

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : INSTALLATIONS ÉNERGÉTIQUES ET TURBOMACHINES

PAR :

BENKHELOUF MOURAD

OUMBICHE HAMZA

Thème

**Etude d'un compresseur à pistons série TEMPO
1850 CEVITAL (EL-KSEUR)**

Soutenu le 26/06/2018 devant le jury composé de:

Mr : A.SAHI

Président

Mr : B.HAMTACHE

Rapporteur

Mr : F.MENDIL

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu qui nous a donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

*Nos vifs remerciements vont à **Mr B. HAMTACHE**, notre promoteur, pour son aide, ses explications et suggestions pertinentes et pour la qualité de ses orientations tout au long de ce travail et pour avoir apporté tant De soins à la réalisation de ce mémoire.*

Nous ne pouvons pas oublier de présenter notre gratitude à nos parents pour les efforts inlassables qu'ils ne cessent de déployer pour nous.

Nous remercions également les membres de jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger notre travail.

*Nous remercions aussi **Mr L. MESSAOUDENE**, notre Co-promoteur et Tout le personnel de complexe **CEVITAL** qui nous ont beaucoup aidé à réaliser ce travail dans les bonnes conditions.*

Que tous ceux qui ont contribué à notre formation trouvent ici l'expression de Nos sincère gratitude.

Enfin, un merci tout particulier à tous ceux qui nous ont apporté leur soutien.

Dédicace

J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts rien que pour me voir réussir, Et voilà, l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.

✚ À mes parents.

✚ À mes grands-pères.

✚ À Mon frère YANI.

✚ À mes sœurs INES, LILI et notre adorable bébé AYLAN, je vous réserve toujours une place dans mon cœur et mes pensées à mes grands-mères.

✚ À ma femme SOUHILA et sa famille.

✚ À toute ma famille.

✚ À mon binôme et sa famille.

✚ À mes chers amis : LYES, SIDALI, ABDELHAK, AMER, ABDELKRIM, MOKRANE, LAAZIZ ET MOUMEN.

✚ À l'ensemble du personnel de la résidence universitaire D'AMIZOUR et en particulier, SOFIANE, IDRIS et KHALI AHMED.

✚ À tous les étudiants de la promotion 2017/2018 Option : IET et énergétique.

MOURAD

Dédicace

J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts rien que pour me voir réussir, Et voilà, l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.

✚ À mes parents.

✚ À mes grands-mères.

✚ À mes frères MOHAND, REDOUANE, RACHID et sa femme.

✚ À mes sœurs DINA, KARIMA, LYNDA et ces adorables enfants, IDIR et SIDALI je vous réserve toujours une place dans mon cœur et mes pensées à mes grands-pères.

✚ À toute ma famille.

✚ À mon binôme et sa famille.

✚ À mes chers amis : LYES, WALID, SIDALI, ABDELHAK, AAMER, ABDELKRIM, MOKRANE, ET MOUMEN.

✚ À l'ensemble du personnel de la résidence universitaire D'AMIZOUR et en particulier, SOFIANE, IDRIS et KHALI AHMED.

✚ À tous les étudiants de la promotion 2017/2018 Option : IET et énergétique.

HAMZA

Sommaire

Sommaire

Introduction générale.....	1
Présentation de l'entreprise	2
Situation géographique	3
Historique	4

Chapitre I: Généralités

I-1 Introduction	6
I-2 Air comprimé.....	6
I-2-1 Notions sur l'air comprimé.....	6
I-2-2 Utilisation de l'air comprimé	6
I-2-3 Production d'air.....	6
I-3 Compresseurs.....	7
I-3-1 Définition	7
I-3-2 But de la compression	7
I-4 Classification et types de compresseurs	8
I-4-1 Dynamiques.....	9
I-4-1-1 Compresseur centrifuge	9
I-4-1-2 Compresseur axial.....	10
I-4-2 Compresseurs volumétriques	10
I-4-2-1 Compresseurs rotatifs.....	11
I-4-2-2 Compresseurs alternatifs à pistons	12
I-5 Principe de fonctionnement.....	13
I-6 Mode du travail du piston.....	14
I-7 Avantages et inconvénients des différents types de compresseur	15
I-8 Critères de choix entre les différents compresseurs	16
I-8-1 dynamiques.....	16
I-8-2 compresseurs volumétriques	16
I-9 Différentes applications.....	17
I-10 Conclusion	17

Chapitre II : Description du compresseur série Tempo 1850

II-1 Introduction	18
II-2 Description de la machine	18
II-3 Caractéristiques et fonctionnement	20
II-3-1 Fonctionnement du compresseur alternatif	21
II-4 Composants du compresseur	22
II-4-1 Carter cylindre	22
II-4-2 Piston.....	22
II-4-3 Cylindres	23
II-4-4 Segments	23
II-4-5 Tige de piston.....	26
II-4-6 Soupapes d'admission et de refoulement.....	26
II-4-7 Culasses.....	27
II-4-8 Vilebrequin	27
II-4-9 Bielles	27
II-4-10 Crosses	28
II-5 Circuit d'huile de lubrification des manivelles	28
II-5-1 Filtre à l'huile.....	29
II-6 Circuit de l'air	29
II-6-1 Filtre à l'aspiration.....	30
II-7 Système de refroidissement.....	30
II-7-1 Tour de refroidissement	31
II-7-2 Circuit de refroidissement.....	31
II-8 Refroidissement entre étages.....	32
II-8-1 Échangeurs	32
II-9 Séparateur de condensat (décanteur).....	33
II-9-1 Electrovanne de purge.....	34
II-10 Soupapes de sécurité	34
II-10-1 Manomètres.....	35
II-10-2 Capteurs	35
II-10-3 Pression d'exercice	36
II-11 Moteur de pompe à eau	36

II-12 Moteur d'entraînement.....	37
II-13 Sécheur d'air	38
II-14 Réservoir d'air.....	38
II-14-1 Régulation en charge / A vide.....	39
II-15 Équipement entraîné par le compresseur	40
II-16 Maintenance périodique	40
II-17 Conclusion.....	41

Chapitre III : Étude énergétique

III-1 Introduction.....	42
III-2 Travail du compresseur.....	42
III-2-1 Compression isotherme	43
III-2-2 Compression isentropique	43
III-2-3 Compression polytropique.....	43
III-2-4 Comparaison du travail consommé au cours des différentes évolutions.....	45
III-3 Caractéristiques géométrique du compresseur.....	45
III-3-1 Surface du piston	45
III-3-2 Volume d'une course du piston	45
III-3-3 Cylindrée	45
III-3-4 Volume balayé.....	46
III-3-5 Taux de compression	46
III-3-6 Rendement volumétrique.....	46
III-3-7 Débit volumique aspiré.....	46
III-3-8 Débit massique	47
III-3-9 Pression moyenne indiquée (P_{mi})	48
III-3-10 Travail indiqué.....	48
III-3-11 Puissance indiquée du compresseur	48
III-3-12 Rendement indiqué η_i	48
III-3-13 Rendement mécanique η_M	49
III-3-14 Rendement effectif du compresseur η_{eff}	49
III-3-15 Puissance effective du compresseur	49
III-4 Cycle théorique d'un compresseur à pistons.....	49

III-5 Cycle théorique d'un compresseur à pistons.....	50
III-6 Compresseur tri étagé.....	51
III-7 Travail théorique du compresseur.....	51
III-7-1 Travail théorique du 1 ^{er} étage.....	51
III-7-2 Travail théorique du 2 ^{eme} étage.....	51
III-7-3 Travail théorique du 3 ^{eme} étage.....	51
III-7-4 Travail théorique global.....	51
III-8 Travail réel du compresseur.....	52
III-9 Puissance du compresseur.....	52
III-10 Quantité de chaleur cédée dans chaque étage.....	52
III-11 Quantité de chaleur cédée dans chaque réfrigérateur par le refroidissement isobare	52
III-12 Surface d'échange de réfrigérateur (échangeur).....	52
III-13 Compression polytropique dans un compresseur à trois étages.....	53
III-14 Répartition de chute de pression entre les étages du compresseur.....	54
III-15 Détermination des volumes d'un compresseur à plusieurs étages.....	54
III-16 Conclusion.....	54

Chapitre IV : Calculs et interprétations des résultats

IV-1 Introduction.....	55
IV-2 Paramètres de fonctionnement.....	55
IV-3 Interprétation des résultats.....	58
IV-4 Les données techniques du compresseur.....	58
IV-5 Calcul des caractéristiques du compresseur.....	59
IV-5-1 Surface du piston.....	59
IV-5-2 Volume d'une course du piston.....	59
IV-5-3 Volume balayé (débit théorique).....	60
IV-5-4 Taux de compression.....	61
IV-5-5 Rendement volumétrique.....	61
IV-5-6 Débit volumique aspiré.....	61
IV-5-7 Résultats des calculs.....	62
IV-6 Application.....	62
IV-6-1 Calcul du travail théorique de chaque étage du compresseur.....	62

IV-6-1-1 Détermination de la constante d'air	63
IV-6-1-2 Calcul du travail théorique du 1 ^{er} étage	63
IV-6-1-3 Calcul du travail théorique du 2 ^{eme} étage	63
IV-6-1-4 Calcul du travail théorique du 3 ^{eme} étage	63
IV-6-1-5 Calcul du travail théorique global du compresseur.....	63
IV-6-2 Calcul du rendement effectif	63
IV-6-3 Calcul du travail réel de chaque étage du compresseur.....	64
IV-6-3-1 Calcul du travail réel du 1 ^{er} étage.....	64
IV-6-3-2 Calcul du travail réel du 2 ^{eme} étage	64
IV-6-3-3 Calcul du travail réel du 3 ^{eme} étage	64
IV-6-3-4 Calcul du travail réel global du compresseur	64
IV-6-4 Calcul du débit massique.....	64
IV-6-5 Calcul de la puissance de chaque étage du compresseur.....	65
IV-6-5-1 Calcul de la puissance au 1 ^{er} étage.....	65
IV-6-5-2 Calcul de la puissance au 2 ^{eme} étage	65
IV-6-5-3 Calcul de la puissance au 3 ^{eme} étage	65
IV-6-5-4 Calcul de la puissance global du compresseur.....	65
IV-6-6 Calcul de la puissance effective de chaque étage du compresseur.....	65
IV-6-6-1 Calcul de la puissance effective au 1 ^{er} étage.....	65
IV-6-6-2 Calcul de la puissance effective au 2 ^{eme} étage	65
IV-6-6-3 Calcul de la puissance effective au 3 ^{eme} étage	66
IV-6-6-4 Calcul de la puissance effective global du compresseur.....	66
IV-7 Validation des résultats.....	67
IV-8 Choix de la pompe de refroidissement	67
IV-8-1 Données technique	67
IV-9 Débit d'eau nécessaire pour le refroidissement du compresseur.....	67
IV-9-1 Détermination de la capacité calorifique volumique.....	67
IV-9-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée par chaque cylindre.....	67
IV-9-2-1 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 1 ^{er} cylindre.....	67
IV-9-2-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 2 ^{eme} cylindre.....	68
IV-9-2-3 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 3 ^{eme} cylindre.....	68
IV-9-2-4 Quantité de chaleur globale cédée par les cylindres au système de refroidissement	68
IV-9-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir chaque cylindre	68

IV-9-3-1 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 1 ^{er} cylindre	68
IV-9-3-2 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 2 ^{eme} cylindre.....	68
IV-9-3-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 3 ^{eme} cylindre.....	68
IV-9-3-4 Débit d'eau nécessaire pour refroidir les cylindres.....	69
IV-9-4 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans chaque réfrigérateur.....	69
IV-9-4-1 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 1 ^{er} réfrigérateur.....	69
IV-9-4-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 2 ^{eme} réfrigérateur	69
IV-9-4-3 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 3 ^{eme} réfrigérateur	69
IV-9-4-4 Quantité de chaleur globale cédée dans les réfrigérateurs	69
IV-9-5 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans chaque réfrigérateur	70
IV-9-5-1 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 1 ^{er} réfrigérateur	70
IV-9-5-2 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 2 ^{eme} réfrigérateur ..	70
IV-9-5-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 3 ^{eme} réfrigérateur ..	70
IV-9-5-4 Débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans les réfrigérateurs.....	70
IV-9-6 Débit totale d'eau nécessaire pour le refroidissement du compresseur.....	70
IV-10 Calcul hydraulique de la pompe	71
IV-10-1 Vitesse spécifique.....	71
IV-10-2 Diamètre de l'arrête d'entrée ramené	71
IV-10-3 Calcul du rendement de la pompe (global)	71
IV-10-3-1 Rendement hydraulique η_H	71
IV-10-3-2 Rendement volumétrique η_V	72
IV-10-3-3 Rendement mécanique η_M	72
IV-10-3-4 Rendement global η_G	72
IV-10-4 Puissance consommée par la pompe	72
IV-10-5 Puissance du moteur d'entraînement.....	72
IV-10-6 Calcul préalable de l'arbre	73
IV-10-6-1 Diamètre de l'arbre	73
IV-10-6-2 Diamètre du moyeu de la roue	73
IV-10-7 Détermination des paramètres du rotor à l'entrée	73
IV-10-7-1 Détermination du débit de circulation dans la pompe	73
IV-10-7-2 Vitesse absolue à l'entrée de la roue.....	73
IV-10-7-3 Diamètre maximale de l'arrête d'entrée.....	73
IV-10-7-4 Diamètre moyen de l'arbre d'entrée	73

IV-11 Discussions et résultats	73
IV-12 Calcul du réfrigérateur	74
IV-12-1 Calcul de la différence de température logarithmique de chaque réfrigérateur	74
IV-12-1-1 Calcul de la différence de température logarithmique dans le 1 ^{er} réfrigérateur.....	74
IV-12-1-2 Calcul de la différence de température logarithmique dans le 2 ^{eme} réfrigérateur ...	74
IV-12-1-3 Calcul de la différence de températures logarithmique dans le 3 ^{eme} réfrigérateur..	74
IV-13 Calcul de la surface d'échange de chaque réfrigérateur	75
IV-13-1 Calcul de la surface d'échange du 1 ^{er} réfrigérateur	75
IV-13-2 Calcul de la surface d'échange du 2 ^{eme} réfrigérateur.....	75
IV-13-3 Calcul de la surface d'échange du 3 ^{eme} réfrigérateur.....	75
IV-14 Calcul du nombre de tube de chaque réfrigérateur	75
IV-14-1 Calcul du nombre de tube du 1 ^{er} réfrigérateur.....	75
IV-14-2 Calcul du nombre de tube du 2 ^{eme} réfrigérateur	75
IV-14-3 Calcul du nombre de tube du 3 ^{eme} réfrigérateur	76
IV-15 Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur.....	76
IV-16 Conclusion	77
Conclusion générale	78

