance.

Le rotor tourne alors dans le même sens que le champ mais avec une vitesse légèrement inférieure à la vitesse de synchronisme de ce dernier.

b. Glissement :

Le rotor tourne à la vitesse Ω plus petite que la vitesse de synchronisme Ω_0 .

On dit que le rotor « glisse » par rapport au champ tournant.

Ce glissement g va dépendre de la charge :

$$g = \frac{n_s - n}{n}$$

Avec :

n_s : vitesse de rotation de synchronisme du champ tournant ($tr.s^{-1}$)

n : vitesse de rotation du rotor ($tr.s^{-1}$)

$$\Omega_s = 2.\pi.n_s \quad rad.s^{-1}$$

$$\Omega = 2.\pi.n \quad rad.s^{-1}$$

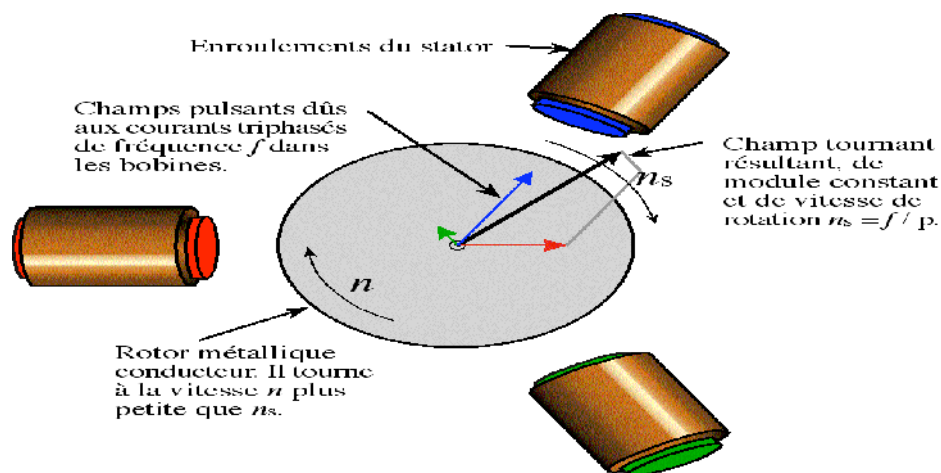


Figure II.20 Création du champ tournant

II.10.3 Caractéristiques :

II.10.3.1 Fonctionnement à vide :

A vide le moteur n'entraîne pas de charge.

le facteur de puissance à vide est très faible ($<0,2$) et le courant absorbé reste fort (P est petit et Q est grand). On parle alors de courant réactif ou magnétisant (ils servent à créer le champ magnétique).


II.10.3.2 Fonctionnement en charge :


Le moteur fournit maintenant de la puissance active, le stator appelle un courant actif. Le moteur asynchrone est capable de démarrer en charge.

II.10.3.3 Caractéristique mécanique du fonctionnement :

C_n : Couple nominal

C_n : Couple de démarrage du moteur électrique: en constatant que ce couple est fort, la machine peut démarrer en charge.

 C_{r0} : Couple résistant à vide constant.

 C_r : Couple résistant constant de la charge en fonctionnement nominal.

----- : Zone de fonctionnement du moteur.

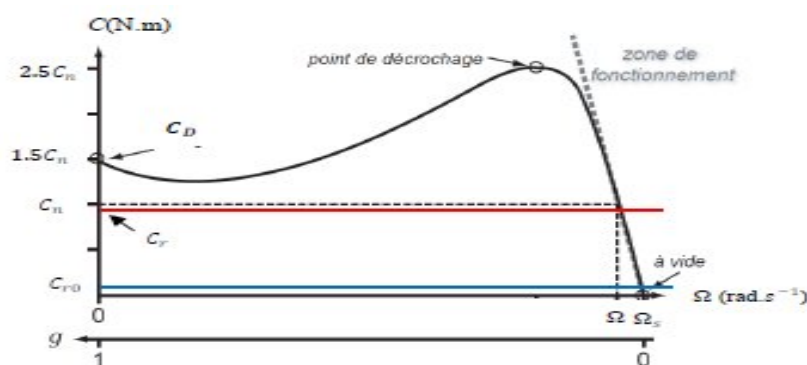


Figure II.21 Caractéristique mécanique du fonctionnement [22]

On constate qu'elle est presque linéaire, la vitesse varie peu avec la charge. On peut modéliser cette zone par une droite.

II.10.4 Démarrage du moteur :

II.10.4.1 Démarrage direct :

C'est le mode de démarrage le plus simple dans lequel le stator est directement couplé sur le réseau. Le moteur démarre sur ses caractéristiques naturelles.

- **Avantage**

- Simplicité de l'appareillage de commande.
- Couple de démarrage important (1.5 à 2 fois le couple nominal)
- Démarrage rapide (2 à 3 seconde)

- **Inconvénients**

- Le courant d'appel au démarrage est très élevé (4 à 8 fois le courant nominal)
- Démarrage brusque : déconseillé si le démarrage doit être progressif (tapis ,transporteur, etc...).Ce démarrage convient dans les cas où :
- La puissance du moteur est faible par rapport à la puissance du réseau (dimension du câble).
- La machine à entraîner ne nécessite pas de mise en rotation progressive et peut accepter une mise en rotation rapide.
- Le couple de démarrage doit être élevé.

Ce démarrage ne convient pas si :

- Le réseau ne peut accepter de chute de tension.
- La machine entraînée ne peut accepter les à-coups mécaniques brutaux.
- Le confort et la sécurité des usagers sont mis en cause (escalier mécanique) utilisation de ce démarrage est réservée au moteur du ventilateur.

II.10.4.2 Démarrage étoile/triangle :

Ce mode de démarrage ne peut être utilisé qu'avec un moteur sur lequel les deux extrémités de chacun des trois enroulements statoriques sont ramenées sur la plaque à bornes. Par ailleurs, le bobinage doit être réalisé de telle sorte que le couplage triangle correspond à la tension du réseau : par exemple un réseau triphasé 380 V, il faut un moteur bobiné en 380V triangle et 660V étoile.

Le principe consiste à démarrer le moteur en couplant les enroulements étoile sous la tension du réseau, ce qui revient à diviser la tension nominale du moteur en étoile par $\sqrt{3}$ de ce fait, le courant et le couple sont divisés par 3.

Lorsque les caractéristiques courant ou couple sont admissibles, on passe au couplage triangle. Le passage du couplage étoile au couplage triangle n'étant pas instantané, le courant est coupé pendant 30 à 50 ms environ.

Cette coupure du courant provoque une démagnétisation du circuit magnétique. Lors de la fermeture du contacteur triangle, une pointe de courant réapparaît brève mais importante (magnétisation du moteur).

- **Avantage**

- le courant de démarrage est plus faible qu'en démarrage direct et donc moins

Perturbant pour le réseau.

- Démarreur relativement peu onéreux.

- **Inconvénient**

- Couple de démarrage faible.

- Coupure de l'alimentation et courants transitoires importants au passage étoile/triangle.

Utilisation de ce démarrage est réservée au moteur du compresseur.

II.11 Conclusion:

Les principaux types des compresseurs utilisés dans le circuit frigorifique apparaissent dans ce chapitre, avec leurs principales applications et leurs différences de construction mécanique; cette partie permet de bien comprendre le fonctionnement des compresseurs volumétriques.

Chapitre III

Etude et optimisation du compresseur

III.1 Introduction:

L'étude dans ce chapitre portera sur deux compresseurs le premier à piston qui est dans l'installation actuelle de groupe frigorifique; et un compresseur à vis. Dans le but d'optimiser l'énergie et le coût d'installation.

III.2 L'état de l'installation:

Le coût du placement des installations frigorifiques industrielles est important et les compresseurs en représentent une part importante. Pour cette raison, sur le plan énergétique, il est nécessaire d'établir des critères de sélection. En réalité ils sont peu nombreux et les seuls à émerger vraiment sont :

- le coefficient de performance énergétique EER (Energy Efficiency Ratio) ou couramment appelé COP_{froid}.
- le taux de compression HP / BP.
- le rendement volumétrique.

III.2.1 Les problématiques de l'installation actuelle :

Le froid est d'autant plus couteux à produire que la température à laquelle il est produit est basse. Il est donc indispensable d'économiser le froid produit en garantissant les enceintes a refroidies contre les entrées de chaleur, pour réduire la consommation d'énergie dans les installations frigorifiques, deux conditions doivent être remplies, en premier lieu, les installations doivent être bien dimensionnées ; cette partie est du ressort des frigoristes qui doivent en tirer le meilleur rendement.

En second lieu, l'installation doit fonctionner efficacement dans le temps; sur cette question de pérennité, c'est l'utilisateur qui est en première ligne.

Des économies d'énergie dans les installations frigorifiques sont souvent possibles: cela peut commencer par la mise en œuvre d'actions simples.

Mais avant de se lancer, il est impératif de faire un diagnostic de l'installation.

Après un diagnostic et une étude minutieuse de l'installation actuelle, on a pu déceler certain nombre de problèmes basés sur la configuration du système.

Nous les énumérons ci-dessous:

- Grande consommation d'énergie.
- Le nombre de panne important. Liste d'intervention enregistrée en sein de l'entreprise présenté à l'annexe n°1.

- Grand Consommation de Pièces de rechange. Les différent pièces de rechange pour un seul compresseur à piston présentée dans l'annexe numéro n°2.
- un coût de maintenance importante.
- assurer un suivi du fonctionnement des compresseurs.
- assurer un suivi précis des principales caractéristiques de l'installation: pression du fluide frigorigène dans l'évaporateur et le condenseur, puissance électrique consommés dû aux compresseur.
- Débit et température de L'eau à refroidir, puissance frigorifique délivrée et consommée.

Après ce diagnostic, en a affaire à optimiser le bilan énergétique de circuit frigorifique avec les conditions de fonctionnement réelle.

III.3 Etude et simulation:

Pour faire un bilan énergétique et présentation graphique des différents points de cycle frigorifique en utilise un logiciel de simulation CoolPack.

III.3.1 Présentation de logiciel CoolPack :

CoolPack est une collection de programmes de simulation qui seront utilisés pour la conception, le dimensionnement, l'analyse et l'optimisation des systèmes de réfrigération. Les programmes de simulation dans CoolPack sont divisés en six catégories.

Chacun représenté par un onglet dans la barre d'outils.

Vous pouvez obtenir un aperçu des programmes dans une catégorie en cliquant sur son onglet barre d'outils. En cliquant sur les gros boutons (avec des icônes) dans la barre d'outils commence les programmes individuels.

La figure III.1 présente l'écran principale de logiciel CoolPack.