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité
P	Pression absolue du gaz	$[Pa]$
V	Volume	$[m^3]$
T	Température absolue	$[K]$
r	Constante spécifique d'air	$[J/kg \cdot K]$
m	Masse de l'air	$[kg]$
W_{th}	Le travail théorique (utile)	$[kj/kg]$
$W_{th_{is}}$	Le travail théorique isotherme	$[kj/kg]$
$W_{th_{ad}}$	Le travail théorique adiabatique	$[kj/kg]$
$W_{th_{POL}}$	Le travail théorique polytropique	$[kj/kg]$
W_a	Le travail absorbé	$[kj/kg]$
c_v	Chaleur massique dans une transformation à volume constant	$[J/Kg \cdot k]$
c_p	Chaleur massique dans une transformation à pression constante	$[J/kg \cdot k]$
n	Coefficient polytropique	$[-]$
γ	Rapport de la chaleur	$[-]$
η_{is}	Rendement isothermique	$[-]$
η_a	Rendement adiabatique	$[-]$
η_n	Rendement polytropique	$[-]$
D	Diamètre du piston	$[m]$
d	Diamètre de la tige du piston	$[m]$
F	surface du piston (Côté piston)	$[m^2]$
F'	Surface du piston (Côté tige)	$[m^2]$
f	Surface de la tige du piston	$[m^2]$
V_h	Volume de la course du piston (coté piston)	$[m^3]$
V_h'	Volume de la course du piston (coté tige)	$[m^3]$
C	La cylindrée	$[m^3]$
N	Le nombre de cylindre du compresseur	$[-]$
\dot{n}	Vitesse de rotation du compresseur	$[tr/mn]$
V_b	Le volume balayé (Côté piston)	$[m^3]$
V_b'	Le volume balayé (Côté tige)	$[m^3]$
τ	Le taux de compression	$[-]$
η_v	Le rendement volumétrique	$[-]$
V_{as}	Le débit volumique aspiré Simple effet	$[m^3/s]$
M	Masse molaire d'air	$[g/mol]$
V_{as}'	Le débit volumique aspiré Double effet	$[m^3/s]$
Q_m	Le débit massique	$[kg/s]$
Q_v	Le débit volumique	$[m^3/h]$

Nomenclature

ρ	Masse volumique de l'eau	$[kg/m^3]$
W_i	Le travail indiqué	$[J/kg]$
P_{mi}	La pression moyenne indiquée	$[bar]$
\dot{W}_i	La puissance indiquée	$[W]$
η_i	Le rendement indiqué	$[-]$
η_M	Rendement mécanique	$[-]$
η_{eff}	Rendement effectif	$[-]$
\dot{W}_e	La puissance effective	$[W]$
\dot{W}_{eg}	la puissance effective globale du compresseur	$[W]$
V_{ref}	Volume de refoulement.	$[m^3/s]$
V_M	Volume mort	$[m^3/s]$
V_{det}	Volume de détente	$[m^3/s]$
W_{th}	Travail théorique du compresseur	$[kj/kg]$
\dot{W}	La puissance du compresseur	$[W]$
\dot{w}_g	la puissance globale du compresseur	$[W]$
W_r	Travail réel du compresseur	$[kj/kg]$
Q_c	La quantité de chaleur cédée dans chaque étage du compresseur	$[kj/kg]$
$Q_{c.g}$	La quantité de chaleur globale cédée par les cylindres	$[kj/kg]$
Q_{ech}	La quantité de chaleur cédée dans chaque réfrigérateur	$[kj/kg]$
$S_{réf}$	la surface d'échange du réfrigérateur	$[m^2]$
h	Coefficient d'échange global	$[W/m^2.K]$
P_a	Pression d'aspiration	$[bar]$
P_r	Pression de refoulement	$[bar]$
T_a	Température d'aspiration	$[K]$
T_r	Température de refoulement	$[K]$
$G_{e.c}$	débit d'eau nécessaire pour refroidir le cylindre	$[kg/h]$
$G_{e.cg}$	Le débit d'eau nécessaire pour refroidir les cylindres	$[kg/h]$
$Q_{réf}$	la quantité de chaleur cédée dans le réfrigérateur	$[kj/kg]$
ΔT_{eau}	Différence de température de l'eau	$[K]$
$Q_{réf.g}$	La quantité de chaleur globale cédée dans les réfrigérateurs	$[kj/kg]$
$G_{e.réf}$	débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le réfrigérateur	$[kg/h]$

$G_{e.ref.g}$	Le débit d'eau globale nécessaire pour refroidir l'air dans les réfrigérateurs	[kg / h]
$G_{e.T}$	Le débit total d'eau nécessaire pour le refroidissement du compresseur	[kg/h]
a	Volume relatif à l'espace nuisible	[-]
P_u	la puissance utile de la pompe	[W]
P_m	La puissance du moteur de la pompe	[W]
P_{abs}	la puissance absorbée de la pompe	[W]
ΔT_{LM}	la différence de température logarithmique de chaque réfrigérateur	[K]
T_{ce}	Température chaude a l'entrée du réfrigérateur	[K]
T_{cs}	Température chaude a la sortie du réfrigérateur	[K]
T_{fs}	Température froide a la sortie du réfrigérateur	[K]
T_{fe}	Température froide a l'entrée du réfrigérateur	[K]
Z	nombre de tube de chaque réfrigérateur	[-]
d_{ex}	Le diamètre extérieur du tube de l'échangeur	[m]
d_{int}	Le diamètre intérieur du tube de l'échangeur	[m]
l	La longueur de l'échangeur	[m]
K_0	Le coefficient d'aspiration	[-]
η_G	rendement global	[-]
η_H	Rendement hydraulique	[-]
k_r	Coefficient de réserve	[-]
d_a	Diamètre de l'arbre	[-]
\dot{n}	Vitesse de rotation de la pompe	[tr/mn]
C_0	Vitesse absolue	[m/s]
Q_t	Débit de circulation dans la pompe	[m ³ /s]
D_0	Diamètre maximale de l'arête d'entrée	[m]
d_m	Diamètre du moyeu de la roue	[m]
D_1	Diamètre moyenne de l'arbre d'entrée	[m]
n_s	Vitesse spécifique	[m/s]
D_r	Diamètre de l'arête d'entrée	[m]
H	la hauteur manométrique de la pompe	[m]

Liste des figures

Figure I.1: Classification des compresseurs.....	8
Figure I.2: Compresseur centrifuge.....	9
Figure I.3: Compresseur axial.....	10
Figure I.4: Compresseur rotatif.....	11
Figure I.5:Compresseur à pistons.....	12
Figure I.6: Fonctionnement d'un compresseur à piston durant la phase d'aspiration.....	13
Figure I.7: Fonctionnement d'un compresseur à piston durant la phase de refoulement.....	13
Figure I.8: Plages d'application des différents types de compresseurs.....	17
Figure II.1 : Compresseur série Tempo 1850.....	18
Figure II.2 : Diagramme P-V.....	22
Figure II.3 : Schéma d'un piston à double effet.....	22
Figure II.4 : Piston du compresseur Tempo 1850.....	23
Figure II.5 : Coupe d'un cylindre à double effet.....	23
Figure II.6 : Segments d'étanchéité.....	24
Figure II.7 : Segments racleurs.....	25
Figure II.8 : Segments porteurs.....	25
Figure II.9 : Soupape d'admission et de refoulement.....	26
Figure II.10 : Partie mouvement du compresseur alternatif.....	28
Figure II.11 : Filtre à l'huile.....	29
Figure II.12 : Filtre à air.....	30
Figure II.13 : Tour de refroidissement.....	31
Figure II.14 : Échangeur vue extérieure.....	33
Figure II.15 : Échangeur vue intérieure.....	33
Figure II.16 : Séparateur de condensat.....	34
Figure II.17 : Électrovanne.....	34
Figure II.18 : Soupape de sécurité.....	35
Figure II.19 : Morphologie du moteur asynchrone.....	36
Figure II.20 : Moteur d'entraînement série SCe 315-355.....	37

Figure II.21 : Courroie trapézoïdale.....	37
Figure II.22 : Sécheur d'air.....	38
Figure II.23 : Réservoir d'air.....	39
Figure II.24 : Tableau de consigne charge / à vide.....	39
Figure III.1 : Évolutions thermodynamiques.....	44
Figure III.2 : Comparaison du travail massique.....	45
Figure III.3 : Piston simple effet.....	47
Figure III.4 : Piston à double effet.....	47
Figure III.5 : Cycle théorique d'un compresseur à pistons.....	50
Figure III.6 : Cycle réel d'un compresseur à pistons.....	50
Figure III.7 : Diagramme dynamique d'une compression poly tropique dans un compresseur à 3 étages.....	53
Figure. IV.1 : Graphe de la pression en fonction de la température du 1 ^{er} étage.....	56
Figure .IV.2 : Graphe de la pression en fonction de la température 2 ^{eme} étage.....	56
Figure .IV.3 : Graphe de la pression en fonction de la température 3 ^{eme} étage.....	57
Figure .IV.4 : Graphe de la pression en fonction de la température du compresseur.....	57

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs 15

Tableau II.1 : Caractéristiques du compresseur. 20

Tableau II.2 : Pression de sortie et d'étalonnage de soupape de sécurité de chaque étage. 36

Tableau IV.1 : Paramètres de fonctionnement du compresseur 55

Tableau IV.2 : Données techniques du compresseur. 58

Tableau IV.3 : Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur. 62

Tableau IV.4 : Résultats de calcul. 66

Tableau IV.5 : Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur. 66

Tableau IV.6 : Donnés techniques de la pompe. 67

Tableau IV.7 : Donnés techniques du réfrigérateur 75

Tableau IV.8 : Résultats de calcul pour les réfrigérateurs 76

Tableau IV.9 : Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur 76

Introduction générale

Introduction générale

Actuellement l'Algérie se trouve en face de grands changements dans l'économie nationale. Le développement de différentes industries (lourde, légère, de l'énergie, de la chimie et de la pétrochimie,.....etc.) exigent un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les rythmes de productivité et augmenter le volume des produits finis.

Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer les compresseurs. Pour être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques et de les exploiter d'une façon compétente, un spécialiste doit parfaitement connaître les constructions de ces machines, leurs principes de fonctionnement et la base théorique qui sert à expliquer leurs caractéristiques.

Nous nous sommes intéressés au niveau de l'entreprise CEVITAL à l'amélioration des moyens de production d'air comprimé et au fonctionnement du système mécanique de cette unité de production. Ce système est doté d'un compresseur d'air à pistons entraîné par un moteur électrique.

Dans le 1^{er} chapitre on a souligné des généralités sur les machines de compression ainsi que les différents types existants dans l'industrie.

Dans le 2^{ème} chapitre on s'est basé sur la technologie du compresseur série «TEMPO 1850» en définissant son principe de fonctionnement, ses caractéristiques et ses principaux éléments qui le constituent. Cette description nous a permis de bien comprendre les différentes étapes de production et de traitement d'air comprimé, ainsi le rôle de chaque composant.

Dans le 3^{ème} chapitre on s'est intéressé à l'étude énergétique où on a défini les différentes caractéristiques géométriques, mécaniques et qualitatives du compresseur qui vont servir aux calculs thermodynamiques et à la détermination des différentes performances du compresseur.

Dans le 4^{ème} chapitre, on s'est focalisé sur les différents calculs thermodynamiques tels que le travail et la puissance de notre compresseur pour ensuite les comparer à ceux du constructeur.

Présentation de l'entreprise

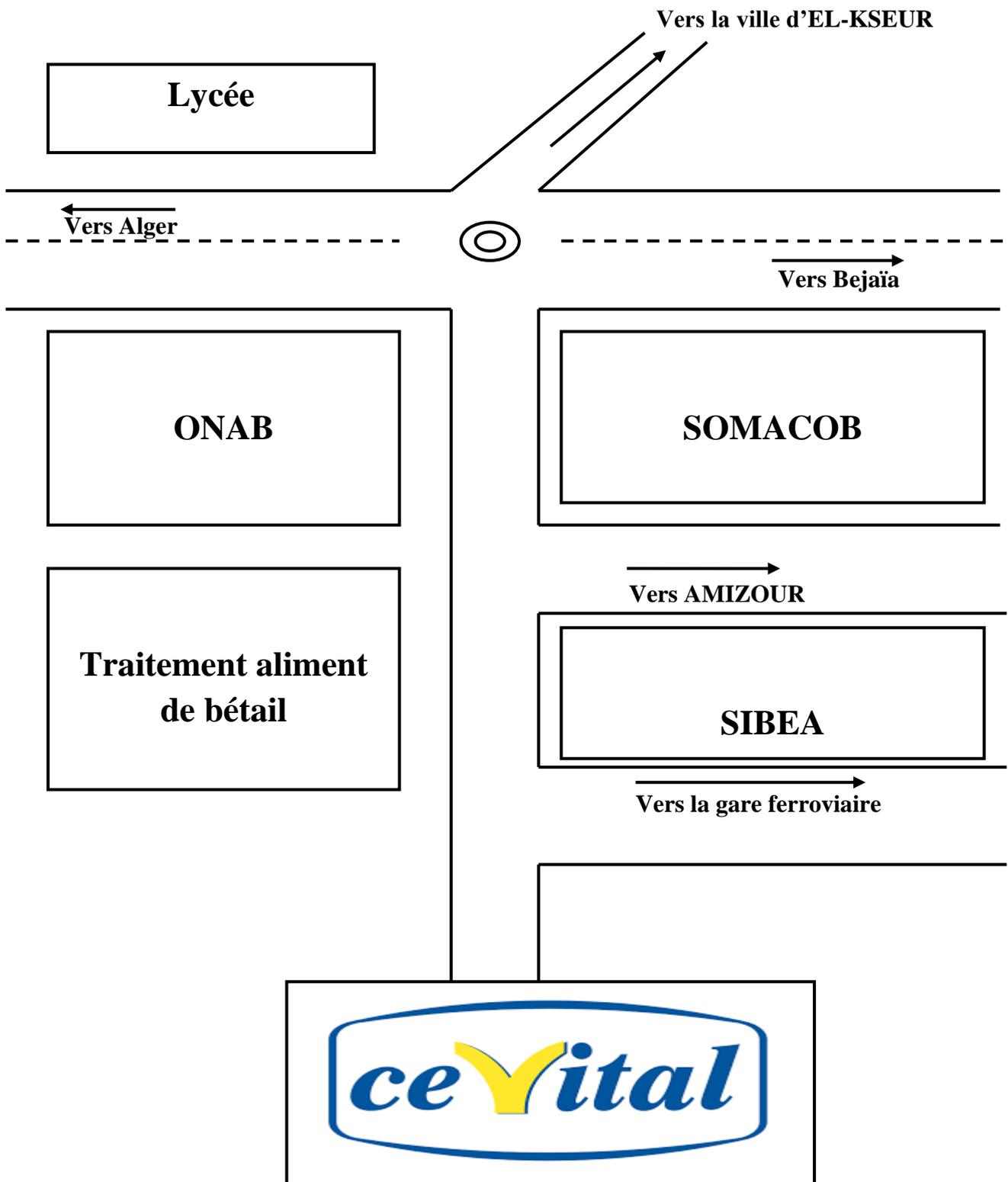
Le groupe CEVITAL est un conglomérat de l'industrie agroalimentaire algérienne, il dispose de plusieurs sociétés filiales, crée par des fonds privés en 1998 à Bejaia, à l'entrée du pays dans l'économie de marché. CEVITAL est le premier groupe privé algérien, présent également à l'international et la troisième entreprise algérienne par le chiffre d'affaires .il emploie 18000 collaborateurs. Cette entreprise à atteint aujourd'hui une taille qui lui permet d'acquérir le statut d'acteur majeur régional et continental, consacré par le rapport « the african challengers de bcg », le prestigieux cabinet américain de stratégie.

CEVITAL est un ensemble industriel intégré, concentré en première partie dans le secteur de l'agroalimentaire, raffinage d'huile et de sucre, produits dérivés et négoce de céréales.

La distribution de produits destinés à l'alimentation se positionne sur le marché mondial, en gagnant sa place parmi les 10 plus importantes sociétés africaines. Ce géant groupe contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale, elle vise à s'imposer dans le marché national et international, en offrant une large gamme de produits de qualité.

Les nouvelles données économiques nationales dans le marché de l'agroalimentaire, font que les meilleurs sont ceux qui maîtrisent d'une façon efficace et optimale les coûts, les charges et ceux qui offrent le meilleur rapport qualité/prix, ceci est nécessaire pour s'imposer sur le marché que CEVITAL négocie avec les grandes sociétés commerciales internationales, ces produits se vendent dans différentes villes africaines (Lagos, Niamey, Bamako, Tunis...etc.).