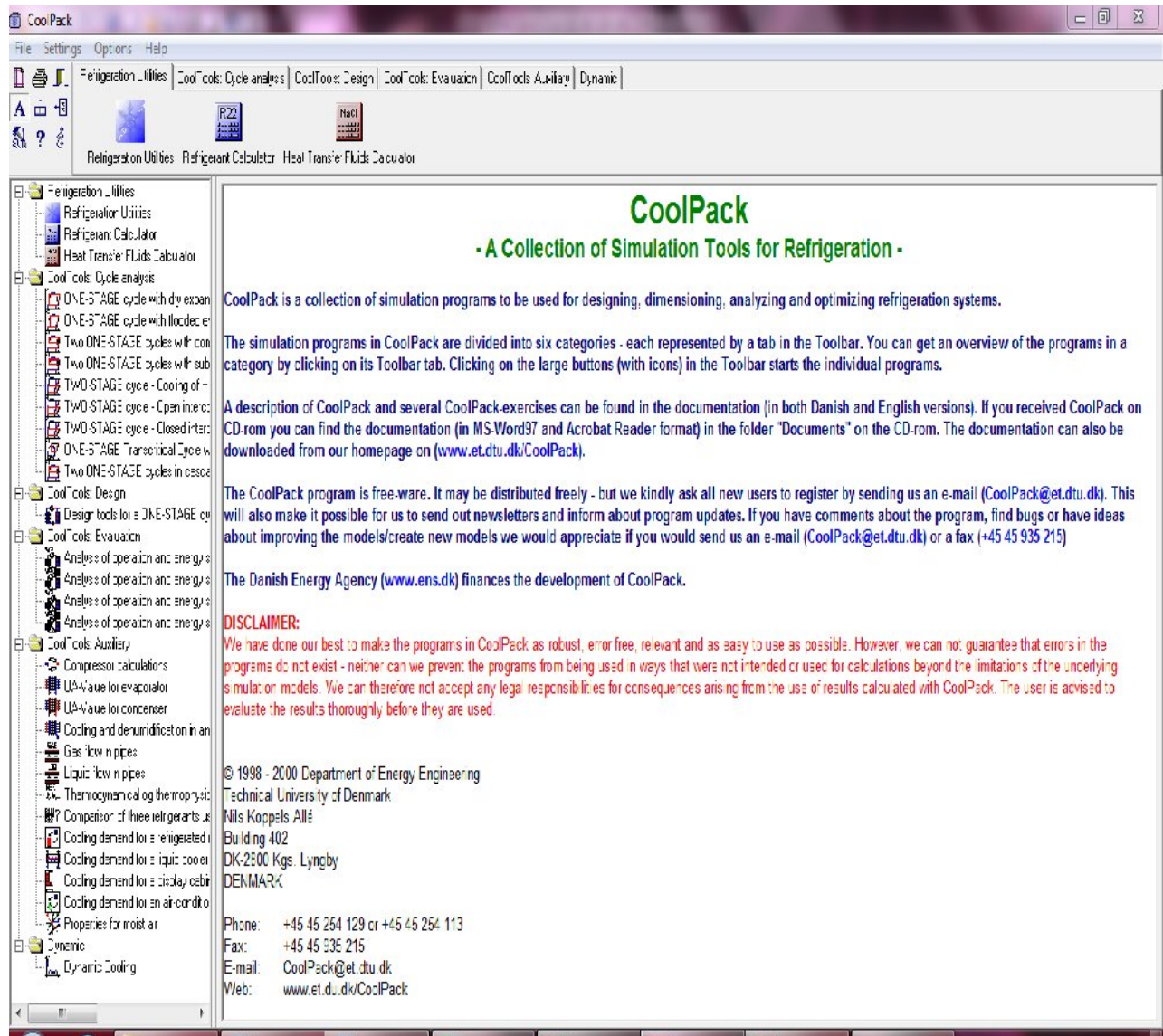


Figure III.1 Ecran principal de logiciel CoolPack

III.3.2 Simulation et analyse des données:

En considère le compresseur adiabatique réversible; isentropique pas d'échange de chaleurs avec le milieu extérieure.

Condition de fonctionnement de l'installation :

- Le fluide frigorigène utilisé c'est le R-22, CHClF₂, Chlorodifluoromethane. La table de saturation de fluide frigorigène R22 est présentée dans annexe n° 3.
- La température d'évaporation de R22 dans l'évaporateur : $T_o = -6^{\circ}\text{C}$.
- La température de condensation de R22 dans le condenseur : $T_c = 50^{\circ}\text{C}$.
- Une surchauffe à la sortie de l'évaporateur : $5 [\text{K}^{\circ}]$.
- Un sous refroidissement à la sortie de condenseur : $4 [\text{K}^{\circ}]$.

En introduit les données de fonctionnement sur CoolPack :

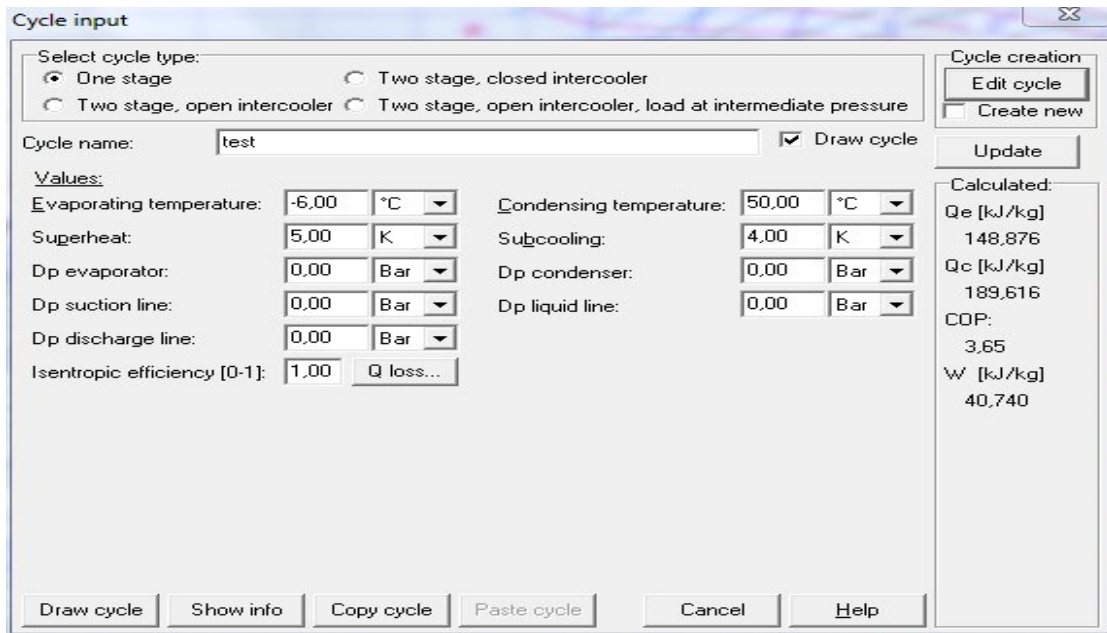


Figure III.2 Introduire les paramètres de cycle

Après simulation en a les résultats suivants :

- Représentation graphique du cycle frigorifique :

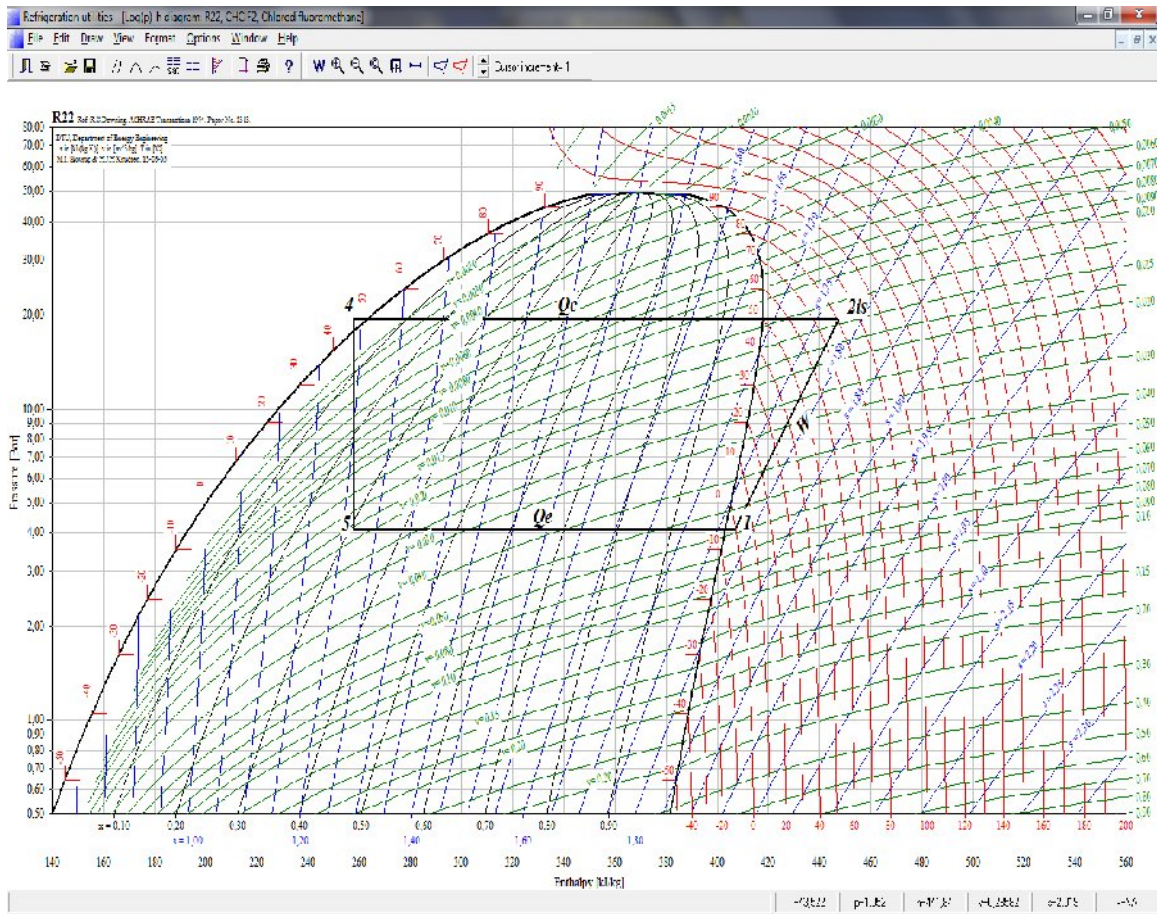


Figure III.3 Diagramme-Log(p), h de fluide frigorigène R22

- **Les résultats obtenus :**

Résultat obtenue avec CoolPack.

Point	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	-1,001	4,072	0,058673	406,621	1,7739
2	80,576	19,423	0,014380	447,360	1,7739
3	80,576	19,423	0,014380	447,360	1,7739
4	46,000	19,423	N/A	257,745	N/A
5	N/A	4,072	N/A	257,745	N/A
6	-1,000	4,072	0,058670	406,621	1,7739
15	N/A	19,423	N/A	257,745	N/A

Figure III.4 vue les résultats des différents points de cycle

*N/A : Non définit

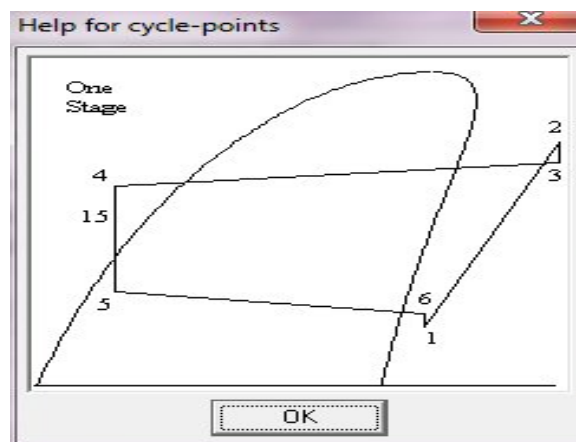


Figure III.5 Représentation des différents points de cycle

Pour les points 1 à 6 et 2 à 3, présente les pertes de pression au niveau des clapets respectivement à l'aspiration et le refoulement qu'ils sont négligeable pour c'est résultats.

Titre en vapeur :

$$X_5 = \frac{h_5 - h_{liq}}{h_{vap} - h_{liq}} = 0.308$$

III.3.3 Bilan énergétique de l'installation:

Calcule le coefficient de performance théorique pour un rendement isentropique de compresseur idéal; ($\eta_{is} = 1$)

La chaleur massique absorbée par l'évaporateur :

$$Q_e = h_1 - h_5 \dots\dots\dots(III.1)$$

$$Q_e = 406,621 - 257,745$$

$$Q_e = 148,876 \text{ KJ/Kg}$$

La chaleur massique dissipée par le condenseur :

$$Q_c = h_{2is} - h_4 \dots\dots\dots(III.2)$$

$$Q_c = 447,360 - 257,745$$

$$Q_c = 189,615 \text{ KJ/Kg}$$

Travail de compresseur :

$$W = h_{2is} - h_1 \dots\dots\dots(III.3)$$

$$W = 447,360 - 406,621$$

$$W = 40,740 \text{ KJ/Kg}$$

Le coefficient de performance idéale :

$$COP_{th} = \frac{Q_e}{W} \dots\dots\dots(III.4)$$

$$COP_{th} = \frac{148,876}{40,740}$$

$$COP_{th} = 3,65$$

III.4 Calcule des caractéristiques réelles de compresseur à piston :

III.4.1 Propriété géométrique de compresseur à piston de groupe :

Tableau de donnée de constructeur [9 ; 16]:

COMPRESSOR MODEL		PC 43	PC 44	PC 63	PC 64	PC 83	PC 84
Number of Cylinders		4	4	6	6	8	8
Nominal Displacement	60 Hz m ³ /h	243	289	342	411	472	562
	50 Hz m ³ /h	202	238	285	338	394	464
Cylinder Bore	mm	95.25	95.25	95.25	95.25	95.25	95.25
Cylinder Stroke	mm	81.28	96.52	76.20	91.44	78.74	93.98
Suction Connection (OD female)	inch	3 1/8	3 1/8	3 1/8	3 1/8	3 5/8	3 5/8
Discharge Connection (OD female)	inch	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8	3 1/8
Oil Charge	ltr.	11	11	11	11	11	11
Weight including drive motor (avg.)	kg	655	655	740	740	875	875

Figure III.6 Donnée de constructeur pour le compresseur à piston

La plaque signalétique de compresseur à piston de marque York dans Annexe n° 4:

Le modèle de compresseur pris en compte c'est le **PC 84** compresseur semi-hermétique

III.4.2 Vérification des données :

III.4.2.1 La Cylindrée du compresseur (C) :

C'est le volume balayé par les pistons lors de leur course d'aspiration, et ce pendant un tour de l'arbre manivelle. [20]

$$C = \left(\frac{\pi D^2}{4} \times l \times n \right) \times 10^{-9} \dots\dots\dots(III.5)$$

- C* : Cylindrée (m³)
- D* : L'alésage de cylindre (mm)
- l* : Course de piston (mm)
- n* : Le nombre de cylindre

$$C = \left(\frac{\pi \times (95,25)^2}{4} \times 93,98 \times 8 \right) \times 10^{-9}$$

$C = 5,354 \text{ dm}^3$

$C = 5,354 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

III.4.2.2 Débit du volume balayé :

Quelquefois désigné par le terme « volume engendré », il représente le volume balayé par les pistons pendant une unité de temps (1 seconde, 1 heure...).

Ce débit étant calculé à une vitesse donnée, il est important de le préciser.

$$qvb = C \times \frac{N}{60} \dots\dots\dots (III.6)$$

qvb : Débit volume balayé (m^3/s)

N : Vitesse de rotation (tr/min)

$$qvb = 5,354 \times 10^{-3} \times \frac{1450}{60}$$

$$qvb = 465,798 \text{ m}^3 / h$$

$$qvb = 0,1293 \text{ m}^3 / s$$

III.4.2.3 Le taux de compression :

On appelle taux de compression la valeur du rapport Pression de refoulement/Pression d'aspiration.

$$\tau = \frac{P_r}{P_a} = \frac{HP}{BP} \dots\dots\dots (III.7)$$

HP : Haute pression absolue (Bars abs)

BP : Basse pression absolue (Bars abs)

τ : Taux de compression

$$\tau = \frac{19,423}{4,072}$$

$$\tau = 4,77$$

III.4.2.4 Le rendement volumétrique : [15]

L'examen du diagramme ci-dessus nous montre que la nécessité de ménager un espace neutre provoque un retard à l'aspiration puisque ce n'est qu'en D que commence la course utile du piston. Le volume réellement aspiré sera donc représenté par $V_{(DA)}$.

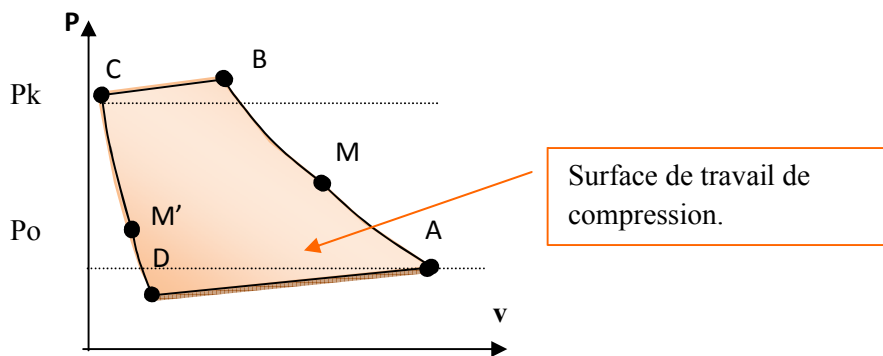


Figure III.7 Diagramme (P, V) de compression réelle

Le rendement volumétrique du compresseur est défini par :

$$\eta_v = \frac{V_{(DA)}}{V_{(CA)}} = \frac{\text{Volume utile}}{\text{Volume balayé par le piston}}$$

Un rendement volumétrique égale 1, indiquerait que l'espace mort est nul, ce qui est impossible dans la réalité.

Le rendement volumétrique varie en sens inverse de la valeur du taux de compression (Plus le taux de compression est élevé plus le rendement est minime).

- L'approche du rendement volumétrique peut se calculer par la formule suivante[20] :

$$\eta_v = 1 - 0.05 \times \tau = 1 - 0.05 \times \frac{HP}{BP} \dots\dots\dots (III.8)$$

$$\eta_v = 1 - 0.05 \times 4,77$$

$$\eta_v = 76,15\%$$

III.4.2.5 Débit du volume réel aspiré par le compresseur :

$$qva = qvb \times \eta_v \dots\dots\dots (III.9)$$

qva : Débit volumique réel aspiré (m^3/s)

$qva = 0,09846 \quad m^3 / s \quad \Rightarrow \quad qva = 354,705 \quad m^3 / h$

III.4.2.6 Débit massique passant par le compresseur :

$$q_m = \frac{qva}{v_a''} \dots\dots\dots (III.10)$$

q_m : Débit massique (Kg/s)

v_a'' : Volume spécifique du fluide à l'aspiration (m^3/kg)

$$q_m = \frac{0,09846}{0,05867}$$

$q_m = 1,6782 \quad Kg / s$

$q_m = 6041,52 \quad Kg / h$

III.5 Bilan de puissance de groupe frigorifique :

- La puissance d'évaporateur :

$$P_e = q_m \times Q_e \dots\dots\dots (III.11)$$

$$P_e = 1,6782 \times 148,876$$

$P_e = 249,843 \quad KW$

- La puissance au condenseur :

$$P_c = q_m \times Q_c \dots\dots\dots (III.12)$$

$$P_c = 1,6782 \times 189,615$$

$P_c = 318,211 \quad KW$

- **La puissance théorique apportée au fluide frigorigène (compresseur) :**

$$P_{th} = q_m \times (h_{2is} - h_1) \dots\dots\dots(III.13)$$

P_{th} : Puissance théorique (KW)

q_m : Débit massique fluide frigorigène (Kg/s)

h_{2is} : Enthalpie du fluide au refoulement en suivant la courbe isentropique du point d'aspiration (KJ/Kg)

h_1 : Enthalpie du fluide à l'aspiration (KJ/Kg)

$$P_{th} = 1,6782 \times 40,74 \quad \Rightarrow \quad P_{th} = 68,3698 \quad KW$$

II.6 Calcule du coefficient de performance de l'installation:

La compression réelle est poly-tropique donc tout change la pression (p) la température (T), le volume (V) et l'enthalpie(H), l'entropie(s).

III.6.1 Bilan de puissance du compresseur:

Le schéma suivant présente les différentes puissances qui relai le compresseur avec le moteur électrique:

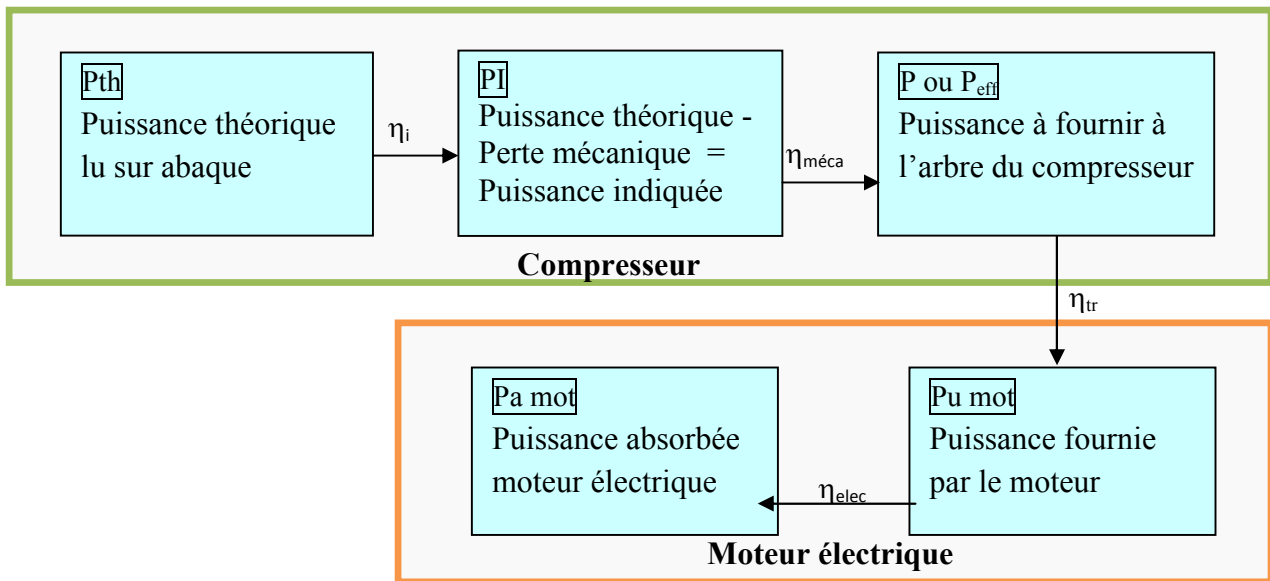


Figure III.8 Bilan de puissance du compresseur à piston

P_{th} : Puissance théorique à fournir au fluide (KW)

P_i : Puissance indiquée (Rendement thermique) (KW)

P_{eff} : Puissance effective (puissance à fournir à l'arbre) (KW).

η_{mec} : Rendement mécanique (frottement) $\cong 0.9$.

$\eta_i \cong \eta_v$: Rendement indiqué (ou rendement thermique, isentropique), effet de gaz froid passant au contact de pièces chaudes, ce qui engendre une augmentation du volume massique.

η_{tr} : Rendement transmission :

Transmissions directes de type semi hermétique =1.

Transmissions directes avec accouplement élastique $\cong 0.988$.

Transmissions par courroies $\cong 0.8$.

P_u : Puissance utile moteur électrique (KW).

P_a : Puissance absorbée moteur électrique (KW).

η_{elec} : Rendement électrique $\cong 0.85$.