Aujourd'hui CEVITAL est considéré comme l'un des plus grands complexes agroalimentaires en Algérie.



Historique [1]

Les premiers compresseurs, qui découlent de la construction des machines à vapeur, étaient en disposition horizontale avec une ou deux lignes de cylindres disposées de part et d'autre d'un volant ou d'un moteur. Vers le milieu du 19^{ème} siècle, la connaissance des grands principes de la thermodynamique permet de voir l'intérêt d'une compression multi-étagée, avec refroidissement intermédiaire, à la fin du 19^{ème} siècle, les constructeurs souhaitent augmenter les vitesses de rotation afin de diminuer l'encombrement et d'augmenter les performances de ces machines. On vit alors la nécessité d'utiliser des clapets automatiques. HANNS HÜRBIGER, en 1895, à Vienne, rendit possible le souhait des constructeurs en leur proposant les premiers clapets automatiques. L'augmentation de la vitesse de rotation du vilebrequin oblige à repenser la composition de la structure, pour des raisons d'équilibrage des efforts. L'avènement des moteurs thermiques à combustion interne et leurs principes de suralimentation afin d'améliorer le rendement, va conduire à de nombreux travaux sur les compresseurs :

- ❖ en 1905, le brevet du turbocompresseur a été déposé par l'ingénieur suisse ALFRED BÜCHI.
- ❖ une des premières applications du turbocompresseur a été la conception par l'ingénieur AUGUSTE RATEAU d'un moteur Renault propulsant un avion de chasse pendant la guerre de 1914-1918.
- ❖ en 1954, la société Crépelle proposa, les premiers compresseurs autos équilibrés avec deux cylindres à double effet opposés et horizontaux. Résolvant ainsi les problèmes d'équilibrage rencontrés à la fin du 19^{ème} siècle. Les efforts d'inertie et de pression ont pu ainsi être équilibrés, ce qui permet des vitesses de rotation qui atteignent 1500 tr/min.

Les diverses catégories de machines créées au début du 19^{ème} siècle jusqu'à ce jour peuvent être classées en deux grandes familles :

- ❖ les machines roto-dynamiques.
- ❖ les machines volumétriques.

On a bien du mal à trouver un terme générique pour les machines roto dynamiques et on rencontre dans la littérature les expressions : machines centrifuges, turbomachines, ou encore machines roto dynamiques. Au cours des années, le terme « machines centrifuges » est devenu impropre. Historiquement, il correspond au fait que les premières machines, autres que volumétriques, construites aux environs de 1900, étaient centrifuges ; non pas que ce type de compresseur, inventé par le professeur RATEAU, l'ait été tellement plutôt que le

compresseur axial étudié en GRANDE-BRETAGNE par PARSONS entre 1901 et 1906, mais parce que la machine centrifuge a atteint bien plus rapidement sa maturité technique. Le terme « turbomachine » est le plus employé, celui de « machine roto-dynamique » est le plus explicite, il signifie que, par l'utilisation d'un système de pales entraînées en rotation autour d'un axe, on transforme l'énergie mécanique en quantité de mouvement sur le fluide. Ensuite, par des dispositifs appropriés inclus dans la machine, ont récupéré sous forme de pression l'énergie contenue sous forme de vitesse.

Chapitre I : Généralités

I-1 Introduction

Le fonctionnement d'un système mécanique, électrique ou hydraulique, nécessite une alimentation en énergie, celle-ci est donnée par divers moyens. Mais parfois l'air comprimé est le meilleur pour alimenter ces systèmes vu sa rapidité d'exécution et sa souplesse d'emploi.

Le présent chapitre a pour but de découvrir les différents types de compresseurs, critères de choix, avantages et inconvénients, les caractéristiques de construction ainsi que le principe de fonctionnement de ces compresseurs.

I-2 Air comprimé

I-2-1 Notions sur l'air comprimé

Contrairement aux liquides, l'air peut être comprimé c'est-à-dire qu'un volume d'air donné peut être réduit, entraînant une augmentation de la pression dans le nouveau volume obtenu.

La compression d'air est effectuée dans une machine dotée d'une source de puissance, le compresseur sous sa forme la plus simple.

L'air comprimé est propre, sûr, simple et efficace. C'est une source d'énergie qui n'est pas polluante.

I-2-2 Utilisation de l'air comprimé

L'utilisation de l'air comprimé procure de nombreux avantages. Ainsi en industrie l'air comprimé permet de gagner du temps et de réduire le prix de revient ainsi que l'effort physique. L'air peut être utilisé comme une source d'énergie dans les circuits de commande complexe ou comme source d'énergie de puissance pour actionner des vérins ou des moteurs rotatifs [2].

I-2-3 Production d'air

Pour alimenter les équipements pneumatiques d'un ensemble de production, il faut installer une centrale d'air dont le rôle est de comprimer l'air et de le stocker dans un réservoir ou il est maintenu à une pression suffisante à partir duquel il est distribué.

Les systèmes d'air comprimé se composent de plusieurs sous systèmes et composantes principaux. Les systèmes d'air comprimé peuvent être subdivisés en deux parties, le côté production et le côté consommation.

Le côté production comprend les compresseurs, le traitement d'air et les installations de stockage primaire.

Un système bien géré va produire de l'air sec et stable, délivré à la pression voulue de façon fiable et économique. Les principaux sous systèmes de production d'air incluent, le compresseur d'air, le refroidisseur de sortie, le moteur, les dispositifs de régulation, les équipements de traitement de l'air et les accessoires.

Les dispositifs de régulation servent à régler la quantité d'air à produire pour maintenir une pression constante dans le système et gérer les interactions entre les diverses composantes du système. Les filtres à air et les sécheurs d'air éliminent l'humidité, l'huile et les impuretés de l'air comprimé. Le stockage d'air (réservoirs humides et réservoirs sec) sert également à améliorer le rendement et la stabilité du système. Les régulateurs de pression permettent de maintenir une pression constante dans un dispositif final d'utilisation.

Le côté consommation inclus les tuyauteries de distribution et les stockages secondaires, les appareils du système de consommation minimisent les différences de pression, diminuent les pertes d'air dues aux fuites et aux dispositifs de purge, et procurent l'air comprimé aux appareils et ces applications appropriées.

I-3 Compresseurs

I-3-1 Définition

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression, (en réalisant un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux).

Les fluides soumis à cette compression peuvent être de nature différente : gaz pur, mélange gazeux, vapeur surchauffée ou saturée.

I-3-2 But de la compression

La compression peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une pression plus élevée.

Cette opération a pour but de :

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- Récupérer du gaz.
- Brassage de bassins de fermentation.

I-4 Classification et types de compresseurs

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques:

- le mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif).
- le principe de fonctionnement (compresseurs volumiques, dynamiques).
- le type de gaz à comprimé. (compresseur d'air, gaz).

En général il existe deux grandes familles de compresseurs, les compresseurs volumétriques et dynamiques. Dans les premiers l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique. Dans les seconds en augmentant la pression ont converti de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

Et voici une figure qui montre les différents types des compresseurs :

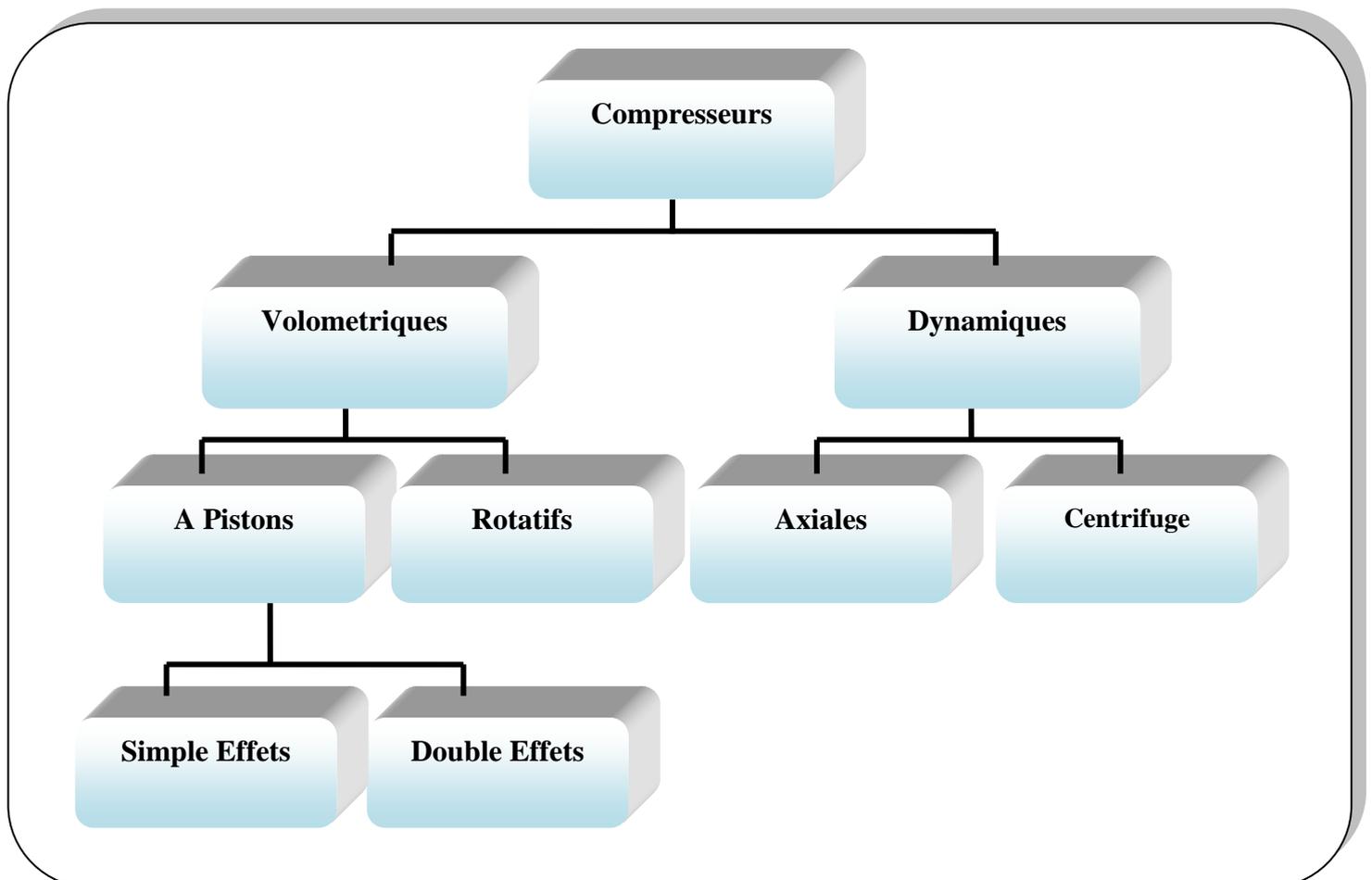


Figure I.1: Classification des compresseurs.

On distingue deux familles de compresseurs : les compresseurs volumétriques et dynamiques.

I-4-1 Dynamiques [3]

Dans ce genre de compresseur l'élévation de la pression résulte précisément d'une action sur la vitesse du fluide. L'énergie nécessaire au fonctionnement de compresseur est dépensée sous forme de travail, celle-ci est transformée en pression. La mise en vitesse est obtenue en soumettant le fluide à l'action de roues à aubes, qui sont calées sur un arbre ayant généralement des grandes vitesses de rotation. Suivant un écoulement de fluide dans les compresseurs on distingue 2 types de compresseurs dynamiques: centrifuges et axiaux.

I-4-1-1 Compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge est une turbomachine à écoulement radial du fluide compressible. Il se compose essentiellement d'un rotor comportant des aubes. Le rotor tourne dans un carter formant le diffuseur ; par l'action centrifuge le fluide se situe entre les aubes et se dirige vers le diffuseur perpendiculairement à l'axe du rotor et l'air acquit une grande énergie cinétique.

La vitesse de l'air dans le diffuseur diminue par l'augmentation de la section de passage, une partie de l'énergie cinétique devient une énergie potentielle ce qui fait augmenter la pression. Ces compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimique et pétrochimique.



Figure I.2: Compresseur centrifuge.

I-4-1-2 Compresseur axial

Ce sont des machines réceptrices à écoulement axial du fluide compressible, elles sont utilisées dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation ; elles sont caractérisées par le nombre d'étages important et le taux de compression qui n'est pas élevé.

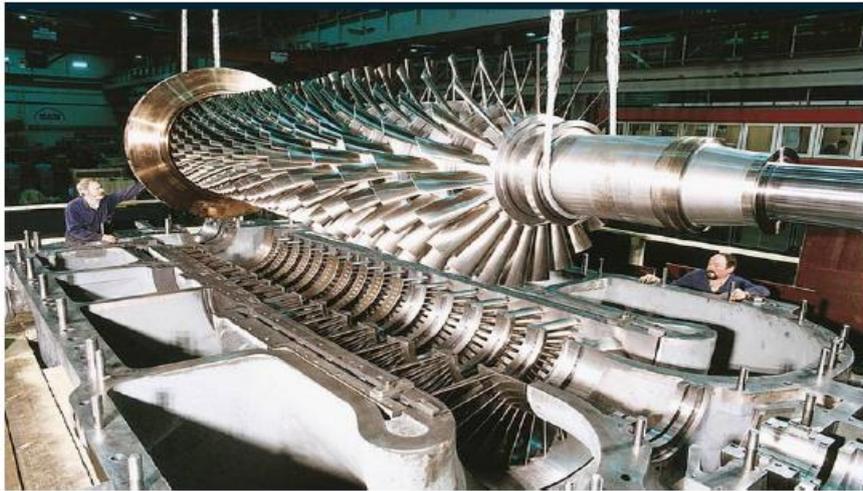


Figure I.3: Compresseur axial.

I-4-2 Compresseurs volumétriques

Le compresseur volumétrique est un appareil dont l'élévation de pression résulte d'une action directe sur le volume d'un fluide compressible. L'énergie nécessaire pour produire cette élévation est dépensée sous forme de travail fourni par un moteur d'entraînement (thermique ou électrique).

Les compresseurs volumétriques fonctionnent avec le principe de compression par réduction de volume. Un compresseur alternatif produit un débit de refoulement intermittent. Il est généralement combiné à un réservoir qui absorbe les fluctuations et assure une pression de refoulement uniforme.

Parmi ces compressions volumétriques on distingue :

Les compresseurs rotatifs et les compresseurs alternatifs à pistons.

I-4-2-1 Compresseurs rotatifs

Ce sont des compresseurs simples, sans clapets, constitués par un ou deux rotors se déplaçant dans une enveloppe ; la rotation du rotor provoque un afflux constant des fluides vers le refoulement, ce qui entraîne une élévation de pression, il convient surtout à la faible pression et gros débits.

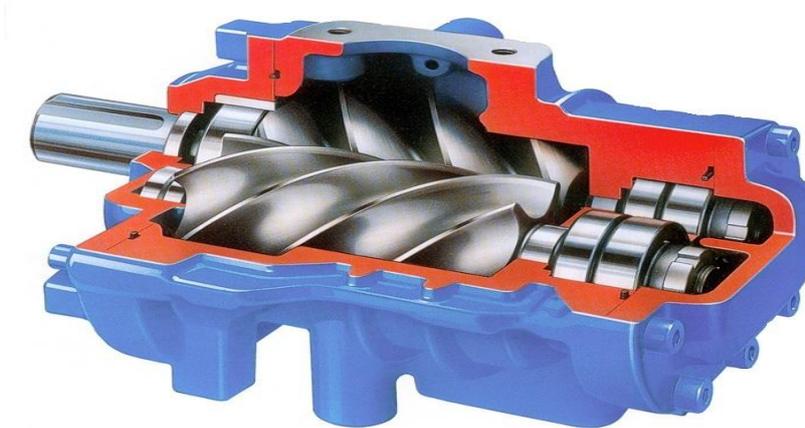


Figure I.4: Compresseur rotatif.