1. Puissance effective absorbée par le compresseur :

Soit η_{eff} le rendement global du compresseur tel que :

$$\eta_{eff} = \eta_i \times \eta_{mec} \dots\dots\dots (III.14)$$

Que l'on ait affaire à des compresseurs à piston ou à vis, η_{eff} passe par un maximum lorsque le taux de compression s'élève. Ont utilisé, pour les compresseurs à piston, la relation de Dehausse. [2]

$$\eta_{eff} = 0,80 - 0,004(\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{(\tau - 0,3)}$$

$$\eta_{eff} = 0,6853$$

$$P_{eff} = \frac{P_{th}}{\eta_i \times \eta_{mec}} \quad \text{Donc } P_{eff} = \frac{68,37}{0,7615 \times 0,9}$$

$P_{eff} = 99,76 \text{ KW}$	$\dots\dots\dots (III.15)$
------------------------------	----------------------------

2. Coefficient de performance réelle de compresseur à piston :

$$COP_{eff} = \frac{P_e}{P_{eff}}$$

En utilisant les résultats de l'équation III.11 et III.15 on trouve :

$$COP_{eff} = \frac{249,843}{99,76}$$

$$COP_{eff} = 2,50$$

3. Puissance fournie par le moteur électrique :

$$Pu = \frac{P_{eff}}{\eta_{tr}}$$

$$Pu = 99,76 \text{ KW}$$

4. Puissance absorbée (le moteur électrique) :

$$P_a = \frac{Pu}{\eta_{elec}} \dots\dots\dots(III.16)$$

$$P_a = \frac{99,76}{0,85}$$

$$P_a = 117,364 \text{ KW} \dots\dots\dots(III.17)$$

5. Le coefficient de performance COPde l'installation :

Le calcul de l'effet frigorifique ou le COP est important car la consommation d'énergie électrique des installations frigorifiques industrielles représente une part importante des frais de fonctionnement.

$$COP_{c.f. \grave{a} piston} = \frac{P_e}{P_a} \dots\dots\dots(III.18)$$

$$COP_{c.f. \grave{a} piston} = \frac{249,843}{117,360} \Rightarrow COP_{c.f. \grave{a} piston} = 2,128$$

6. Le rendement global de circuit frigorifique pour le compresseur à piston :

$$\eta_{g.c.f.à.piston} = \frac{COP_{c.f.à.piston}}{COP_{théorique}}$$

$$\eta_{g.c.f.à.piston} = \frac{2,125}{3,65}$$

$$\eta_{g.c.f.à.piston} = 58,21\% \dots\dots\dots (III.19)$$

III.7 Etude et sélection du compresseur à vis:

Une étude théorique sur les caractéristiques de compresseur à vis nous permis de voir les performances de ce compresseur.

III.7.1 Caractéristique du compresseur à vis :

III.7.1.1 Le rapport volume index V_i : [21]

Le volume index V_i est l'une des caractéristiques intrinsèques d'un compresseur à vis. Le rapport V_2/V_1 caractérise le V_i du compresseur. Le rapport P_{2i}/P_1 caractérise le P_i spécifique de fonctionnement. Le V_i est indépendant du fluide. Le P_i dépend du fluide comprimé :

$$P_i = V_i^\gamma$$

Avec γ l'exposant adiabatique du fluide comprimé. La figure III.9 donne les différents cycles de fonctionnement possibles d'un compresseur à vis à V_i non adaptable.

La figure III.9.A correspond au cas idéal où la pression interlobaire P_{2i} est égale à la haute pression de l'installation P_2 .

La figure III.9.B correspond au cas où la haute pression de l'installation P_2 est inférieure à la pression interlobaire de fin de compression P_{2i} . Il en résulte une perte d'énergie représentée par l'aire **b**.

La figure III.9.C correspond au cas où la haute pression de l'installation P_2 est supérieure à la pression interlobaire de fin de compression P_{2i} . Il en résulte une perte d'énergie représentée par l'aire **c**.

Il serait donc idéal d'adapter la pression interlobaire de fin de compression à la haute pression de l'installation. C'est ce que permettent actuellement la plupart des fabricants en adaptant

automatiquement le V_i de leur machine aux conditions de fonctionnement afin d'obtenir un rendement optimal.

Différentes technologies sont développées à cet effet. Par exemple, en vue d'optimiser le rendement des compresseurs à charge réduite, une partie du canal de sortie est intégrée dans le tiroir de régulation, ce qui permet une régulation du V_i .

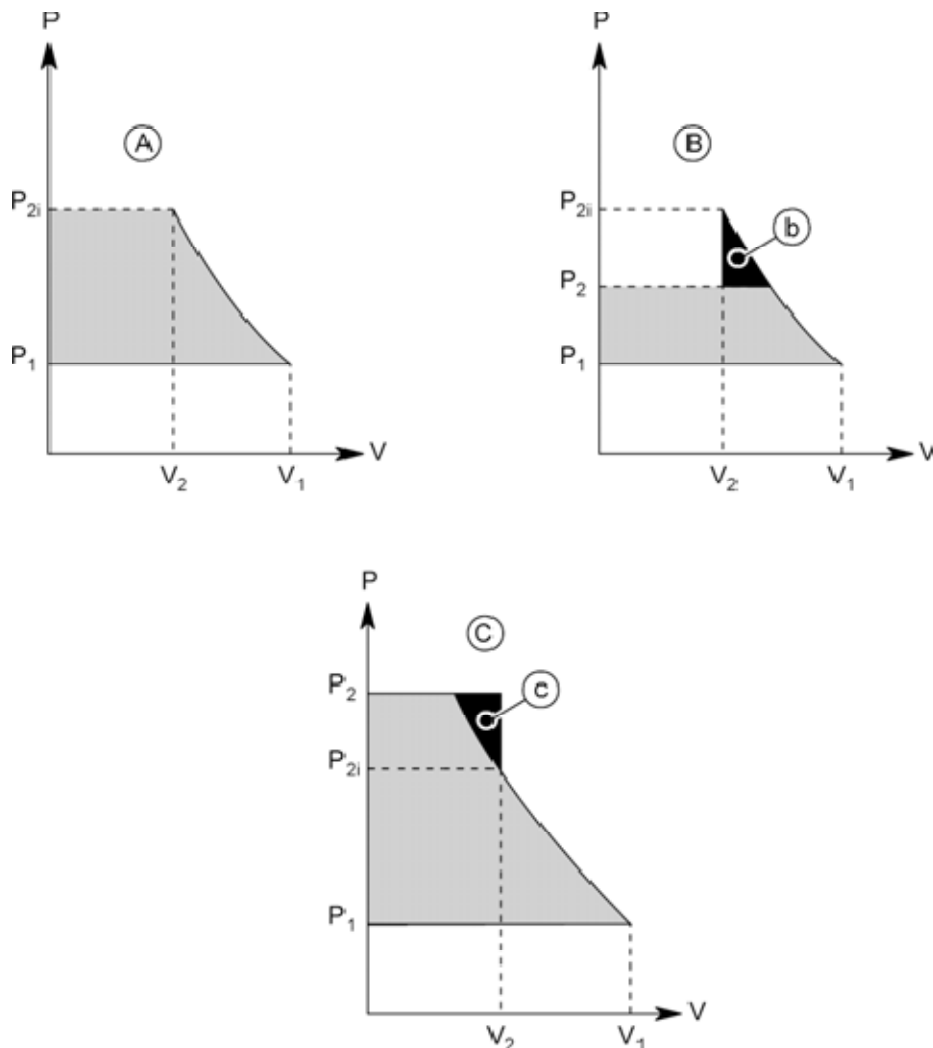


Figure III.9 Différents cycles de fonctionnement possible d'un compresseur à vis à V_i inon adaptable.

V_i : Rapport de volume index

V_1 : Volume inter-lobaire en fin de phase d'aspiration (Dm^3)

V_2 : Volume inter-lobaire en fin de phase de compression (Dm^3)

P_{2i} : Pression inter-lobaire en fin de phase de compression (Bar)

P_1 : Basse pression (Bar)

P_2 : Haute pression (Bar)

$$* V_i = \frac{V_2}{V_1} \qquad * P_i = \frac{P_{2i}}{P_1}$$

Pour une compression adiabatique réversible d'un gaz supposé parfait :

La compression est dite adiabatique si elle s'effectue sans échange de chaleur avec le milieu extérieur, réversible donc isentropique en utilisant l'équation d'état des gaz parfait :

$$PV^\gamma = cst \quad (\text{loi de Poisson})$$

$\gamma=1,177$ exposant adiabatique du fluide frigorigène R22 à ($P=1,013$ Bar et $T=25^\circ\text{C}$).

En transformant, les expressions pour chacun de ces termes et en tenant en compte que le processus est isentropique, à partir des relations suivantes :

$$\left(\frac{P_{2i}}{P_1} \right) = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^\gamma \qquad \text{Donc :} \qquad V_i = \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = \left(\frac{P_{2i}}{P_1} \right)^{1/\gamma}$$

Pour une compression polytropique :

Avec : $1 < n < \gamma$ (en fonction du degré de refroidissement).

Pour $P_2 = P_{2i}$.

$$V_i = \left(\frac{P_{2i}}{P_1} \right)^{1/n}$$

$$V_i = (4,77)^{1/1,2} \quad \Rightarrow \quad V_i = 3,67$$

Remarque : Si le V_i est faible, le taux de compression est faible, la phase de refoulement est grande (débit de gaz refoulé important).

Si le V_i est grand, le taux de compression est grand, la phase de compression est plus longue et la phase de refoulement plus faible (débit de gaz refoulé réduit).

III.7.1.2 Rendement volumétrique du compresseur à vis [19].

Le rendement volumétrique d'un compresseur est le rapport entre le volume aspiré et le volume balayé. Du fait de l'absence d'espace mort, les compresseurs à vis ont de bons rendements volumétriques. Les fabricants donnent ces rendements à partir de tableaux ou d'abaques.

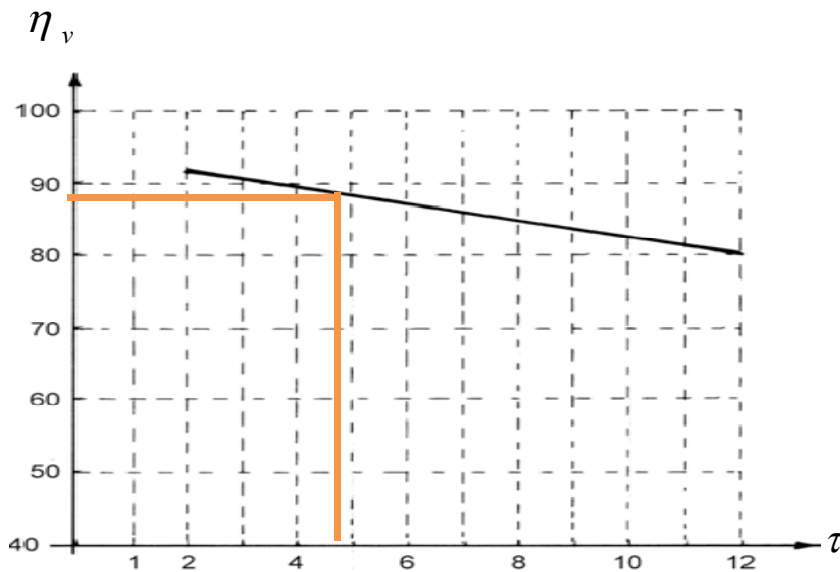


Figure III.10 Exemple d'abaque correspondant à un compresseur donné.

Le compresseur de la figure III.10 a un rendement volumétrique de 87 % pour un taux de compression de 4,77. Le rendement volumétrique des compresseurs à vis se dégrade avec le taux de compression, à cause de l'accroissement du reflux de gaz du refoulement vers L'aspiration.

- Les compresseurs à vis permettent donc d'obtenir des taux de compression plus importants. L'amélioration des taux de compression est également rendue possible grâce à l'huile, qui réduit l'échauffement des gaz comprimés.

III.7.1.3 Débit du volume balayé : [20]

$$qvb = A.D^3 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{n}{60} \dots\dots\dots (III.20)$$

qvb : Débit volumétrique balayé (m³/s)

- A : Coefficient approximatif de la forme des vis
 D : Diamètre des Vis (m)
 L : Longueur des Vis (m)
 n : Vitesse de rotation Vis mâle (tr/min)

III.7.1.4 Débit du volume aspiré réel :

$$qva = qvb \cdot \eta_v \dots\dots\dots (III.21)$$

qva : Débit volumique aspiré (m³/s)

η_v : Rendement volumétrique dû aux fuites entre les deux vis.

III.7.1.5 Vitesse périphérique :

$$u = \pi D \frac{n}{60} \dots\dots\dots (III.22)$$

u : Vitesse périphérique (comprise généralement entre 20 et 50m/s) (m/s)

D : Diamètre des vis (m)

n : Vitesse de rotation de chaque vis (tr/min)

III.7.1.6 Calcul de la vitesse de rotation de la vis femelle entraînement mâle:

$$n_{\text{femelle}} = n_{\text{mâle}} \times \frac{nbe.de.lobe.mâle}{nbe.de.lobe.femelle}$$

Pour une vitesse de rotation de la vis male : 2900 tr/min

$n_{\text{femelle}} = 2900 \times \frac{4}{6} \quad \Rightarrow \quad n_{\text{femelle}} = 1933,333 \text{ tr / min}$

n_{male} : vitesse vis mâle ou vitesse moteur (tr/min)

n_{femelle} : vitesse vis femelle (tr/min)

Nombre de lobes femelle généralement = 6.

Nombre de lobes mâles généralement = 4.

III .7.2 Choix de compresseur à vis :

Le choix de compresseur à vis doit être dans le but de assurée la performance de groupe alors qu'il y'a plusieurs modèle de compresseur à vis ouvert semi-hermétique, compact ou hermétique. [23]

Le compresseur à vis semi-hermétique assure plusieurs critères :

- semi-hermétique assure les zéro fuites de fluide frigorigène et accès aux mécanismes.
- assure un fonctionnement fiable et d'une haute efficacité.
- pression de refoulement.
- débit volumique qu'il doit être continu a la sortie du compresseur.
- Rendement.
- Effet sonore.
- Compacité et poids.
- Coût.

Le compresseur d'après le constructeur est à entraînement direct, semi-hermétique, de type bi-vis rotative comprenant les pièces suivantes :

- Deux rotors à vis, à profils asymétriques, en acier forgé.
- Un carter de compresseur en fonte usiné avec précision laissant un dégagement optimal pour les rotors.
- Une valve de contrôle de refoulement interne pour, empêcher le rotor de tourner en arrière à l'arrêt.
- Un silencieux de refoulement interne calibré pour réduire le bruit tout en optimisant le débit afin d'assurer un rendement maximum.
- Vannes d'arrêt de refoulement et d'aspiration.
- Un borniez étanche à la pluie.

III.7.3 Sélection de compresseur à vis :

Il y'a deux méthode de sélection de produit :

- Sélection des compresseurs à partir de tables constructeur
- Sélection des compresseurs à partir de quelques logiciels fournis par les constructeurs.
 - Pour notre étude en sélectionne le compresseur à partir de logiciel fournis par le constructeur.

III.7.3.1 Liste de différent constructeur [24]:

Tableau 2 – Caractéristiques de quelques constructeurs étrangers					
Pays	Constructeur	Type	q_v (m³/h)	Forme (1)	Fluides
Allemagne	Bitzer	birotor	84 à 220	O-HA	R717 HCFC-22 R 502
	MAN GHH	birotor	209 à 600	O	tous fluides
Danemark	Sabroe	birotor	96 à 455	O	R717 HCFC-22
Grande-Bretagne	APV Baker Limited	monorotor	120 à 660	O	tous fluides
	Howden	birotor	236 à 4 800	O	tous fluides
Japon	Daikin	monorotor	141 à 201	HA	HCFC-22
	Hitachi	birotor	137 à 767	O-HA	tous fluides
	Mycom	birotor	140 à 214	O	tous fluides
Pays-Bas	Grasso	birotor			tous fluides
Suède	Stal	birotor	245 à 5 750	O	tous fluides
États-Unis	Dunham Bush	birotor	135 à /69	H	HCFC-22 R 502
	Frick/ York	birotor	126 à 3 31/	O	R717 HCFC-22
	Sullair	birotor	627 à 841	O	tous fluides
(1) O ouvert ; HA hermétique accessible ; H hermétique (non accessible).					

Figure III.11 Tableau de différent constructeur

- le constructeur choisie BITZER Germany, certificat de conformité est à l'annexe n ° 5.

Mode de fonctionnement de logiciel BITZER 6.3 :

- Démarrage de logiciel BITZER software 6.3.
- Choisir le modèle du compresseur.

- Introduire les conditions de fonctionnement, la puissance frigorifique, température d'évaporation, condensation et les températures de surchauffe et su-refroidissement.

III.7.3.2 Les résultats obtenus avec le logiciel BITZER :

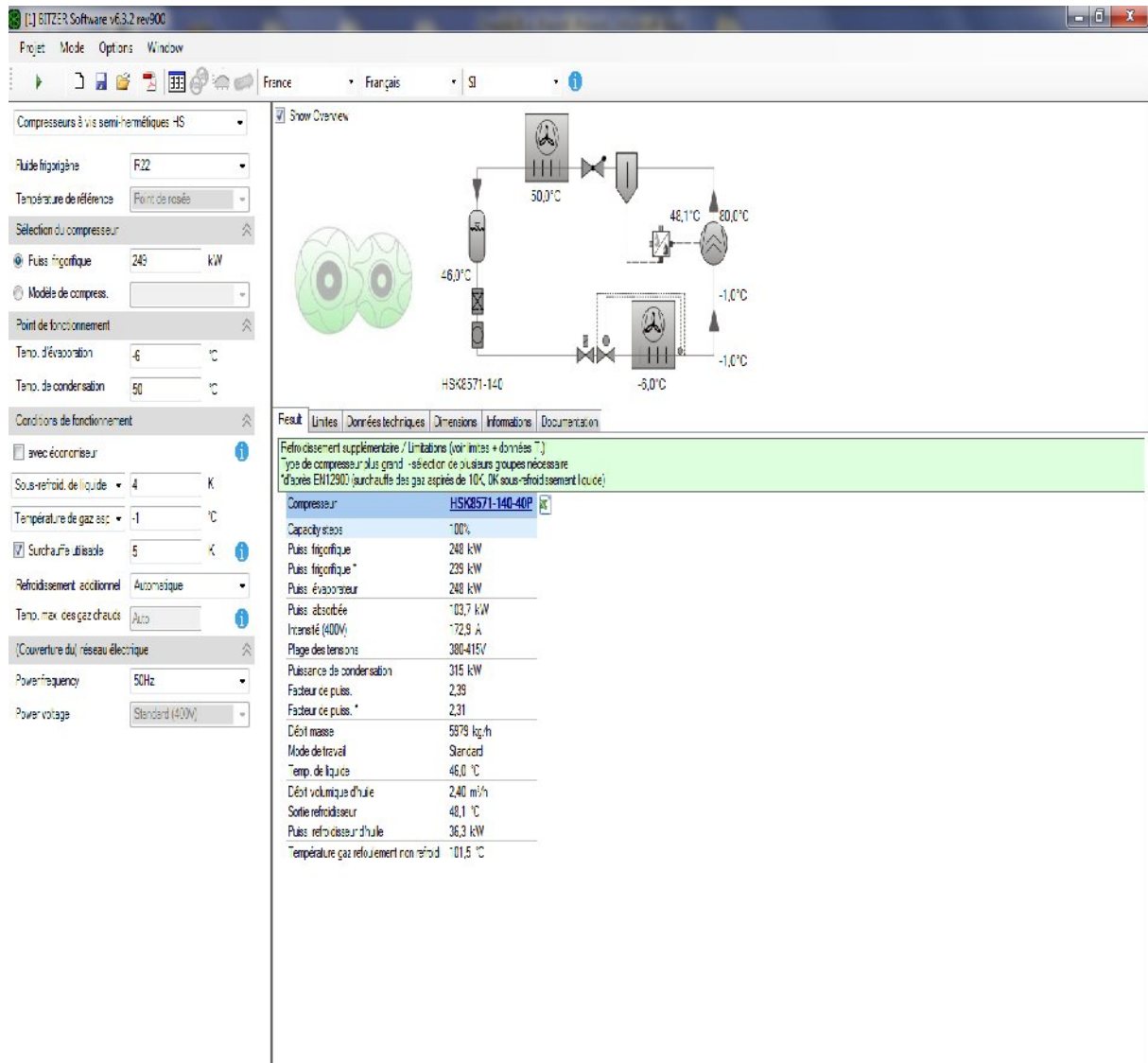


Figure III.12 Vue les résultats obtenus du compresseur à vis

III .7.4 Caractéristique et analyse de compresseur à vis :

III.7.4.1 Limite de fonctionnement :

Le compresseur sélectionnée c'est un compresseur à vis semi-hermétique modèle HSK8571-140-40P la figure suivante présente les limite de fonctionnement en fonction de T_c et T_o :

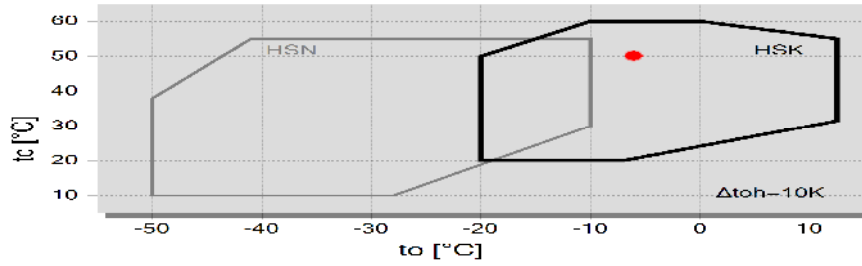


Figure III.13 limite de fonctionnement de compresseur HSK8571-140-40P

HSK = emploi pour air conditionné et réfrigération.

HSN = emploi pour congélation.

Le facteur de puissance de circuit frigorifique de compresseur à vis obtenue du logiciel BITZER:

$$P_{frig} = 248 \text{ KW}$$

$$P_{absorbie} = 103,7 \text{ KW} \dots\dots\dots (III.21)$$

$$COP_{c.f.à.vis} = \frac{248}{103,7}$$

$COP_{c.f.à.vis} = 2,39$	\dots\dots\dots (III.22)
--------------------------	--------------------------

III.7.4.2 Le rendement global de circuit frigorifique pour le compresseur a vis semi- hermétique :

$$\eta_{g.c.f.à.vis} = \frac{COP_{réelle}}{COP_{théorique}}$$

$$\eta_{g.f.à.vis} = \frac{2,39}{3,65} \times 100$$

$\eta_{g.f.à.vis} = 65,47\%$	\dots\dots\dots (III.23)
------------------------------	--------------------------

III.7.4.3 Le rendement volumétrique de compresseur à vis :

Étant donné que les compresseurs à vis ont un espace mort pratiquement inexistant, le rendement volumétrique de ces machines est assez bon même à des taux de compression élevés.