Parmi les compresseurs rotatifs on distingue :

❖ Compresseurs à palettes

Il est constitué d'un stator dans lequel tourne un rotor excentré. Ce dernier est muni de rainures radiales dans lesquelles coulissent des palettes qui sont plaquées contre la paroi du stator par la force centrifuge.

Sous l'action de la force centrifuge, les palettes sont continuellement appliquées contre le cylindre, le volume compris entre deux palettes est variable. Le gaz est aspiré par augmentation progressive du volume qui est ensuite emprisonné entre deux palettes et transporté vers le refoulement. Dans cette zone de refoulement, le volume diminue et le gaz comprimé s'échappe dans la tuyauterie de refoulement.

❖ Compresseurs à vis

Le compresseur à vis comporte deux vis synchronisées contre rotatives présentant des profils différents qui tournent dans le sens inverse dans un carter qui permettent de comprimer le gaz. Comme pour le compresseur à pistons, on joue ici sur une diminution de volume pour augmenter la pression.

L'air aspiré par le cœur du compresseur à vis, c'est-à-dire par le bloc vis, est comprimé en continu jusqu'à la pression finale lors de son transport dans des chambres dont la taille ne cesse de diminuer, puis refoulé par les conduites de pression. Les chambres forment les parois du carter et les pales à engrenages des deux rotors.

❖ **Compresseurs à lobes**

Le compresseur à lobes, souvent appelé compresseur roots, est un système mécanique comprenant deux lobes qui emprisonnent l'air lors de leur rotation. Le volume emprisonné et le rapport de leur vitesse de rotation par rapport à celle du moteur qu'il alimente détermine le taux de compression.

I-4-2-2 Compresseurs alternatifs à pistons [4]

Le compresseur alternatif à pistons est le plus ancien et le plus répandu pour sa simplicité et exclusivement pour les hautes pressions. Sa théorie de fonctionnement est la compression du gaz (l'air) par la variation du volume compris entre cylindre et piston.

Ce type de compresseur est un mécanisme augmentatif de pression par un mouvement alternatif, combinaison d'une rotation procurée par un moteur et par translation du piston.



Figure I.5: Compresseur à pistons.

I-5 Principe de fonctionnement

Au début du cycle de fonctionnement le mouvement du piston vers le bas (figure I.6) commande l'ouverture du clapet d'aspiration et l'introduction d'air dans la cavité entre la tête du cylindre et le piston.

La course ascendante du piston commande la fermeture du clapet d'aspiration (figure I.7) et entraîne la compression de l'air dans l'espace restreint. La pression de l'air augmente à mesure que le volume diminue.

Lorsque la pression régnant dans l'espace au dessus du piston dépasse la pression de la conduite de refoulement le clapet de refoulement s'ouvre et laisse s'échapper l'air comprimé dans la conduite.

Et voici deux figures(I.6) et (I.7) qui montrent le fonctionnement d'un compresseur à piston durant la phase d'aspiration et la phase de refoulement

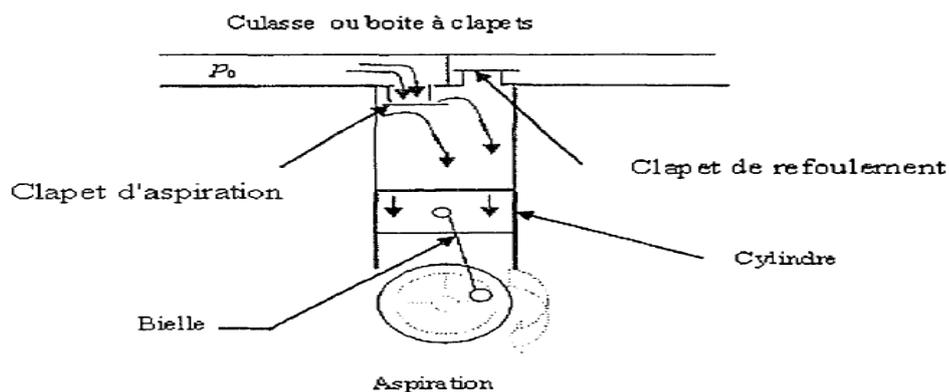


Figure I.6: Fonctionnement d'un compresseur à piston durant la phase d'aspiration.

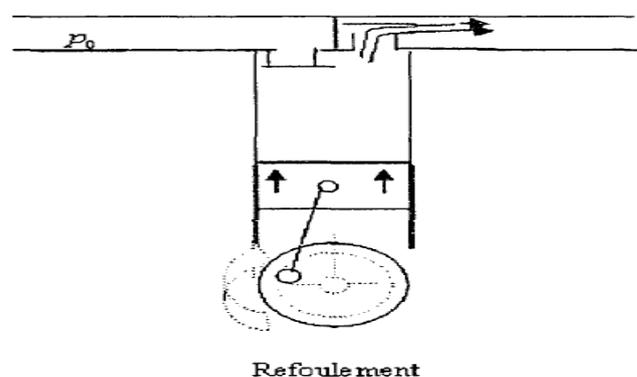


Figure I.7: Fonctionnement d'un compresseur à piston durant la phase de refoulement.

I-6 Mode du travail du piston

Le piston à simple effet s'il ne travaille que sur une seule de ces faces, c'est une solution simple, la bielle peut être articulée directement sur un axe de piston il n'y a pas de presse-étoupe. Mais le volume engendré n'est égal qu'au produit de la course du cylindre, le couple est irrégulier.

Le piston à double effet s'il travaille sur ses deux faces, le volume engendré sensiblement égal à deux fois le produit de la course par la section du cylindre ; le couple est régularisé. Mais le piston doit être monté sur une tige coulissante dans un presse-étoupe, et la bielle doit s'articuler sur une crosse de piston.

Le piston étagé, s'il comporte des éléments superposés de diamètres différents travaillent à simple effet dans un cylindre à plusieurs alésages concentriques. Cette disposition est utilisée dans les compresseurs poly-étages.

Le piston est différentiel, s'il travaille à double effet avec deux diamètres différents, pour obtenir une compression bi-étagée, la chambre haute pression ayant une section annulaire la bielle peut s'articuler à l'intérieur du piston mais l'étanchéité est difficile à assurer.

Du point de vue rendement, il y a toujours intérêt à choisir un compresseur ayant un débit donné le plus petit nombre de cylindres.

Selon le nombre de cylindres on distingue :

❖ Le compresseur mono- cylindre :

Il est constitué par un seul cylindre, pouvant présenter des alésages différents et il est formé de plusieurs chambres de compression, le piston peut être étagé ou différentiel, mais il y'a qu'une seule bielle.

❖ Le compresseur poly –cylindrique

Qui est constitué de plusieurs cylindres il permet d'éviter de très grandes dimensions de cylindre et améliorer la régularité du couple ou d'atténuer les vibrations transmises au massif. Selon la disposition des cylindres on trouve :

❖ Cylindres horizontales

Facilitent, pour des fortes unités, l'accessibilité aux divers organes et particulièrement aux clapets.

❖ **Cylindres verticales**

Réduisent l'encombrement, ils éliminent l'influence du poids du piston.

I-7 Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs

type de compresseur	compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamiques	
	Alternatifs	Rotatifs	Centrifuge	Axiaux
Avantages	<p>bien adaptés aux petits débits.</p> <p>peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions.</p> <p>relativement souple à exploiter.</p>	<p>peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit.</p> <p>débit régulier fiabilité satisfaisante.</p> <p>débit plus régulier que les compresseurs alternatifs.</p>	<p>bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz.</p> <p>relativement souple à exploiter.</p> <p>excellente fiabilité.</p>	<p>très bon rendement.</p> <p>bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées</p> <p>excellente fiabilité.</p>
inconvénients	<p>débit pulsé.</p> <p>fiabilité moyenne au niveau des soupapes.</p> <p>avoir une machines-en secours.</p>	<p>pas appliqué aux hautes pressions (maxi 50 bars)</p>	<p>pas adapté aux faibles débits.</p> <p>pompage à faible débit rend l'exploitation délicate.</p> <p>prix élevé</p>	<p>rotors de grande taille, délicats à construire et coûteux.</p>

Tableau I.1: Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs.

I-8 Critères de choix entre les différents compresseurs

I-8-1 Dynamiques

Le compresseur axial a un rendement plus élevé par rapport à celui du compresseur centrifuge mais représente moins de souplesse de fonctionnement car sa courbe de rendement est moins aplatie, plus lourde, moins robuste due au problème de vibration et nécessite un entretien fréquent car l'encrassement éventuel qui détériore les qualités aérodynamiques par altération du profil des ailettes.

Le compresseur centrifuge à un rapport de pression par étage plus élevé, il est plus stable vis-à-vis de pompage, il a une plage de débit beaucoup plus vaste.

I-8-2 Compresseurs volumétriques [5]

Étant donné que la mise en communication de la chambre de compression se fait à travers des clapets automatiques dont l'ouverture est déclenchée par la différence de pression. Les compresseurs à pistons sont capables de travailler à des pressions variables. Ils peuvent donc fonctionner, par auto-adaptation selon des conditions aval et amont, sur une plage de compression large.

Les compresseurs à vis ont cependant généralement des performances meilleures que celles des compresseurs à pistons, qu'ils conservent pour des rapports de compression variables s'ils sont munis d'un tiroir mobile.

Cependant, chacun d'entre eux correspond à des gammes de puissances assez différenciées, encore que des recouvrements existent quelquefois, lorsqu'on s'écarte des rapports de pression classiques.

De manière générale, les compresseurs à pistons sont adaptés aux petites puissances (inférieures à 75 kW à l'entraînement), tandis que les compresseurs à vis peuvent monter à des puissances de l'ordre du MW, ou supérieures.

Les compresseurs à vis sont plus chers, car leur fabrication est plus difficile, et le coût augmente encore avec le tiroir mobile et sa commande.

Les compresseurs à pistons sont limités en rapport de pression, comme nous l'avons vu, et ne supportent pas la présence de liquide à l'aspiration. Sur ces deux points, les compresseurs à vis se présentent.

I-9 Les différentes applications

Les compresseurs sont utilisés dans plusieurs domaines on peut citer par exemple

- fabrication d'air comprimé (air instrumentation, nettoyage de pièces, peinture...).
- compression et déplacement des gaz procédés.
- transport des matières pulvérulentes (transports pneumatiques des poudres)
- réalisation de vide et de dépression (distillation, cristallisation sous vide, évaporation...).
- brassage de bassins de fermentation.

Le choix d'un compresseur alternatif ou centrifuge sera tributaire des débits et pressions que l'on souhaite obtenir. D'autres paramètres seront à prendre en compte pour le choix final (taille, poids, prix, etc....).

Et voici la figure (I.8) qui montre la plage d'applications des différents types des compresseurs :

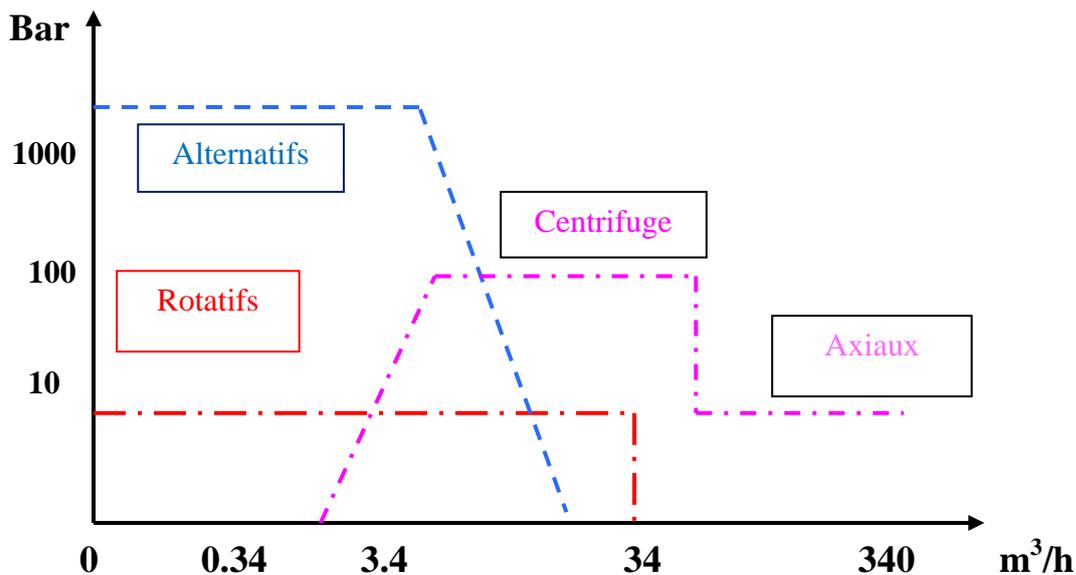


Figure I.8: Plages d'application des différents types de compresseurs [6]

I-10 Conclusion

Le présent chapitre nous a permis de découvrir les différents types de compresseurs existants dans l'industrie en générale et les compresseurs à pistons en particulier ainsi que leurs critères de choix et leur principe de fonctionnement. La description de ses machines à été utile pour bien comprendre le monde des compresseurs ainsi que l'intérêt de l'air comprimé dans l'industrie.

Chapitre II : Description du compresseur série Tempo 1850

II-1 Introduction

Le compresseur est un dispositif mécanique qui aspire de l'air et le refoule par la suite à une pression supérieure dans un réseau de tuyauterie ou un réservoir de stockage.

Cet air comprimé, est une énergie universelle pour l'industrie, il joue un rôle important dans la plupart des processus actuels de fabrication.

II-2 Description de la machine



Figure II.1: Compresseur série Tempo 1850.

Ce compresseur est du type avec des cylindres disposés en **W** sur des lignes indépendantes reliées au bâti par des entretoises à chambre simple extra-longue.

Le bâti est constitué par une fusion en fonte avec des ouvertures latérales pour l'inspection et la maintenance à l'intérieur desquelles est placé le vilebrequin avec des contrepoids supportés par des roulements oscillants à rouleaux.

A son intérieure, le vilebrequin présente des passages spéciaux pour l'huile de lubrification des roulements de bielles et l'étanchéité de l'huile vers l'extérieur est assurée par un élément d'étanchéité rotatif appliqué sur le côté du volant.

Le vilebrequin est relié mécaniquement à la pompe à engrenages pour la circulation de l'huile dans les manivelles.

Le vilebrequin, appuyé sur les roulements de palier à l'intérieur du bâti est opportunément prolongé vers l'extérieur, au-delà du volant, pour permettre l'emploi d'un troisième roulement extérieur ayant pour fonction d'éviter tout fléchissement du vilebrequin dû à la tension des courroies, ce roulement extérieur est monté sur un support spécial fixé à la base métallique, qui doit être bien graissé à l'intérieur durant le montage.

Les bielles en acier relient le vilebrequin aux crosses qui sont en fonte sphéroïdale et qui se déplacent dans des chemises extractibles. Aux crosses sont reliées les tiges qui transmettent le mouvement alternatif aux pistons situés au-dessus.

- Sur le bâti sont fixées les entretoises renfermant des segments racleurs d'huile disposés le long de la tige pour éviter que l'huile coule des manivelles aux cylindres.
- Dans la partie la plus basse de la chambre supérieure des entretoises se trouvent des robinets de purge pour la sortie périodique de l'huile qui s'y accumule.
- Sur les entretoises sont placés les cylindres qui, avec les soupapes, les pistons et les éléments d'étanchéités sur les tiges, constituent la partie pneumatique de la machine.
- Les pistons sont garnis de colliers d'étanchéité PTFE, ces colliers déplacent sur des chemises extractibles.
- Les soupapes sont du type à disques plats, facilement accessibles par les fentes situées latéralement au cylindre.
- L'étanchéité du gaz le long de la tige est obtenue par une série de bagues à secteurs, à centrage et ajustage automatiques, en PTFE chargé.
- La machine est actionnée en transmettant le mouvement à un volant directement calé sur le vilebrequin dont il est rendu solidaire par une unité de blocage par frottement.