Données technique de constructeur Bitzer :

Données techniques	
Informations techniques	
Volume déplacé (2900t/min 50 Hz)	410 m3/h
Volume déplacé (3500 t/min 60 Hz)	495 m3/h
Poids	600 kg
Pression max. (BP/HP)	19 / 28 bar
Raccord cond.d'aspiration	DN 100
Raccord cond. de refoulement	76 mm - 3 1/8"
Adapt./vanne d'arrêt pour ECO	28 mm - 1 1/8" (Option)
Adapt. pour injection de liquide	22 mm - 7/8" (Option)
Huile utilisée R22	B150SH, B100 (Option)
Huile pour R134a/R404A/R507A	BSE170 (Option)
Informations moteur	
Tension moteur (autre sur demande)	380-415V -50Hz
Intensité de fonctionnement max.	246,0 A
Int. démarrage (rotor bloqué)	665,0 A Y / 1023,0 A YY
Standard de livraison	
Sonde de température du gaz de refoulement	Standard
Démarrage à vide	Standard
Contrôle du débit d'huile	SE-B2 (Standard)
Protection moteur	SE-E1 + 2xSE-B2 (Standard), INT69VSY-II(Standard for 660-690V)
Vanne d'arrêt à l'asp.	Option
Régulation de puissance	100-75-50% or 100-50% (Standard)
Classe de protection	IP54
Options disponibles	
Vanne d'arrêt au refoulement	Option
Raccord ECO avec vanne d'arrêt	Option
Protection moteur	SE-C2 + 1xSE-B2 (Option)
Niveau sonore mesuré	

Figure III.14 Donnée technique du compresseur à vis [25]

Calcule le rendement volumétrique de compresseur à vis semi-hermétique HSK8571-140-40P :

D’appris l’équation III.9 et III.10 :

$$q_m = \frac{q_{vb} \times \eta_v}{v_a''} \dots\dots\dots (III.24)$$

$$\eta_v = \frac{(q_m \times v_a'')}{q_{vb}} \dots\dots\dots (III.25)$$

$\eta_v = \left(\frac{5979 \times 0,05867}{410} \right) \times 100 \quad \Rightarrow \quad \eta_v = 85,55 \%$
--

III.8 Analyse comparative :

III.8.1 Calcule du gain énergétique:

La puissance électrique absorbée par le moteur électrique c'est l'énergie qui doit payer le consommateur, la consommation en KWh.

Énergie consommé par le compresseur à piston :

Le KWh c'est la puissance absorbée multiplié par le nombre d'heure de fonctionnement de moteur :

Consommation pour une journée :

$$C_j = 24h \times 117,364 = 2816,736 \text{ KWh}$$

Consommation mensuelle :

$$C_{mois} = 30 j \times C_j = 84502,08 \text{ KWh / mois}$$

Consommation par année :

$$C_{année} = C_j \times 365 = 1014025 \text{ KWh / an}$$

Énergie à consommer pour le compresseur à vis :

$$C_j = 103,7 \times 24h = 2488,8 \text{ KWh / j}$$

$$C_{mois} = 74664 \text{ KWh / mois}$$

$$C_{an} = 895968 \text{ KWh / an}$$

Calcule du gain en cout :

$$\Delta C_{an} = C_{piston} - C_{vis}$$

$$\Delta C_{an} = 1014025 - 895968$$

$$\Delta C_{an} = 118057 \text{ KWh / an}$$

Le prix d'un KWh en sein de l'entreprise est PU(TTC)= 4,3 DA.

Le gain en cout est :

$$\Delta cou = PU \times \Delta C_{an} = 507645 \text{ DA}$$

III.8.2 Récapitulation des résultats obtenus des deux compresseurs :

Tableaux de comparaison :

Donnée	Compresseur à piston	Compresseur à vis
COP	2,12	2,39
Puissance frigorifique KW	249	248
Puissance électrique absorbé KW	117,364	103,7
Consommation Journalier KWh	2816 ,736	2488,80
Consommation mensuelle KWh	84 502,08	74 664
Consommation annuelle KWh/an	101 4025	908 412
η_v	76,15 %	85,51 %
Volume balayé m ³ /h	465	410
Débit massique Kg/h	6041,52	5979
Poids Kg	875	600
Pression acoustique <i>dba</i>	80	60
Volume d'Huile en Litre	11	46
Intervalle d'intervention préventive (heure)	20 000	40 000

Les différent caractéristique et résultats des deux compresseurs nous permet de bien distingué les performances des deux compresseurs à piston et à vis.

Pour calculée le gain énergétique on utilisant les résultats de l'équation III.19 et III.23 on trouve :

$$\eta_{g,a,vis} - \eta_{g,a,piston} = 7,4 \%$$

En constate une amélioration de 7.4 % avec la même puissance frigorifique.

III.8.3 Discussion des résultats:

III.8.3.1 Compresseur à piston :

a. Avantage :

- l'investissement est raisonnable.
- au niveau des centrales des compresseurs, le niveau de puissance frigorifique est très modulable par le découpage par étage.

b. Inconvénient :

- la gamme de puissance frigorifique unitaire est étendue.
- leur longévité est limitée.
- ils sont sensibles aux entrées de fluide frigorigène liquide.
- le risque de panne n'est pas négligeable.

III.8.3.2 Compresseur à vis :

a. Avantage :

- Une réduction des pièces mécaniques en mouvement (suppression des clapets) et donc une plus grande fiabilité.
- Un rendement volumétrique d'un compresseur assez bon grâce à l'absence d'espaces morts, comme dans le compresseur à piston.
- Modulation de puissance par "tiroirs" très souple, de 100 à 10 %, avec une très faible dégradation du COP par la régulation "par tiroirs", du moins au-dessus de 50 % de la puissance.
- Une plus grande longévité.
- Un niveau sonore nettement plus favorable (moins de vibrations).
- Une moindre sensibilité aux entrées de fluide frigorigène liquide ("coups de liquide" destructeurs des compresseurs à pistons).
- Un coût de maintenance également plus faible, puisque le risque de panne est diminué.

b. Inconvénient :

- Leur coût d'achat plus élevé.
- Nécessité de personnel qualifié.
- En cas de défaillance, les compresseurs hermétiques doivent être remplacés et sont limités en puissance.

III.9 Conclusion:

D'après ce chapitre on peut dire que le compresseur à vis semi-hermétique est mieux que le compresseur à piston semi-hermétique et le critère principal de cette différence soit le rendement volumétrique de ces compresseurs.

Conclusion générale

CONCLUSION

Pour atteindre l'objectif de notre projet, qui est l'amélioration du Coefficient de Performance (COP) de l'installation.

Pour aborder notre étude, nous avons commencé par apprendre les bases de la machine frigorifique à compression et le principe de fonctionnement des deux compresseurs à piston et à vis.

En premier lieu, la supposition que le compresseur à vis est plus rentable et consomme moins d'énergie que le compresseur à piston confirmée suite à l'étude réalisée dans ce mémoire. Ou un gain énergétique de 7,4% est trouvé sans modifier la puissance frigorifique.

Afin d'atteindre l'objectif de notre travail. La prise de connaissance et simulation sur « CoolPack » nous a permis d'optimiser l'énergie et de préciser nos calculs. Ainsi, le logiciel « Bitzer » nous a permis de sélectionner notre compresseur à vis.

La période passée au sein de la raffinerie d'huile du groupe « CEVITAL » nous a permis d'apprendre les rudiments d'une communication hiérarchique et d'une transmission d'informations efficace et selon les procédures.

Le déplacement sur site nous a nettement aidés à mieux assimiler l'envergure du projet et nous a permis d'avoir un avant-gout des responsabilités qui incombent aux ingénieurs du terrain.

Perspectives :

Il y'a d'autre solution pour économiser l'énergie.

- D'insérer des économiseurs dans le circuit frigorifique.
- Réaliser un refroidissement de groupe à base de condenseurs a eau.
- Choisir une bonne régulation pour la centrale frigorifique.



Annexes

Annexe n°2 :

Tableaux au-dessous présente les pièces de rechange consommé pour le compresseur.

N° Sortie	N° OT	Zone	Code Equipemen	Equipement	Date de Sortie	Code Article	Description Article	Qte Sortie	P. U	Valeur	Type OT
SM11001	2011013236	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	04/08/2011	B4984Y0	LAME DE SCIE MANUELLE A METAUX	2,00		0,00	Correctif
SM11001	2011013236	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	04/08/2011	B1997Y0	GAZ FREON 13KG	3,00		152 564,16	Correctif
SM11001	2011013473	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	11/08/2011	B3266M0	JOINT TORIQUE	1,00		70,93	Correctif
SM11001	2011013473	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	11/08/2011	B3288Y0	TEFLON	1,00		40,00	Correctif
SM11001	2011013473	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	11/08/2011	B4632N0	CAPTEUR DE PRESSION	1,00		66 938,82	Correctif
SM11001	2011013473	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	11/08/2011	B2801M0	RONDELLE PLATE GALVANISEE	4,00		39,13	Correctif
SM11001	2011013473	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	11/08/2011	B3575Y0	FILTRE DESHYDRATEUR	3,00		13 763,10	Correctif
SM12012	2012001791	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	02/02/2012	B1997Y0	GAZ FREON 13KG	3,00		27 243,16	Correctif
SM12014	2012003511	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	21/02/2012	B3652R0	KIT POMPE A L HUILE COMPLET	1,00		91 787,01	Correctif
SM12014	2012003511	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	21/02/2012	B1997Y0	GAZ FREON 13KG	1,00		7 200,00	Correctif
SM12014	2012003511	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	21/02/2012	B1997Y0	GAZ FREON 13KG	7,00		63 567,36	Correctif
SM12014	2012003511	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	21/02/2012	B1964Y0	HUILE COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE TYPE C	1,00	###	16 200,13	Correctif
SM12014	2012003511	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	22/02/2012	B3652R0	KIT DE REPARATION COMPRESSEUR 8CYLIND	1,00		190 857,09	Correctif
SM12014	2012003511	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	22/02/2012	B1995Y0	DEGRIPPANT	1,00		135,12	Correctif
SM12017	2012003511	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	19/04/2012	B1997Y0	GAZ FREON 13KG	3,00		23 021,02	Correctif
SM12022	2012009433	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	28/03/2012	B3925E0	COLLIER COLSON	###		334,61	Correctif
SM12022	2012009433	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	28/03/2012	B1997Y0	GAZ FREON 13KG	2,00		13 827,62	Correctif
SM12022	2012009433	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	28/03/2012	B3925E0	COLLIER COLSON	###		158,08	Correctif
SM12026	2012012930	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	28/03/2012	B1997Y0	GAZ FREON 13KG	4,00		23 867,24	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	30/01/2013	B3567P2	BOUCHON FILETE EN INOX	1,00		611,14	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	30/01/2013	B1964Y0	HUILE COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE TYPE C	1,00	###	20 566,06	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	30/01/2013	B3567P0	REGULATEUR DE DEBIT	1,00		2 992,00	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	30/01/2013	B3567P1	REDUCTION M/F	1,00		916,86	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3652M0	PISTON DE COMPRESSEUR	8,00		383 138,41	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3652R0	KIT CHEMISE COMPLET	8,00		608 778,54	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3652M0	BIELLE STR4	8,00		132 495,10	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3652R0	POCHETTE DE JOINT COMPRESSEUR 8CYLIND	1,00		32 453,77	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B8638E0	SONDE TEMPERATURE HUILE	2,00		21 204,06	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3266M0	JOINT TORIQUE NITRIL SH70	1,00		7,69	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3652M0	BAGUE PALIER COTE POMPE/MOTEUR	1,00		8 595,82	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3652M0	JOINT TORIQUE	1,00		1,00	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B5370Y0	PINCEAU ROND	2,00		128,52	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3652R0	KIT DE REPARATION COMPRESSEUR 8CYLIND	1,00		190 857,09	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B1964Y0	HUILE COMPRESSEUR FRIGORIFIQUE TYPE L	1,00		36 033,01	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B5135Y0	TOILE EMERIE	6,00		116,40	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B5135Y0	TOILE EMERIE	2,00	###	38,41	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3669M0	JOINT PLAT KLINGERITE	1,00		407,90	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3668M1	JOINT	1,00		3 240,56	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B3276H1	JOINT DE BRIDE KLINGERITE ALIMENTAIRE	2,00		5 247,32	Correctif
SM13039	2013026341	BRH-S	B3652R	COMPRESSEUR N°1	31/01/2013	B4203E0	LAMPE D ECLAIRAGE A VIS	4,00		124,19	Correctif

1905972,34

Archive enregistrée au sein de l'entreprise CEVITAL.

- O.T : ordre de travaille.

- P.U : prix unitaire.

Annexe n :3

La table de saturation de fluide frigorigène R22 utilisée par CoolPack.

Table of saturated values for: R22, CHClF2, Chlorodifluoromethane

T °C	p Bar	v _l dm ³ /kg	v _g m ³ /kg	h _l kJ/kg	h _g kJ/kg	R kJ/kg	s _l kJ/(kg K)	s _g kJ/(kg K)
-54.00	0.522	0.6899	0.39462	140.84	382.02	241.18	0.7606	1.8611
-53.00	0.551	0.6912	0.37554	141.86	382.50	240.64	0.7652	1.8583
-52.00	0.580	0.6925	0.35755	142.88	382.98	240.09	0.7699	1.8555
-51.00	0.611	0.6939	0.34060	143.91	383.45	239.54	0.7745	1.8528
-50.00	0.644	0.6952	0.32461	144.94	383.93	238.99	0.7791	1.8501
-49.00	0.678	0.6966	0.30951	145.98	384.40	238.43	0.7837	1.8474
-48.00	0.713	0.6980	0.29526	147.01	384.88	237.86	0.7883	1.8448
-47.00	0.749	0.6994	0.28180	148.05	385.35	237.30	0.7929	1.8422
-46.00	0.787	0.7008	0.26907	149.09	385.82	236.73	0.7975	1.8397
-45.00	0.827	0.7022	0.25703	150.14	386.29	236.15	0.8021	1.8372
-44.00	0.868	0.7036	0.24564	151.19	386.76	235.57	0.8066	1.8347
-43.00	0.911	0.7050	0.23485	152.24	387.23	234.99	0.8112	1.8322
-42.00	0.955	0.7064	0.22464	153.29	387.69	234.40	0.8157	1.8298
-41.00	1.002	0.7079	0.21496	154.34	388.16	233.81	0.8203	1.8275
-40.00	1.049	0.7093	0.20578	155.40	388.62	233.22	0.8248	1.8251
-39.00	1.099	0.7108	0.19707	156.46	389.08	232.62	0.8293	1.8228
-38.00	1.151	0.7123	0.18881	157.52	389.54	232.01	0.8339	1.8205
-37.00	1.204	0.7138	0.18096	158.59	390.00	231.41	0.8384	1.8183
-36.00	1.259	0.7153	0.17351	159.66	390.45	230.79	0.8429	1.8161
-35.00	1.317	0.7168	0.16642	160.73	390.91	230.18	0.8474	1.8139
-34.00	1.376	0.7183	0.15969	161.80	391.36	229.55	0.8518	1.8117
-33.00	1.438	0.7198	0.15329	162.88	391.81	228.93	0.8563	1.8096
-32.00	1.501	0.7214	0.14719	163.96	392.26	228.30	0.8608	1.8075
-31.00	1.567	0.7229	0.14139	165.04	392.70	227.66	0.8652	1.8054
-30.00	1.635	0.7245	0.13586	166.13	393.15	227.02	0.8697	1.8034
-29.00	1.705	0.7261	0.13060	167.22	393.59	226.37	0.8741	1.8013
-28.00	1.778	0.7277	0.12558	168.31	394.03	225.72	0.8786	1.7993
-27.00	1.853	0.7293	0.12080	169.40	394.47	225.07	0.8830	1.7974
-26.00	1.930	0.7309	0.11623	170.50	394.91	224.41	0.8874	1.7954
-25.00	2.010	0.7325	0.11187	171.60	395.34	223.74	0.8918	1.7935
-24.00	2.092	0.7342	0.10772	172.70	395.77	223.07	0.8963	1.7916
-23.00	2.177	0.7358	0.10374	173.80	396.20	222.40	0.9007	1.7897
-22.00	2.265	0.7375	0.09995	174.91	396.63	221.72	0.9050	1.7879
-21.00	2.355	0.7392	0.09632	176.02	397.05	221.03	0.9094	1.7860
-20.00	2.448	0.7409	0.09286	177.13	397.48	220.34	0.9138	1.7842
-19.00	2.544	0.7426	0.08954	178.25	397.90	219.65	0.9182	1.7824
-18.00	2.643	0.7443	0.08637	179.37	398.31	218.95	0.9226	1.7807
-17.00	2.745	0.7461	0.08333	180.49	398.73	218.24	0.9269	1.7789
-16.00	2.849	0.7478	0.08042	181.61	399.14	217.53	0.9313	1.7772
-15.00	2.957	0.7496	0.07763	182.74	399.55	216.81	0.9356	1.7755
-14.00	3.068	0.7514	0.07497	183.87	399.96	216.09	0.9399	1.7738
-13.00	3.182	0.7532	0.07241	185.00	400.37	215.36	0.9443	1.7721
-12.00	3.299	0.7550	0.06996	186.14	400.77	214.63	0.9486	1.7705
-11.00	3.419	0.7569	0.06760	187.28	401.17	213.89	0.9529	1.7688
-10.00	3.543	0.7587	0.06535	188.42	401.56	213.14	0.9572	1.7672
-9.00	3.670	0.7606	0.06318	189.57	401.96	212.39	0.9615	1.7656
-8.00	3.801	0.7625	0.06110	190.71	402.35	211.64	0.9658	1.7640
-7.00	3.935	0.7644	0.05911	191.86	402.74	210.87	0.9701	1.7624
-6.00	4.072	0.7663	0.05719	193.02	403.12	210.11	0.9744	1.7609
-5.00	4.213	0.7683	0.05534	194.17	403.51	209.33	0.9787	1.7593
-4.00	4.358	0.7703	0.05357	195.33	403.88	208.55	0.9830	1.7578
-3.00	4.507	0.7722	0.05187	196.50	404.26	207.77	0.9872	1.7563
-2.00	4.659	0.7742	0.05023	197.66	404.63	206.97	0.9915	1.7548
-1.00	4.816	0.7763	0.04866	198.83	405.00	206.17	0.9957	1.7533
0.00	4.976	0.7783	0.04714	200.00	405.37	205.37	1.0000	1.7519
1.00	5.140	0.7804	0.04568	201.17	405.73	204.56	1.0042	1.7504
2.00	5.308	0.7825	0.04427	202.35	406.09	203.74	1.0085	1.7490
3.00	5.481	0.7846	0.04292	203.53	406.45	202.92	1.0127	1.7475
4.00	5.657	0.7867	0.04162	204.72	406.80	202.09	1.0169	1.7461

Table of saturated values for: R22, CHClF2, Chlorodifluoromethane

T °C	p Bar	v _l dm ³ /kg	v _g m ³ /kg	h _l kJ/kg	h _g kJ/kg	R kJ/kg	s _l kJ/(kg K)	s _g kJ/(kg K)
5.00	5.838	0.7889	0.04036	205.90	407.15	201.25	1.0212	1.7447
6.00	6.023	0.7910	0.03915	207.09	407.50	200.41	1.0254	1.7433
7.00	6.212	0.7932	0.03798	208.29	407.84	199.55	1.0296	1.7419
8.00	6.406	0.7955	0.03685	209.48	408.18	198.70	1.0338	1.7405
9.00	6.604	0.7977	0.03576	210.68	408.51	197.83	1.0380	1.7392
10.00	6.807	0.8000	0.03472	211.88	408.84	196.96	1.0422	1.7378
11.00	7.014	0.8023	0.03370	213.09	409.17	196.08	1.0464	1.7365
12.00	7.226	0.8046	0.03273	214.30	409.49	195.19	1.0506	1.7351
13.00	7.443	0.8070	0.03179	215.49	409.81	194.32	1.0547	1.7338
14.00	7.665	0.8094	0.03087	216.70	410.13	193.42	1.0589	1.7325
15.00	7.891	0.8118	0.02999	217.92	410.44	192.52	1.0631	1.7312
16.00	8.123	0.8142	0.02914	219.15	410.75	191.60	1.0672	1.7299
17.00	8.359	0.8167	0.02832	220.37	411.05	190.68	1.0714	1.7286
18.00	8.601	0.8192	0.02752	221.60	411.35	189.74	1.0756	1.7273
19.00	8.847	0.8217	0.02675	222.83	411.64	188.81	1.0797	1.7260
20.00	9.099	0.8243	0.02601	224.07	411.93	187.86	1.0839	1.7247
21.00	9.356	0.8269	0.02529	225.31	412.21	186.90	1.0880	1.7234
22.00	9.619	0.8295	0.02459	226.56	412.49	185.94	1.0922	1.7221
23.00	9.887	0.8322	0.02391	227.80	412.77	184.96	1.0963	1.7209
24.00	10.160	0.8349	0.02326	229.05	413.03	183.98	1.1005	1.7196
25.00	10.439	0.8376	0.02263	230.31	413.30	182.99	1.1046	1.7183
26.00	10.723	0.8404	0.02201	231.57	413.56	181.99	1.1087	1.7171
27.00	11.014	0.8432	0.02142	232.83	413.81	180.98	1.1129	1.7158
28.00	11.309	0.8461	0.02084	234.10	414.06	179.96	1.1170	1.7146
29.00	11.611	0.8490	0.02029	235.37	414.30	178.93	1.1211	1.7133
30.00	11.919	0.8519	0.01974	236.65	414.54	177.89	1.1253	1.7121
31.00	12.232	0.8549	0.01922	237.93	414.77	176.84	1.1294	1.7108
32.00	12.552	0.8579	0.01871	239.22	415.00	175.78	1.1335	1.7096
33.00	12.878	0.8610	0.01822	240.51	415.22	174.71	1.1377	1.7083
34.00	13.210	0.8641	0.01774	241.80	415.43	173.63	1.1418	1.7071
35.00	13.548	0.8673	0.01727	243.10	415.64	172.54	1.1459	1.7058
36.00	13.892	0.8705	0.01682	244.41	415.84	171.43	1.1500	1.7046
37.00	14.243	0.8738	0.01638	245.71	416.03	170.32	1.1542	1.7033
38.00	14.601	0.8771	0.01595	247.03	416.22	169.19	1.1583	1.7021
39.00	14.965	0.8805	0.01554	248.35	416.40	168.05	1.1624	1.7008
40.00	15.335	0.8839	0.01514	249.67	416.57	166.90	1.1666	1.6995
41.00	15.712	0.8874	0.01475	251.00	416.74	165.73	1.1707	1.6983
42.00	16.097	0.8909	0.01437	252.34	416.89	164.55	1.1748	1.6970
43.00	16.487	0.8946	0.01400	253.68	417.04	163.36	1.1790	1.6957
44.00	16.885	0.8983	0.01364	255.03	417.18	162.15	1.1831	1.6944
45.00	17.290	0.9020	0.01329	256.38	417.32	160.93	1.1873	1.6931
46.00	17.702	0.9058	0.01295	257.74	417.44	159.70	1.1914	1.6918
47.00	18.121	0.9097	0.01261	259.11	417.56	158.45	1.1956	1.6905
48.00	18.548	0.9137	0.01229	260.49	417.66	157.18	1.1998	1.6892
49.00	18.982	0.9178	0.01198	261.87	417.76	155.90	1.2039	1.6878
50.00	19.423	0.9219	0.01167	263.25	417.85	154.60	1.2081	1.6865
51.00	19.872	0.9261	0.01137	264.65	417.93	153.28	1.2123	1.6851
52.00	20.328	0.9304	0.01108	266.05	417.99	151.94	1.2165	1.6838
53.00	20.793	0.9349	0.01080	267.46	418.05	150.59	1.2207	1.6824
54.00	21.265	0.9394	0.01052	268.88	418.09	149.21	1.2249	1.6810
55.00	21.744	0.9440	0.01025	270.31	418.13	147.82	1.2291	1.6796
56.00	22.232	0.9487	0.00999	271.74	418.15	146.40	1.2333	1.6781
57.00	22.728	0.9535	0.00973	273.19	418.16	144.97	1.2376	1.6767
58.00	23.232	0.9585	0.00948	274.64	418.15	143.51	1.2418	1.6752
59.00	23.745	0.9635	0.00924	276.11	418.13	142.02	1.2461	1.6737
60.00	24.266	0.9687	0.00900	277.58	418.10	140.52	1.2504	1.6722
61.00	24.795	0.9741	0.00877	279.07	418.05	138.98	1.2547	1.6706
62.00	25.333	0.9796	0.00854	280.57	417.99	137.42	1.2590	1.6690
63.00	25.879	0.9852	0.00832	282.08	417.91	135.83	1.2633	1.6674