Les caractéristiques du compresseur sont illustrées sur tableau II.1

II-3 Caractéristiques et fonctionnement

Gaz à comprimer	Air	
Condition à l'admission		
pression	[Bar]	ATM
Température intérieur min/max		+5/+50
Température extérieur min/max	[°C]	-5/+48
Humidité	%	50
Bulbe humide	[°C]	26
Condition de refoulement		
Débit horaire	[m ³ /h]	1850
Stades de compression	/	3
Fonctionnement partie pneumatique	/	A sec
Vitesse de rotation	[RPM]	750
Puissance absorbée à l'axe	[KW]	335
Puissance installée	[KW]	375
Refroidissement		
Différence du température d'eau en entrée/en sortie	[°C]	10
Débit approximatif nécessaire	[m ³ /h]	29
Pression de refoulement		
1 ^{ère} phase	[bar]	3.4
2 ^{ème} phase	[bar]	12
3 ^{ème} phase	[bar]	42
Dimensionnement des cylindres		
I ^{er} Étage	[mm]	500
II ^{ème} Étage	[mm]	275
II ^{ème} Étage	[mm]	150

Tableau II.1 : Caractéristiques du compresseur. [7]

II-3-1 Fonctionnement du compresseur alternatif

Les compresseurs alternatifs sont des machines à flux intermittent, volumétriques, dans lesquelles l'élément qui effectue les phases de la compression est un piston ayant un mouvement alternatif à l'intérieur d'un cylindre. Le cylindre peut être à simple effet, dans lequel la compression a lieu seulement d'un côté du piston, ou à double effet, dans lequel la compression a lieu sur deux côtés du piston; dans ce cas, c'est comme si deux éléments opéraient en parallèle dans un seul cylindre. Dans les compresseurs alternatifs l'augmentation de la pression s'atteint en réduisant le volume qui renferme le gaz.

Le compresseur alternatif emploie des soupapes automatiques, dont le fonctionnement est assisté par des ressorts qui s'ouvrent seulement en présence de la pression différentielle correcte à cheval de la soupape.

Les soupapes d'admission s'ouvrent lorsque la pression dans le cylindre est légèrement inférieure à la pression d'admission alors que les soupapes d'échappement s'ouvrent lorsque la pression dans le cylindre est légèrement supérieure à la pression de refoulement. Dans le diagramme théorique représenté au plan (P-V) le point (B) représente le départ de la phase de compression. Aussi bien la soupape d'admission que celle de refoulement sont fermées. Le trait (B-C) représente la phase de compression, l'on a ici une réduction du volume initial de l'air avec une hausse de pression.

Les soupapes demeurent fermées. Après le point (C) les soupapes d'échappement s'ouvrent et l'air sort de la machine à une pression constante.

Lorsque le piston atteint le point (D), les soupapes de refoulement se ferment en laissant l'espace nocif plein d'air comprimé. Durant la phase d'expansion, les soupapes d'admission et de refoulement demeurent fermées et le volume de l'air piégé dans l'espace nocif augmente alors que la pression diminue, cela continue jusqu'à ce que la valeur de la pression à l'intérieur du cylindre soit inférieure à la pression d'admission. (Point A). A présent, la soupape d'admission s'ouvre et l'air entre dans le cylindre jusqu'à ce que le point (B) ait été atteint. Alors, les soupapes d'admission se ferment et le cycle se répète avec une nouvelle rotation du vilebrequin.

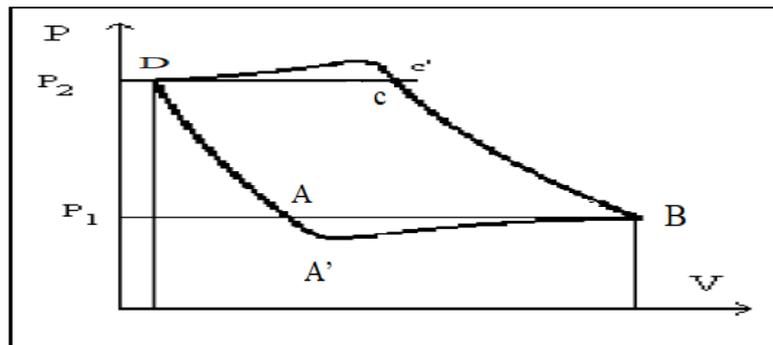


Figure II.2: Diagramme P-V

II-4 Composants du compresseur

Les compresseurs à pistons sont utilisés pour fournir de fortes pressions, l'air est comprimé dans un cylindre sous l'action d'un piston.

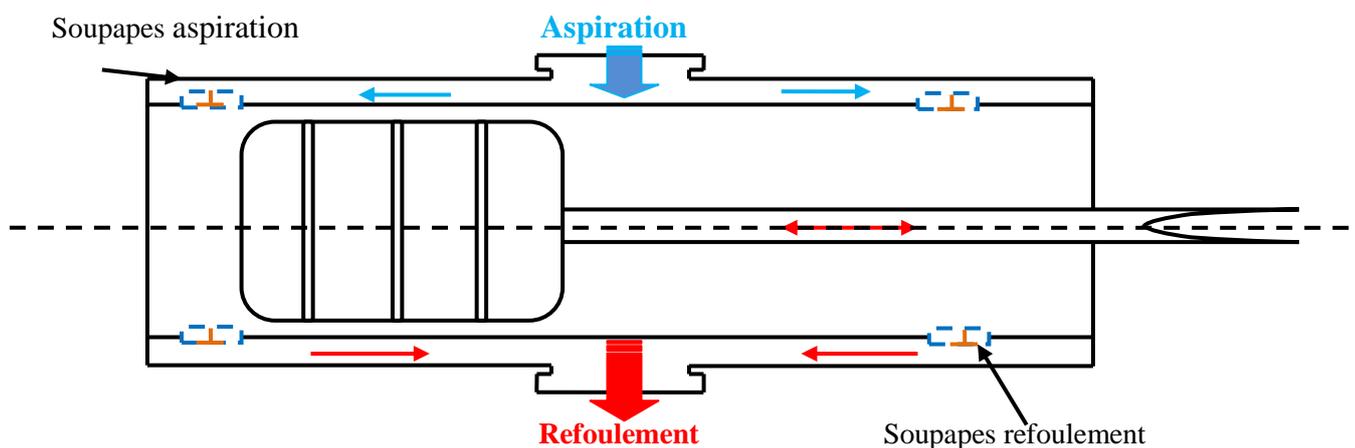


Figure II.3: Schéma d'un piston à double effet.

II-4-1 Carter cylindre

Le carter est un support qui contient tous les organes principaux (vilebrequin, cylindres, culasses, pistons ...etc.) et tous les organes annexes.

II-4-2 Piston

Le piston est une pièce rigide d'une section généralement circulaire couissant dans un cylindre de forme complémentaire. Le déplacement du piston entraîne une variation de volume de la chambre de compression. Il doit résister aux contraintes mécaniques (force de pression transmet à la bielle par l'axe de piston). (Figure II.4)

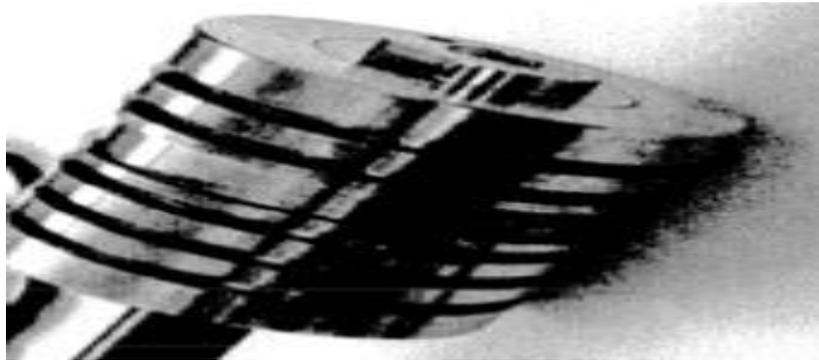


Figure II.4 : Piston du compresseur tempo 1850.

II-4-3 Cylindres

Les cylindres portent les pistons et sont alésés directement dans le bloc ou constitués d'une chemise sèche (fourreau emmanché dans le bloc).

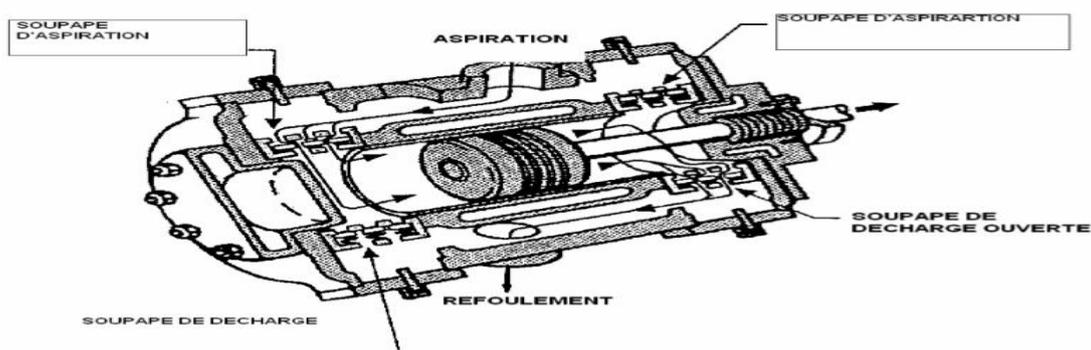


Figure II.5 : Coupe d'un cylindre à double effet.

Le piston porte des segments pour assurer l'étanchéité entre la chambre de compression et le carter de vilebrequin rempli d'huile.

II-4-4 Segments

Les segments sont des anneaux élastiques (ouverts) qui s'appuient constamment sur les parois du cylindre pour assurer l'étanchéité entre le cylindre et le carter. Ils sont situés sur le haut du cylindre (rainures fait dans la tête du piston) et permettent l'utilisation de toute l'énergie fournie en évitant que l'air ne s'échappe le long du piston.

❖ Segments d'étanchéité

Le fonctionnement des segments d'étanchéité est basé sur les pertes de charge occasionnées par le passage du gaz à travers les coupes et les jeux de la segmentation

(Figure II.6)



Figure II.6 : Segments d'étanchéité.

❖ Segments racleurs

Les segments racleurs d'huile ont été spécialement conçus pour répartir l'huile le long de la paroi du cylindre et d'en racler l'huile excédentaire.

En général, les segments racleurs d'huile possèdent deux lèvres de raclage pour perfectionner la fonction d'étanchéification et de drainage. Chacune de ces lèvres raclé l'huile excédentaire de la paroi du cylindre. Il y a donc toujours un certain volume d'huile au niveau de l'arête inférieure et entre les deux lèvres du racleur qui doit être éliminé de la zone de segmentation. En fonction des mouvements d'oscillation du piston dans l'alésage du cylindre, l'étanchéification est d'autant meilleure que les deux lèvres sont rapprochées le plus possible.

Le volume d'huile raclé par la lèvre supérieure, et qui vient entre les deux lèvres, doit être évacué de cette zone car il pourrait, le cas échéant, passer par dessus le segment racleur et devrait alors être raclé par le deuxième segment de compression. Pour cette raison, les segments racleurs en une ou deux parties possèdent des fentes longitudinales ou des trous entre les deux lèvres. L'huile raclée par la lèvre supérieure passe par ces ouvertures de la structure du segment et est conduite vers l'arrière du segment.

A partir de ce moment, la poursuite du drainage de l'huile raclée peut avoir lieu de différentes manières. Une méthode consiste à guider l'huile vers l'intérieur du piston à travers d'orifices percés dans la gorge du racleur pour lui permettre de redescendre dans le carter d'huile. (Figure II.7)



Figure II.7 : Segments racleurs.

❖ **Segment porteur**

Il permet de répartir le poids du piston sur les parois du cylindre, et de guider le piston dans le cylindre afin de garder un saut de tige convenable et une coaxialité entre le cylindre et le piston. (Figure II.8)



Figure II.8 : Segments porteurs.

❖ **Matériaux de composition des segments [8]**

Les matériaux composants les segments de piston sont sélectionnés en fonction de leurs caractéristiques de glissement et des conditions dans lesquelles ils doivent travailler. Une bonne élasticité ou une bonne résistance à la corrosion sont aussi importantes qu'une forte robustesse contre toute détérioration en cas de conditions de travail extrêmes. Aujourd'hui encore, la fonte grise est le matériau de composition principal des segments de piston. Du point de vue tribologique et grâce aux dépôts de graphite contenus dans sa structure, la fonte grise offre de très bonnes propriétés de fonctionnement en cas d'urgence (lubrification à sec due à la graphite). Celles-ci sont particulièrement cruciales lorsque la lubrification du moteur n'est plus assurée ou que le film d'huile a été détruit.

D'autre part, les veines de graphite incorporées dans la structure du segment servent de réservoir d'huile et empêchent ainsi la destruction du film de lubrification dans des conditions de travail défavorables.

Parmi les types de fonte grise, on trouve les matériaux suivants :

- La fonte avec une structure de graphite développée en lamelles (fonte graphitique lamellaire), trempée et revenue ou non.
- La fonte avec une structure de graphite développée en sphères (fonte graphitique nodulaire), trempée et revenue ou non.

En ce qui concerne l'acier, on utilise l'acier chromé à microstructure martensitique et l'acier à ressorts. Les surfaces sont trempées pour augmenter la résistance à l'usure. En règle générale, cette opération est faite par nitruration.

II-4-5 Tige de piston

La tige de piston relie le piston et le coulisseau. Elle doit être conçue pour supporter un effort alternativement de compression et de traction due à la poussée du gaz sur l'effet avant puis sur l'effet arrière. Elle doit donc avoir une section en relation avec la force transmise.

II-4-6 Soupapes d'admission et de refoulement

Elles doivent être légères et souples pour laisser un large passage au gaz. Les soupapes d'admission s'ouvrent quand la pression dans le cylindre est inférieure à celle existante coté conduite aspiration. Les soupapes de refoulement s'ouvrent quand la pression dans le cylindre est supérieure à celle existant coté conduite de refoulement.

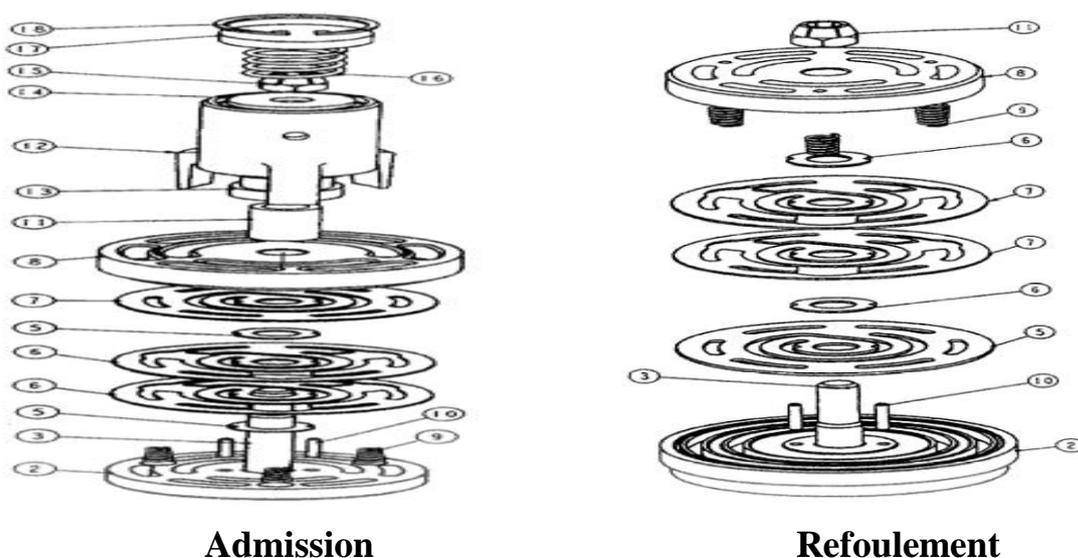


Figure II.9 : Soupape d'admission et de refoulement.

✓ Désignation admission

18. SEEGER, 17.COUVERCLE, 16. RESSORT DU DECLENCHEUR, 15. ECROU, 14. RONDELLE DE LEVÉE, 13. BUSELURE DECLENCHEUR, 12. DECLENCHEUR, 11. BAGUE DE GUIDAGE DECLENCHEUR, 10. GOUPILLE, 9. RESSORT, 8. SIEGE, 7.DISQUE, 6.PLAQUE AMORTISSEUSE, 5.RONDELLE DE LEVÉE, 4.GOUPILLE DE FIXAGE, 3.GOUJON, 2.BUTOIR, 1.BUTOIR AVEC GOUJON

✓ Désignation refoulement

11. ECROU, 10. GOUPILLE, 9. RESSORT, 8. BUTOIR, 7. PLAQUE AMORTISSEUSE, 6. RONDELLE DE LEVÉE, 5. DISQUE, 4. GOUPILLE DE FIXAGE, 3.GOUJON, 2. SIEGE, 1. SIEGE AVEC GOUJON

II-4-7 Culasses

La culasse est fixée dans la partie supérieure du bloc-cylindres, le plus souvent démontable, d'un moteur à pistons alternatifs. Elle ferme le haut des cylindres.

- Un joint de culasse assure généralement l'étanchéité entre la culasse et le bloc cylindre.
- La culasse comporte les orifices d'admission et d'échappement.

Les culasses sont soumises à de fortes contraintes mécaniques, chimiques et thermiques et elles sont soigneusement refroidies.

II-4-8 Vilebrequin

Le vilebrequin est un dispositif mécanique présent notamment sur les moteurs, assurant la transmission de l'énergie générée par le moteur. En tant qu'élément principal du dispositif bielle-manivelle, il permet la transformation du mouvement continu de rotation en un mouvement linéaire rectiligne non uniforme des pistons.

II-4-9 Bielles

La tête de bielle est la partie qui s'articule autour d'un des manetons du vilebrequin, le pied de bielle est la partie de la bielle qui s'articule autour de l'axe de crosse.

II-4-10 Crosses

Appelées aussi coulisseaux, les crosses sont guidées par des guides de crosse qui leur imposent un déplacement rectiligne. Sur chaque crosse est fixée la tige de piston du cylindre considéré.

C'est l'ensemble "bielle + crosse + guide" qui permet de transformer le mouvement de rotation continu du vilebrequin en un mouvement rectiligne alternatif qui est communiqué au piston par la tige de piston.

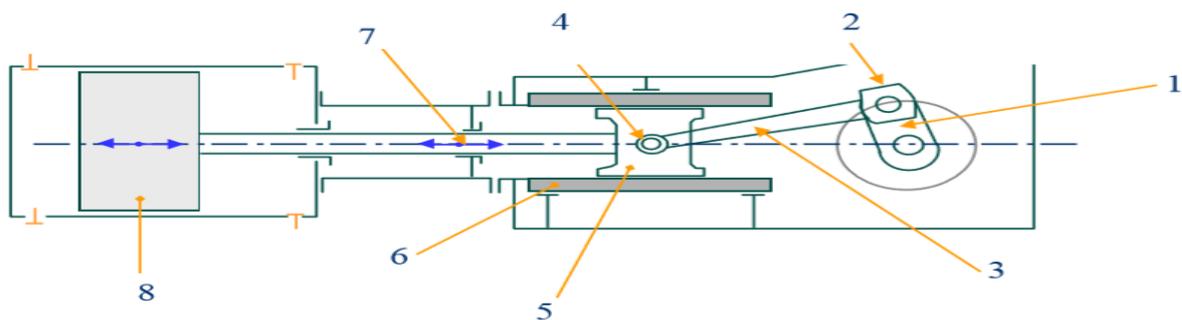


Figure II.10 : Partie mouvement du compresseur alternatif. [9]

- | | | |
|----------------|--------------------------|-------------------|
| 1) Vilebrequin | 4) Liaison crosse/bielle | 7) Tige de piston |
| 2) Vilebrequin | 5) crosse | 8) Piston |
| 3) Bielle | 6) guide de crosse | |

II-5 Circuit d'huile de lubrification des manivelles

L'huile de lubrification doit être immergée dans le carter (capacité de 55 litres) dans le passage spécial indiqué comme « bouchon de remplissage d'huile ».

Ce bouchon monte une soupape anti retour qui laisse échapper la surpression qui s'est accumulée dans le bâti à la valeur maximum de 300 mbars. Le système de lubrification forcée est réalisé par une pompe à engrenages qui aspire l'huile du carter à travers le filtre d'aspiration à résille, l'adresse au filtre de refoulement et, à travers des passages obtenus dans le vilebrequin, l'envoie aux roulements de bielle et, de là, à l'axe et à la crosse.

Après avoir parcourue tout le circuit et avoir lubrifié les parties en mouvement, l'huile retourne par chute dans le carter du bâti où est situé l'échangeur d'huile. Une soupape de pression maximum du type à sphère a la fonction de stabiliser la pression et de protéger le circuit de la pression excessive, aussi bien à cause de la basse température ambiante au départ que pour le débit excessif de la pompe qui varie en fonction du nombre de tours et de points de lubrification.

II-5-1 Filtre à l'huile

Le filtre à résille sur l'aspiration de l'huile est doté de deux petites colonnes magnétiques ayant pour fonction d'arrêter les particules métalliques qui n'ont pas été arrêtées par la résille extérieure. Le filtre en refoulement est du type à cartouche facilement remplaçable de l'extérieur.

Lorsque le filtre commence à se boucher la pression de l'huile commence à descendre jusqu'à atteindre la valeur minimum de fonctionnement de 3 bars. Dès que vous remarquez que cet abaissement de pression, intervenir en remplaçant le filtre.



Figure II.11: Filtre à l'huile. [10]

II-6 Circuit de l'air

Il est indispensable que l'air à comprimer soit exempt de corps étrangers qui doivent être retenus par un filtre efficace monté avant l'entrée dans le compresseur.

Cela est d'une importance fondamentale car si, bien que microscopique, la dureté du corps étranger était supérieure à celle des colliers, celui-ci pourrait être incorporée dans ces colliers en les rendant abrasifs et en risquant ainsi d'endommager la surface des cylindres.

L'air aspiré dans le cylindre de première phase, est comprimé, adressé dans le réfrigérant spécial et acheminé ensuite dans le séparateur de vapeur de condensation.

Dans ce dernier appareil, l'air humide dépose la vapeur de condensation qui s'est formée à la suite du refroidissement dans l'échangeur ; cette vapeur de condensation doit être éliminée par les déchargeurs de condensation automatiques.

L'air ainsi comprimé, refroidi et déshumidifié passe à la phase suivante, le cycle se répète pour tous les stades.

Vérifier périodiquement, et au moins une fois par jour, le bon fonctionnement des déchargeurs de condensation. Il est très important de vérifier le déchargement de la condensation.

Le fonctionnement du compresseur avec de l'eau passant dans les cylindres est la cause d'une usure précoce des éléments d'étanchéité, d'endommagement des soupapes et, même, de rupture des tiges du piston.

II-6-1 Filtre à l'aspiration

Lorsque le compresseur aspire le gaz d'une ambiance normale, l'entrée d'aspiration est protégée contre les poussières par un filtre monté directement sur le cylindre. Les pulsations acoustiques sont atténuées par un silencieux à tubes insonorisant.



Figure II.12: Filtre à air.

II-7 Système de refroidissement

Le système se présente en un circuit fermé avec un échangeur du type tour de refroidissement. Cette dernière est située à l'extérieur du bâtiment. Elle est reliée au compresseur par un réseau de tuyauterie d'eau et à l'armoire de commande par une liaison électrique.

Cependant, un capteur de température placé à la sortie d'eau de la tour de refroidissement arrête le moteur du ventilateur en cas de température d'eau basse, avec mise en route automatique lors d'une élévation de température. La circulation d'eau est réalisée par une pompe installée sur châssis du compresseur.

II-7-1 Tour de refroidissement

Une tour de refroidissement est un échangeur de chaleur par lequel on prélève de la chaleur de l'eau en mettant cette eau en contact avec de l'air.

La transmission de la chaleur se produit par un échangeur de chaleur entre l'air et l'eau et par l'évaporation d'une petite partie de l'eau à refroidi.



Figure II.13: Tour de refroidissement.

II-7-2 Circuit de refroidissement

Le refroidissement est réalisé au moyen de l'eau ou d'un liquide de refroidissement. Les entrées du liquide sont délibérément placées en bas et les sorties en haut pour que l'eau plus chaude et l'air sortent naturellement lors du remplissage.

Dans la partie haute des cylindres est montée une soupape pour l'élimination du coussin d'air qui peut se former par entraînement ; il est donc nécessaire de la contrôler périodiquement, en l'ouvrant jusqu'à ce que l'eau sorte.

La température de l'eau entrant dans les cylindres doit être supérieure de quelques degrés de celle du gaz en aspiration du cylindre, de manière à ce qu'il n'y ait aucune formation de condensation.

La vapeur de condensation dans les cylindres risque d'endommager gravement le compresseur. Cette vapeur de condensation excessive risque de provoquer des coups de liquide nuisibles (coup de bélier).

En outre, en traversant les étanchéités sur la tige, elle risque de provoquer une usure rapide et, en se déposant dans le carter, elle se mélange à l'huile des manivelles en diminuant l'efficacité de la lubrification.

L'usure des colliers et des éléments d'étanchéité peut aussi être provoquée par la présence de vapeur de condensation. Pour éviter la formation de condensation dans les cylindres, régler le débit d'eau en intervenant sur les soupapes.

Le liquide de refroidissement est un mélange d'eau et de produits opportuns servant à empêcher la congélation du liquide aux basses températures et à assurer la protection contre la corrosion.

L'eau de refroidissement doit être du type doux industriel, limpide, exempte de dépôts ou de particules en suspension.

II-8 Refroidissement entre étages

De nombreux compresseurs à plusieurs étages sont équipés de refroidisseurs intermédiaires qui sont chargés d'éliminer entre chaque étage, la chaleur de compression.

II-8-1 Échangeurs

Les échangeurs sont constitués par un faisceau tubulaire (fixe ou amovible) contenu dans une enveloppe. Habituellement les machines sont munies de tuyaux de refroidissement en cuivre (tuyaux version standard), d'un faisceau tubulaire et de plaques tubulaires en acier au carbone.



Figure II.14: Échangeur vue extérieure.

L'air comprimé passe à travers les tuyaux, l'eau de refroidissement circule à contre-courant par rapport au gaz à l'intérieur de l'enveloppe, autour des tuyaux.

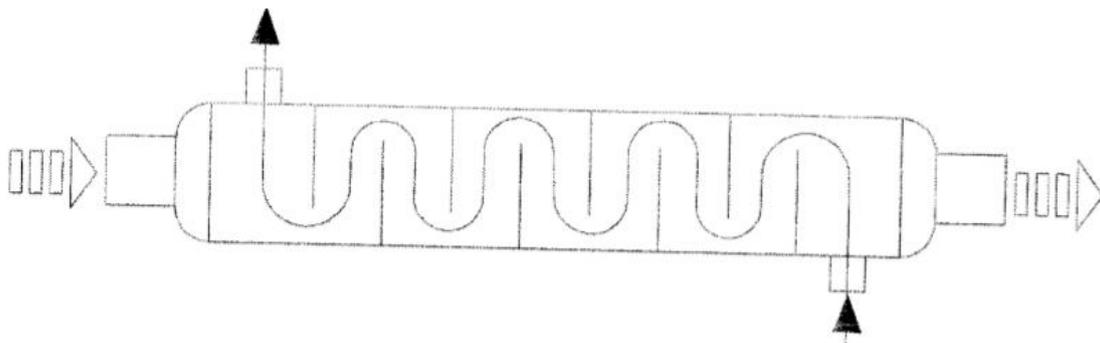


Figure II.15: Échangeur vue intérieure.

Les raccords au circuit de l'eau et les raccords aux circuits de l'air peuvent être filetés (dans les modèles plus petits) ou à brides (dans les modèles plus grands).

II-9 Séparateur de condensat (décanteur)

Le refroidissement de l'air comprimé peut provoquer la condensation de l'eau et de l'huile qui y sont contenus. Ce condensat peut être séparé de l'air à l'aide d'un séparateur de condensat ou d'un filtre.

Il peut être évacué à l'extérieur du système à air comprimé par un dispositif de purge à actionnement automatique à flotteur ou électronique temporisé.

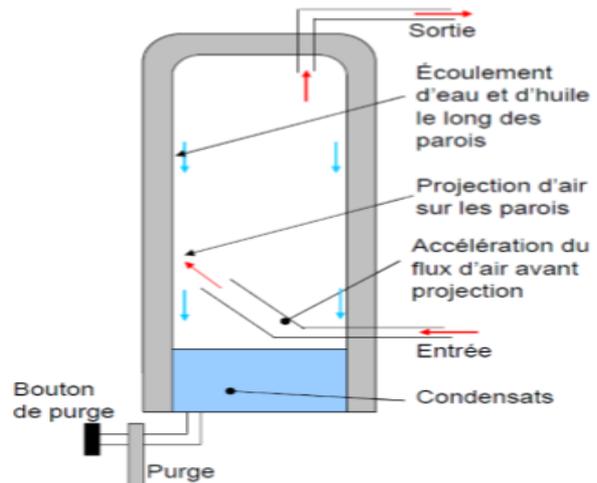


Figure II.16: Séparateur de condensat.

II-9-1 Electrovanne de purge

Une électrovanne est simplement une vanne électriquement actionnée. Tous les séparateurs, sècheurs et réservoirs doivent être équipés de dispositifs de purge destinés à évacuer les condensats liquides du système d'air comprimé, des dispositifs de purge défectueux peuvent laisser s'écouler les équipements finals, des dispositifs de purge mal conçus ou médiocrement entretenus peuvent entraîner des pertes importantes d'air comprimé.



Figure II.17 : Électrovanne.

II-10 Soupapes de sécurité

A chaque étage de compression, on trouve une soupape de sécurité tarée à la pression finale de l'étage de compression, afin d'éviter toute surpression dans le cylindre et éviter la détérioration de celui-ci. La soupape est souvent tarée 10% au dessus de la pression de compression.

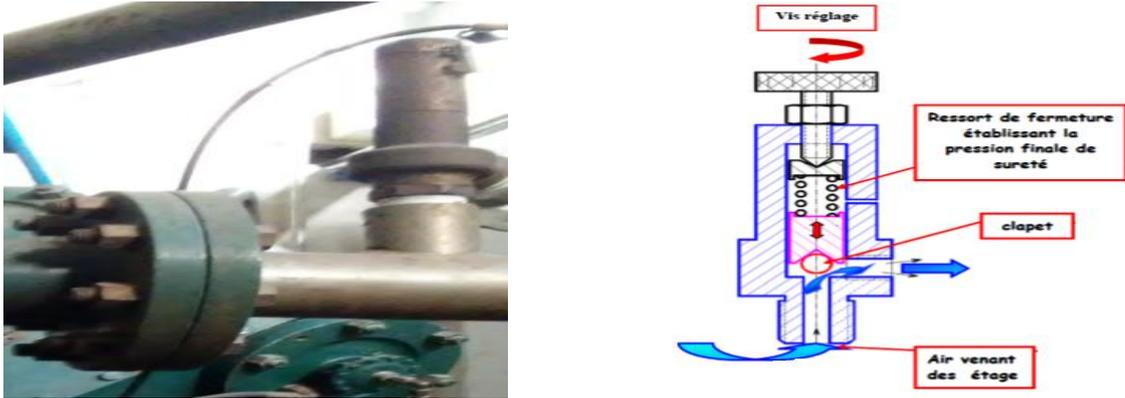


Figure II.18: Soupape de sécurité.