Table of saturated values for: R22, CHClF2, Chlorodifluoromethane

T °C	p Bar	v_l dm ³ /kg	v_g m ³ /kg	h_l kJ/kg	h_g kJ/kg	R kJ/kg	s_l kJ/(kg K)	s_g kJ/(kg K)
64.00	26.435	0.9910	0.00810	283.60	417.81	134.21	1.2677	1.6658
65.00	26.999	0.9970	0.00789	285.13	417.70	132.56	1.2721	1.6641
66.00	27.573	1.0031	0.00768	286.68	417.56	130.88	1.2765	1.6624
67.00	28.155	1.0095	0.00748	288.24	417.41	129.17	1.2809	1.6606
68.00	28.747	1.0161	0.00728	289.82	417.24	127.41	1.2854	1.6588
69.00	29.348	1.0228	0.00708	291.42	417.04	125.62	1.2898	1.6570
70.00	29.959	1.0298	0.00689	293.03	416.82	123.79	1.2944	1.6551
71.00	30.579	1.0371	0.00670	294.66	416.57	121.91	1.2989	1.6532
72.00	31.210	1.0446	0.00652	296.31	416.30	119.99	1.3035	1.6512
73.00	31.850	1.0525	0.00634	297.98	416.00	118.02	1.3082	1.6491
74.00	32.500	1.0606	0.00616	299.69	415.67	115.98	1.3129	1.6470
75.00	33.161	1.0691	0.00598	301.40	415.31	113.91	1.3176	1.6448
76.00	33.832	1.0780	0.00581	303.13	414.91	111.78	1.3224	1.6425
77.00	34.513	1.0873	0.00564	304.89	414.48	109.59	1.3272	1.6402
78.00	35.205	1.0970	0.00548	306.71	414.00	107.29	1.3322	1.6377
79.00	35.909	1.1073	0.00531	308.54	413.48	104.93	1.3372	1.6351
80.00	36.623	1.1181	0.00515	310.42	412.91	102.49	1.3422	1.6325
81.00	37.348	1.1295	0.00499	312.33	412.28	99.95	1.3474	1.6297
82.00	38.086	1.1416	0.00483	314.29	411.60	97.31	1.3527	1.6267
83.00	38.834	1.1545	0.00467	316.30	410.85	94.55	1.3581	1.6236
84.00	39.595	1.1684	0.00452	318.36	410.02	91.66	1.3637	1.6203
85.00	40.368	1.1832	0.00436	320.50	409.11	88.61	1.3694	1.6168
86.00	41.154	1.1994	0.00420	322.70	408.10	85.40	1.3753	1.6130
87.00	41.952	1.2170	0.00405	325.00	406.98	81.98	1.3814	1.6090
88.00	42.763	1.2363	0.00389	327.40	405.72	78.32	1.3878	1.6046
89.00	43.587	1.2579	0.00373	329.92	404.30	74.38	1.3945	1.5998
90.00	44.425	1.2823	0.00357	332.60	402.67	70.07	1.4015	1.5945
91.00	45.277	1.3103	0.00340	335.49	400.77	65.27	1.4092	1.5884
92.00	46.144	1.3436	0.00322	338.65	398.52	59.87	1.4175	1.5815
93.00	47.025	1.3845	0.00303	342.19	395.75	53.56	1.4269	1.5732
94.00	47.922	1.4384	0.00282	346.35	392.13	45.78	1.4379	1.5626
95.00	48.835	1.5206	0.00255	351.76	386.72	34.96	1.4522	1.5472
96.00	49.764	1.8290	0.00207	365.32	373.80	8.48	1.4886	1.5116
96.00	49.774	1.9060	0.00191	367.97	367.97	0.00	1.4958	1.4958

Copyright © 1999 Dep. of Energy Engineering, DTU
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen


Annexe n : 4

YORK INTERNATIONAL CORPORATION					
YORK, PA. 17405					
MODEL	<input type="text"/>				
PART NO.	<input type="text"/>				
SERIAL NO.	<input type="text"/>				
THERMALLY PROTECTED SYSTEM			FACTORY TEST PRESSURE		
			450 PSIG		
VOLTAGE	PH	HZ	FW LRA	PW LRA	UTILIZATION RANGE VOLTS
<input type="text"/>	3	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
VOLTAGE	PH	HZ	FW LRA	PW LRA	UTILIZATION RANGE VOLTS
<input type="text"/>	3	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
MADE IN THE USA			029-16165B REV.N.G		

La plaque signalétique de constructeur York de compresseur à piston.

Annexe n : 5

Déclaration de conformité de constructeur Bitzer.



<p>Konformitätserklärung CE 96</p> <p>entsprechend der EU-Nieder- spannungsrichtlinie 2006/95/EG</p> <p>Wir erklären hiermit, dass die folgen- den Produkte:</p> <p>Halbhermetische Schraubenverdichter</p>	<p>Declaration of Conformity CE 96</p> <p>as per EU Low Voltage Directive 2006/95/EC</p> <p>We herewith declare that the following products:</p> <p>Semi-hermetic Screw Compressors</p>	<p>Déclaration de conformité CE 96</p> <p>selon la Directive UE Basse Tension 2006/95/CE</p> <p>Avec ceci nous déclarons que les produits suivants:</p> <p>Compresseurs à vis hermétiques accessibles</p>
---	---	---

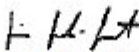
(HSK5341-30)	HSK5353-35	HSK6451-40	HSK7451-50	HSK8551-80
(HSN5341-20)	HSN5353-25	HSK6451-50	HSK7451-70	HSK8551-110
(HSKB5341-15)	HSKB5353-20	HSN6451-40	HSN7451-50	HSKB8551-50
HSK5343-30	(HSK5361-40)	HSKB6451-40	HSKB7451-40	HSK8561-90
HSN5343-20	(HSN5361-30)	HSK6461-40	HSK7461-50	HSK8561-125
HSKB5343-15	HSK5363-40	HSK6461-60	HSK7461-80	HSKB8561-70
(HSK5351-35)	HSN5363-30	HSN6461-50	HSN7461-70	HSK8571-110
(HSN5351-25)	HSKB5363-25	HSKB6461-40	HSKB7461-40	HSK8571-140
(HSKB5351-20)			HSK7471-70	HSKB8571-80
			HSK7471-90	HSN8571-125
			HSN7471-75	HSN8591-160
			HSKB7471-50	

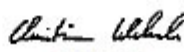
mit der EU-Niederspannungsrichtlinie 2006/95/EG übereinstimmen.	are in conformity with the EU Low Voltage Directive 2006/95/EC.	sont conformes à la Directive UE Basse Tension 2006/95/CE.
--	--	---

Angewandte harmonisierte Normen:	Applied harmonised standards:	Normes harmonisées appliquées:
EN 60034-1 Drehende elektrische Maschinen – Bemessung und Betriebsverhalten Rotating electrical machines – Rating and performance		Machines électriques tournantes – Caractéristiques assignées et caractéristiques de fonctionnement
Ergänzende Anforderungen / Supplementary requirements / Exigences supplémentaires:		
EN 12903 Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen – Verdichter für Kältemittel Safety and environmental requirements – Positive displacement refrigerant compressors		Exigences de sécurité d'environnement – Compresseurs volumétriques pour fluides frigorigènes

Zur Einbindung dieser Produkte in eine Maschine muss die Einbauanlei- tung entsprechend der EU-Maschinen- richtlinie 2006/42/EG beachtet werden.	To incorporate these products in a machine, the Declaration of incorpora- tion – in accordance with EU Machina- ry Directive 2006/42/EC – has to be observed.	Pour l'incorporation de ces produits dans une machine, prière d'observer la Déclaration d'installation selon la Directive UE Machines 2006/42/CE.
---	---	--

Bitzer Kältemaschinenbau GmbH
Eschenbrunnstr. 15
71065 Sindelfingen (Germany)


CTO R. Große-Kracht


CPO C. Wehrle

SC-100-13

Autorisierung der Anlagen für Bitzer-Kältemaschinenbau GmbH 01/2018

Bibliographie

Référence

- [1] Mohammed YOUBI-IDRISSI, Production de froid, machine frigorifiques et réfrigérants, Techniques de l'Ingénieur, édition T.I 4-2009, réf. Internet 42211.
- [2] M. DUMINIL, Machine frigorifique à compression mécanique, Techniques de l'Ingénieur, Référence : B9 730.
- [3] Bernier J, La pompe à chaleur, Paris, 2004, page 256.
- [4] Lorentzen G.U, Revival of carbondioxide as a refrigerant, Int.J.Refrigeration, 1994.
- [5] Lévesque P. Les avantages du sous-refroidissement, Climapresse, 2003, V9 n126.
- [6] Document Gunt HEMBURG, Génie frigorifique, principes de la production du froid.
- [7] Hossein FALLAHSOHI, Thèse doctorat, Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, institue nationale des sciences appliquées de Lyon, 2011.
- [8] CENGEL Y.A , Boles M.A, Thermodynamics an Engineering Approach. 6nd, Ed. New York: Mc Graw Hill, 2008, ISBN 978-0-07-352921-9.
- [9] Document CEVITAL.
- [10] CETIAT, Guide Technique, Les différents procédant de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires, France.
- [11] Maxime DUMINIL et Jean-Pierre, Théorie des machines frigorifique, Machine à compression mécanique, Technique de l'ingénieur, réf 9732.
- [12] George. VRINAT, échangeurs et capacités sous pression, Technique de l'ingénieur, référence BE 9 742.
- [13] Maxime DUMINIL et Jean-Pierre, Théorie des machines frigorifique, Machine à compression mécanique, Technique de l'ingénieur, réf 9732.
- [14] Document CEMAGREF, Technologie de production de froid, Variantes du cycle à compression de vapeur, p 18.
- [15] Document CLAUGER, Technologie des différents organes Frigorifiques.
- [16] Document York.
- [17] Document Sabroe.
- [18] Document Grasso.
- [19] Francis CABIZA, manuel, les bases du froid ; ISBN 2-9511345-0-9.
- [20] F. Meunier, P. Rivet, M. F. Terrier, Froid industriel, série, froid et Génie climatique, DUNOD, Paris, 2005.
- [21] J. DESMONS, Aide-mémoire, Froid industriel, 2^{ème} édition, DUNOD, Paris, 2006,2010.

- [22] Document Schneider électrique, Démarrage et protection des moteurs.
- [23] Choix de compresseur, site internet www.energieplus.com, source, Carrefour Mons.
- [24] Georges VRINAT, Production du froid, technologie des machines industrielles, Technique de l'ingénieur, référence B2 365.
- [25] Document constructeur Bitzer, Germany.