II-10-1 Manomètres

Le contrôle de pression de refoulement inter-étage est effectué par des manomètres qui équipent chaque étage de compression.

II-10-2 Capteurs

❖ Capteur de température air

Il contrôle la température de l'air de refoulement à la sortie de chaque étage de compression, il provoque une alarme ou l'arrêt du compresseur en cas de température haute anormale.

❖ Capteur de température eau

Il contrôle la température de l'eau à la sortie du circuit du compresseur, il provoque l'arrêt du compresseur en cas de température haute anormale.

❖ Capteur de pression air

Il contrôle la pression d'air sur le réservoir.

❖ Capteur de pression huile

Il contrôle la pression de l'huile sur l'arbre du circuit de graissage de la partie mécanique (sur le palier côté volant).il provoque l'arrêt du compresseur en cas de pression basse anormale.

II-10-3 Pression d'exercice

Les pressions d'exercice exposées ci-dessous sont théoriques et elles pourront subir quelques écarts en fonctions des conditions réelles d'exercice.

Nombre de phase	Pression D'exercice [bar]	Pression d'étalonnage De Soupape de sécurité [bar]
1 ^{ère} phase	3.4	4.3
2 ^{ème} phase	12	13
3 ^{ème} phase	42	46

Tableau II.2 : Pression de sortie et d'étalonnage de soupape de sécurité de chaque étage.

II-11 Moteur de pompe à eau

Ce moteur électrique, de type asynchrone, entraîne la pompe à eau de réfrigération du groupe de refroidissement. Il est alimenté au travers d'un discontacteur magnétothermique.

Les moteurs asynchrones parfois appelés moteurs d'induction triphasée représentent au moins 80% des moteurs électriques utilisés couramment ; cela est dû, en grande partie, à leur simplicité de construction, à leur robustesse, à la facilité de démarrage et à d'autres propriétés telles-que :

- Facilité d'entraînement et de maintenance.
- Fiabilité.
- Démarrage direct.

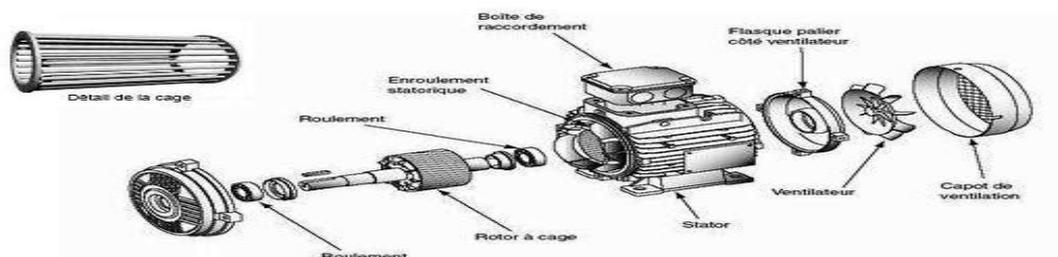


Figure II.19 : Morphologie du moteur asynchrone.

II-12 Moteur d'entraînement

Le moteur série SCe 315-355 est un moteur électrique asynchrone triphasé, dont le couplage se fait par l'intermédiaire d'un démarreur progressif couplé en étoile-triangle. Dans ce cas ce moteur entraîne le vilebrequin qui est lié au compresseur.



Figure II.20 : Moteur d'entraînement série SCe 315-355.

❖ Courroies

C'est des pièces utilisées pour la transmission du mouvement entre le moteur et l'arbre de vilebrequin du compresseur. Dans notre cas la courroie utilisée est une courroie trapézoïdale, la forme de cette dernière donne un bon contact sans glissement, avec les poulies.



Figure II.21 : Courroie trapézoïdale. [11]

II-13 Sécheur d'air

Il permet de réduire de façon importante le taux d'humidité de l'air comprimé provenant du compresseur. [12]



Figure II.22 : Sécheur d'air.

II-14 Réservoir d'air

Un réservoir d'air est nécessaire sur le refoulement de tout compresseur, il est utilisé pour emmagasiner l'air comprimé en provenance du compresseur. Il remplit plusieurs fonctions :

- Faciliter le réglage des limites maximales et minimales de la pression de refoulement, et limiter à une valeur admissible la fréquence des remises en compression.
- Éviter les chutes brutales de pression lors de pointes instantanées de consommation sur le réseau. Le réservoir doit stocker une réserve d'énergie suffisante pour assurer en un temps très court la mise en route d'appareils, à forte consommation instantanée, sans chute dangereuse de pression.
- Fournir un complément de condensation de la vapeur d'eau et d'huile. Le réservoir est équipé d'un rhéostat électronique permettant le réglage de la pression de consigne et l'arrêt et la mise en marche du compresseur.



Figure II.23 : Réservoir d'air.

II-14-1 Régulation en charge / A vide

Le compresseur est délesté lorsque la pression est atteinte. Ce mode de régulation fonctionne généralement avec une vanne à l'aspiration, qui se ferme complètement lorsque le point de consigne haut est atteint ; le moteur continue à tourner mais dans le vide. Lorsque la pression descend au point de consigne bas, la vanne s'ouvre à nouveau totalement et le compresseur fonctionne à charge nominale.



Figure II.24 : Tableau de consigne charge / à vide.

II-15 Équipement entraîné par le compresseur

❖ Réception préforme

Les préformes sont chargées dans une trémie qui alimente la souffleuse à l'aide d'un convoyeur à préforme.

❖ Souffleuse

La souffleuse est une machine entraînée par le compresseur. Afin de réaliser le soufflage et de stériliser en même temps la préforme, un dispositif complet permet d'abord de chauffer la préforme sur toutes ses zones. La préforme passe directement dans le moule où elle sera étirée à basse pression par la tige d'étirage. Puis elle sera soufflée par l'air à haute pression (42 bars) pour obtenir à la fin une bouteille de forme complète.

II-16 Maintenance périodique

✓ Contrôles journaliers

- Pressions et températures du circuit de l'air.
- Fonctionnement correct des soupapes de sortie de l'air de condensation et nettoyage éventuel.
- Pression et température du circuit de l'eau.
- Pression de l'air des instruments.
- Niveau d'huile.
- Pression et température de l'huile.

✓ Contrôles hebdomadaires

- Purge de l'air du circuit de l'eau des culasses.
- Fuite des dispositifs de levage des lève-soupapes.
- Vérifier si les courroies de la transmission sont bien tendues.

✓ Contrôles mensuels

- Nettoyage du filtre à air.
- Contrôler le roulement extérieur du palier de vilebrequin prolongé.
- Graisser les roulements du moteur électrique.

✓ Contrôles semestriels

- Contrôle du bon fonctionnement des instruments.

- Lubrification des roulements du moteur électrique.
- Contrôle général de l'installation.

✓ **Operations annuelles**

- La vidange de l'huile.
- Le remplacement du filtre de refoulement d'huile.
- Le nettoyage des surfaces internes du bâti.
- Lavage et détartrage du circuit de l'eau.

II-17 Conclusion

La description du compresseur série Tempo 1850, nous a permis de bien comprendre les différentes étapes de production et de traitement de l'air comprimé, ainsi que le rôle de chaque constituant dans le cycle de production. Cela nous facilitera la tâche pour l'élaboration d'une analyse fonctionnelle complète du cycle de fonctionnement du Compresseur.

Chapitre III : Étude énergétique

III-1 Introduction

Dans les processus industriels, la compression des gaz est utilisée pour transférer un gaz depuis une zone à basse pression vers une zone à haute pression. Cette compression est obtenue par réduction du volume du gaz par un moyen mécanique. La compression du gaz s'accompagne d'une augmentation de sa température aussi souvent nommée chaleur de compression. Cette augmentation de température en provoquant la dilatation du gaz contribue elle aussi à l'augmentation de pression. Ceci est représenté par la relation de Laplace:

$$PV^n = \text{constant}$$

Le coefficient n représente l'effet de la température sur l'évolution de la pression. Plus la valeur de n est grande, plus l'augmentation de température du gaz est grande, plus son effet est plus grand sur l'évolution de la pression, et l'énergie nécessaire sera aussi plus grande pour réduire le volume du gaz.

III-2 Travail du compresseur [13]

Les fluides sont considérés ici comme des gaz parfaits au sens de la thermodynamique, c'est-à-dire régis par l'équation d'état suivante :

$$PV = mrT \quad (\text{III. 1})$$

Avec :

P : Pression absolue du gaz [Pa]

V : Volume occupé par la masse du gaz [m^3]

T : Température absolue [K]

r : Constante massique du gaz parfait [J/kg.K]

m : Masse de l'air [kg]

Le travail théorique (ou utile) dans le cas d'un système ouvert supposé réversible est défini comme suit :

$$W_{th} = -P_1V_1 - \int_{V_1}^{V_2} PdV + P_2V_2 \quad (\text{III. 2})$$

Le terme $[-P_1V_1 + P_2V_2]$ représente les transformations considérées comme réversibles, qui correspond au travail fourni au fluide par parties mobiles du compresseur.

$$\text{En faisant une intégration par partie : } \int_{V_1}^{V_2} PdV = P_2V_2 - P_1V_1 - \int_{P_1}^{P_2} VdP \quad (\text{III. 3})$$

$$\text{La relation(III.2) devient alors } W_{th} = \int_{P_1}^{P_2} VdP \quad (\text{III. 4})$$

L'expression finale du travail théorique dépend du type de l'évolution de la compression.

III-2-1 Compression isotherme

C'est une transformation s'effectuant à température constante dans le cas où le gaz évoluant est un gaz parfait, pour une unité de masse, on a $P.V = cte$, c'est la loi de Mariotte. L'expression du travail absorbé dans une telle transformation supposée réversible, pour une unité de masse de gaz :

$$W_{th\ is} = rT \ln \frac{V_1}{V_2} = rT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (III. 5)$$

III-2-2 Compression isentropique

Le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (compression adiabatique) et la compression se fait sans perte ni frottement. Le gaz sortant sera plus chaud que le gaz entrant. L'augmentation de température contribue également à l'augmentation de pression. La pression du gaz suit la loi de Laplace:

$$PV^\gamma = cte \quad (III. 6)$$

Avec : $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

Au cours de cette évolution, le gaz de l'état 1 (P_1, V_1, T_1) est amené à l'état 2 (P_2, V_2, T_2).

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \quad \text{D'où} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} \quad (III. 7)$$

L'expression du travail pour telle évolution sachant que $P_1 V_1 = rT_1$

$$W_{th\ ad} = \frac{r(T_2 - T_1)}{\gamma - 1} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{\gamma - 1} \quad (III. 8)$$

III-2-3 Compression polytropique

L'analyse des transformations réelles des gaz en évolution montre qu'elle peut être représentée par des courbes (figure III.1) comprises (en générale) entre l'isotherme et l'adiabatique.

On a alors introduit une nouvelle formule d'évolution dite polytropique régie par la loi suivante :

$$PV^n = C^{cte} \quad (III. 9)$$

n Désigne le coefficient polytropique tel que $1 < n < \gamma$

On trouve les mêmes formules établies précédemment on remplaçant γ par n :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} \quad (\text{III. 10})$$

Si la transformation est réversible.

$$W_{th\,POL} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III. 11})$$

Les trois compressions sont représentées sur le graphe suivant :

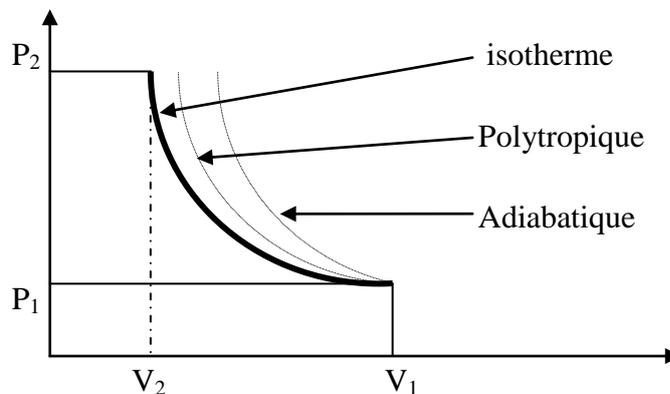


Figure III.1: Évolutions thermodynamiques.

Le travail réel, du fait des irréversibilités des transformations, est toujours supérieur au travail calculé à partir des expressions précédentes. Ce travail réel alors égal au rapport du travail pour une évolution considérée comme réversible par le rendement correspondant, isothermique η_{is} , isentropique η_a , polytropique η_n

$$W_r = \frac{W_{th\,is}}{\eta_{is}}, W_r = \frac{W_{th\,ad}}{\eta_a}, W_r = \frac{W_{th\,pol}}{\eta_n} \quad (\text{III. 12})$$

De même, on définit un rendement mécanique η_m pour tenir compte des différentes pertes par frottement dans le compresseur, le travail sur l'arbre du compresseur W_a , pour l'unité de masse de fluide comprimé, est donné par l'expression suivante :

$$W_a = \frac{W_r}{\eta_m} \quad (\text{III. 13})$$

III-2-4 Comparaison du travail consommé au cours des différentes évolutions

Comparons le rapport entre le travail massique polytropique W'_n et le travail massique isotherme W'_θ .

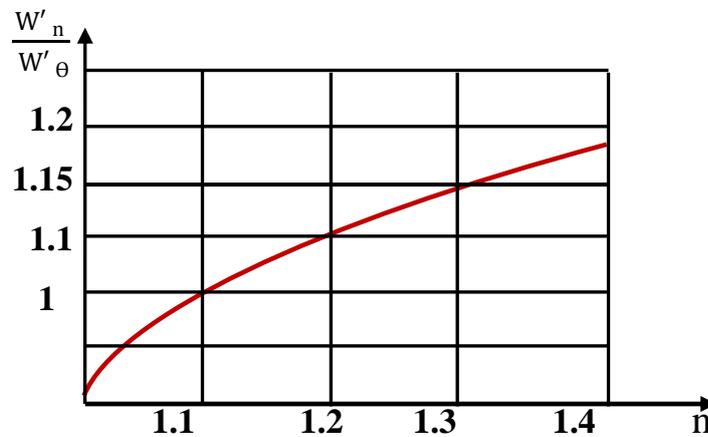


Figure III.2 : Comparaison du travail massique. [14]

III-3 Caractéristiques géométrique du compresseur

III-3-1 Surface du piston

(Côté piston) :

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{III. 14})$$

(Côté tige) :

$$F' = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (\text{III. 15})$$

III-3-2 Volume d'une course du piston

(Côté piston) :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (\text{III. 16})$$

(Côté tige) :

$$V_h' = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} S \quad (\text{III. 17})$$

III-3-3 Cylindrée

C'est le volume des cylindres entre les points morts bas et points morts hauts des pistons.

$$C = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot N \quad (\text{III. 18})$$

Avec :

D : Diamètre du cylindre.

S : La course du piston.

N : Le nombre de cylindres du compresseur.

C : La cylindrée du compresseur (unité de S.I en [m³]).

III-3-4 Volume balayé

Il représente le volume balayé par les pistons pendant 1 heure.

(Côté piston) :

$$V_b = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot N \cdot \dot{n} \quad (\text{III. 19})$$

(Côté tige) :

$$V_b' = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot S \cdot N \cdot \dot{n} \quad (\text{III. 20})$$

III-3-5 Taux de compression

C'est le rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration, il peut nous indiquer les degrés d'usure des clapets et des segments.

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{III. 21})$$

III-3-6 Rendement volumétrique

La présence d'un espace nuisible dans le compresseur provoque un retard à l'aspiration (détente des vapeurs haute pression contenue dans le cylindre après la compression), le rapport de volume réellement aspiré par rapport au volume que le compresseur pourrait aspirer s'il n'y avait pas d'espace nuisible est appelé rendement volumétrique.

$$\eta_v = 1 - a \left(\tau^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \quad (\text{III. 22})$$

Avec :

a : Volume relatif à l'espace nuisible.

III-3-7 Débit volumique aspiré

C'est le volume réellement aspiré et mis en mouvement par le compresseur.

Simple effet :

$$V_{as} = \text{Volume balayé} \times \eta_v \quad (\text{III. 23})$$

$$V_{as} = \frac{\pi D^2}{4} \times S \times N \times \frac{\dot{n}}{60} \times \eta_v \quad (\text{III. 24})$$

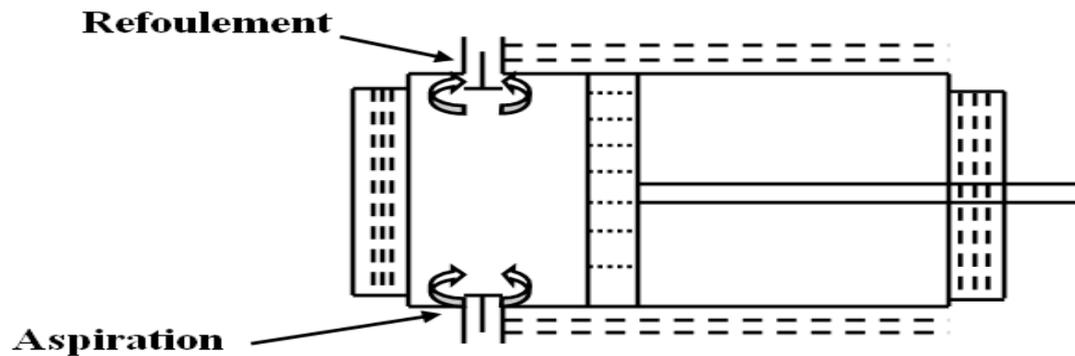


Figure III.3 : Piston à simple effet.

Double effet :

$$\begin{aligned} V_{as}' &= (F + F - f) \times S \times N \times \frac{\dot{n}}{60} \times \eta_v \\ V_{as}' &= (2F - f) \times S \times N \times \frac{\dot{n}}{60} \times \eta_v \end{aligned} \quad (\text{III. 25})$$

Avec :

\dot{n} : vitesse de rotation

F : Surface du piston.

f : Surface de la tige du piston.

Unités du SI : m^3/s Unités utilisées dans l'industrie : m^3/h

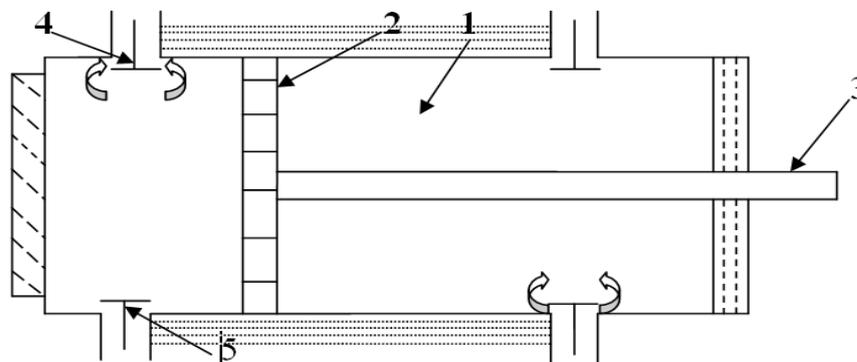


Figure III.4 : Piston à double effet.

1. Cylindre, 2. Piston, 3. Tige du piston, 4. Soupape de refoulement, 5. Soupape d'aspiration

III-3-8 Débit massique

C'est la masse de fluide réellement mis en mouvement par le compresseur.

$$Q_m = \frac{P_a \cdot Q_v}{rT_a} \quad (\text{III. 26})$$

Avec :

Q_v : Débit volumique horaire [m^3/h].

P : La pression d'aspiration [Pa].

Unités du SI : K_g/s . Unités utilisées dans l'industrie : K_g/h

III-3-9 Pression moyenne indiquée (P_{mi})

C'est la pression moyenne qui aurait régné dans le cylindre pendant un tour de l'arbre. Elle est déduite du diagramme de fonctionnement du compresseur.

III-3-10 Travail indiqué

C'est le travail du piston pour faire passer l'air comprimé d'une pression initiale à une pression finale .

$$W_i = P_{mi} \cdot V_h$$

(Côté piston) :

$$W_i = P_{mi} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (\text{III. 27})$$

(Côté tige) :

$$W_i = P_{mi} \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot S \quad (\text{III. 28})$$

III-3-11 Puissance indiquée du compresseur

C'est la puissance transmise par le piston aux gaz à l'intérieur du cylindre.

$$\dot{W}_i = P_{mi} \cdot V_h \cdot \frac{\dot{n}}{60} \cdot N \quad (\text{III. 29})$$

III-3-12 Rendement indiqué η_i

Ce rendement caractérise la compression réelle du fluide par rapport à la compression théorique.

$\eta_i = 0.6 \dots \dots \dots 0.75$ Rendement indiqué du compresseur [16].

III-3-13 Rendement mécanique η_M

C'est le rapport de la puissance indiquée à la puissance effective fournie sur l'arbre du compresseur.

$\eta_M = 0.85 \dots \dots 0.95$: Rendement mécanique du compresseur.

III-3-14 Rendement effectif du compresseur η_{eff}

$$\eta_{eff} = \eta_i \times \eta_M \quad (III.30)$$

III-3-15 Puissance effective du compresseur

C'est la puissance consommée à l'arbre du compresseur, elle est supérieure à la puissance indiquée par les pertes mécaniques.

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_i}{\eta_M} \quad (III.31)$$

\dot{W}_e : Puissance effective en [W].

III-4 Cycle théorique d'un compresseur à pistons

L'étude théorique est basée sur les hypothèses suivantes :

- ❖ Espace mort (l'espace résiduel entre le PMH et le fond du cylindre) est nul.
- ❖ Les pertes thermiques sont nulles.

Le cycle de travail par tour dans un cylindre de compresseur passe successivement par les phases suivantes :

1^{ère} phase : Aspiration

Elle se fait à la pression atmosphérique P_1 , pendant laquelle le volume augmente de 0 à V_1 , l'admission de l'air dans le cycle se fait par clapet qui s'ouvre sous l'effet de la différence de pression entre l'intérieur du cylindre et l'extérieur.

2^{ème} phase : Compression

L'élévation de la pression de l'air dans le cylindre de P_1 à P_2 , engendré par la diminution du volume occupé par l'air de V_1 à V_2 est dite compression. Pendant cette phase de compression, les clapets se ferment.

III-6 Compresseur tri étagé [15]

Les compresseurs à plus de deux étages sont utilisés pour la charge des réservoirs de démarrages des moteurs ou des bouteilles d'air comprimé. Le compresseur tri étagé est utilisé pour une pression de refoulement de 25 à 200 bars.

La recherche du meilleur rendement conduit à choisir un même taux de compression dans chaque cylindre.

En effet pour un compresseur tri étagé la pression initiale P_1 et la pression finale P_4 sont fixées, mais le choix des pressions intermédiaire P_2 et P_3 est libre, d'autre part, si nous admettons que grâce aux refroidisseurs les températures d'entrées d'air sont les mêmes pour les trois étages, nous pouvons écrire pour les travaux W_1, W_2, W_3 par joule dans chaque étage.

III-7 Travail théorique du compresseur

III-7-1 Travail théorique du 1^{er} étage

$$W_{th1} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} r T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III. 32})$$

III-7-2 Travail théorique du 2^{eme} étage

$$W_{th2} = \frac{n}{n-1} r T_3 \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III. 33})$$

III-7-3 Travail théorique du 3^{eme} étage

$$W_{th3} = \frac{n}{n-1} r T_5 \left[\left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III. 34})$$

III-7-4 Travail théorique global

$$W_{th.g} = W_{th1} + W_{th2} + W_{th3} \quad (\text{III. 35})$$

III-8 Travail réel du compresseur

$$W_r = \frac{W_{th.g}}{\eta_{eff}} \quad (\text{III. 36})$$

III-9 Puissance du compresseur

$$\dot{W} = Q_m \times W_r \quad (\text{III. 37})$$

III-10 Quantité de chaleur cédée dans chaque étage

$$Q_c = Q_m \cdot C_v \frac{n - \gamma}{n - 1} (T_2 - T_1) \quad (\text{III. 38})$$

III-11 Quantité de chaleur cédée dans chaque réfrigérateur par le refroidissement isobare

$$Q_{ech} = Q_m \cdot C_{p_m} (T_2 - T_1) \quad (\text{III. 39})$$

III-12 Surface d'échange du réfrigérateur (échangeur)

$$S_{\text{réf}} = \frac{Q_{ech}}{h \cdot \Delta T_{LM}} \quad (\text{III. 40})$$

h : Coefficient d'échange global [$W/m^2 \cdot K$].

III-13 Compression polytropique dans un compresseur à trois étages.

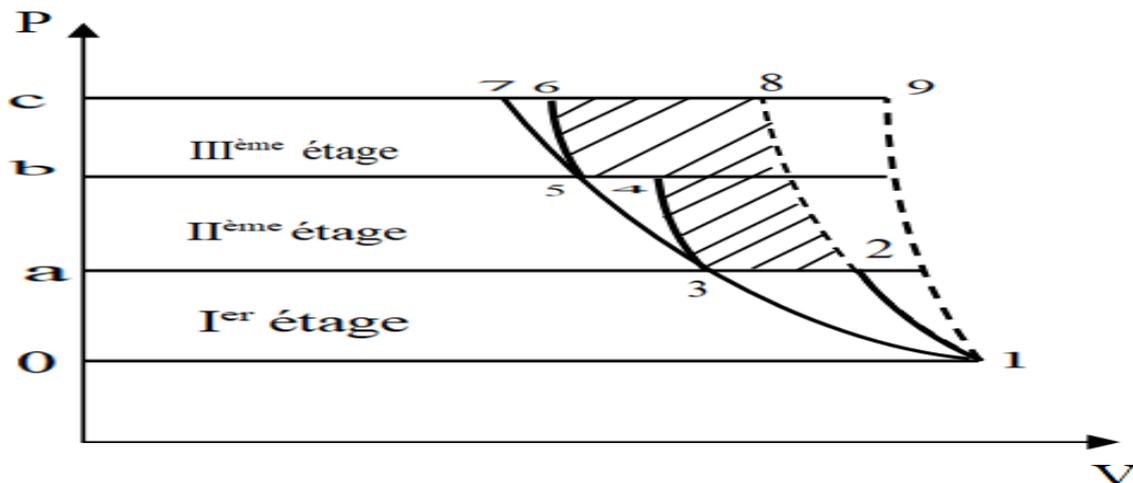


Figure III.7 : Diagramme dynamique d'une compression poly tropique dans un compresseur à 3 étages.

(0- 1-2-a) : Aspiration, la compression et le refoulement dans le 1^{er} réfrigérateur sous une pression P_{II} .

(a-3) : Aspiration dans le cylindre du 2^{ème} étage.

(2-3) : Diminution du volume, $\Delta V = V_2 - V_3$ suite au refroidissement isobare dans le 1^{er} réfrigérateur.

(3-4) : Compression dans le cylindre du 2^{ème} étage sous une augmentation de pression de P_{II} à P_{III} .

(4-b) : Refoulement dans le 2^{ème} réfrigérateur sous une pression P_{III} .

(b-5) : Aspiration dans le cylindre du 3^{ème} étage.

(4-5) : Diminution du volume $\Delta V = V_4 - V_5$ suite au refroidissement dans le 2^{ème} réfrigérateur.

(5-6-c) : Compression et refoulement dans le cylindre du 3^{ème} étage vers le réservoir de haute pression.

(1-3-5-7) : Représente la compression isothermique d'un seul étage

(1-2-8) : Représente la compression polytropique sous $n < \gamma$

(234682) : Représente le travail gagné dans le compresseur multi étage.

III-14 Répartition de chute de pression entre les étages du compresseur

Au cours du dimensionnement des compresseurs :

- 1) Dans les réfrigérateurs, le refroidissement du gaz est soumis à une seule température égale à la température d'entrée T_1 .

En déduit : $T_1 = T_2 = T_5$

- 2) Le rapport de pression dans tous les étages est souvent pris égal à une seule valeur.

C'est-à-dire :

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} = x \quad (\text{III. 41})$$

En cas d'égalité des températures initiales et les exposants polytropiques, les températures finales doivent être égales c'est-à-dire : $T_2 = T_4 = T_6$

De cela on déduit :

$$\frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_4}{P_3} \cdot \frac{P_6}{P_5} = x^3 \quad \text{comme} \quad P_2 = P_3 \text{ et } P_4 = P_5$$

Pour Z étage :

$$x = \sqrt[Z]{\frac{P_{ref}}{P_{asp}}} x^3 = \frac{P_6}{P_1} x = \sqrt[3]{\frac{P_6}{P_1}} \quad (\text{III. 42})$$

III-15 Détermination des volumes d'un compresseur à plusieurs étages

$$P_2 = P_1 \cdot x$$

$$P_4 = x \cdot P_3 = x \cdot P_2 = x(xP_1) = x^2 P_1$$

$$P_6 = xP_5 = xP_4 = x^3 P_1$$

D'après le schéma on a : $P_1 V_1 = P_3 V_3 = P_5 V_5$

$$V_3 = V_1 \frac{P_1}{P_3} = V_1 \frac{P_1}{P_2} = \frac{V_1}{x} \quad (\text{III. 43})$$

$$V_5 = V_3 \frac{P_3}{P_5} = V_3 \frac{P_3}{P_4} = \frac{V_1}{x} \frac{1}{x} = \frac{V_1}{x^2}$$

Le volume des étages diminue suivant une suite géométrique.

III-16 Conclusion

L'étude énergétique du présent chapitre nous a permis de définir les différentes caractéristiques géométriques, mécaniques et qualitatives du compresseur qui vont servir aux calculs thermodynamiques.

Chapitre IV : Calculs et interprétations des résultats

IV-1 Introduction

Le calcul thermodynamique du compresseur à pistons est effectué pour une approche afin de vérifier les paramètres thermodynamiques du compresseur en service (tempo 1850). La vérification des paramètres et des caractéristiques permet de justifier le choix de compresseur pour des conditions d'un procédé technologique.

IV-2 Paramètres de fonctionnement

1^{er} étage	
Pression d'aspiration ; en [bar]	Pa = 1.013
Pression de refoulement ; en [bar]	Pr = 3.4
Température d'aspiration ; en [K]	Ta = 303
Température de refoulement ; en [K]	Tr = 423
2^{eme} étage	
Pression d'aspiration ; en [bar]	Pa = 3.4
Pression de refoulement ; en [bar]	Pr = 12.00
Température d'aspiration ; en [K]	Ta = 313
Température de refoulement ; en [K]	Tr = 443
3^{eme} étage	
Pression d'aspiration ; en [bar]	Pa = 12.00
Pression de refoulement ; en [bar]	Pr = 42
Température d'aspiration ; en [K]	Ta = 313
Température de refoulement ; en [K]	Tr = 449

Tableau IV.1 : Paramètres de fonctionnement du compresseur.

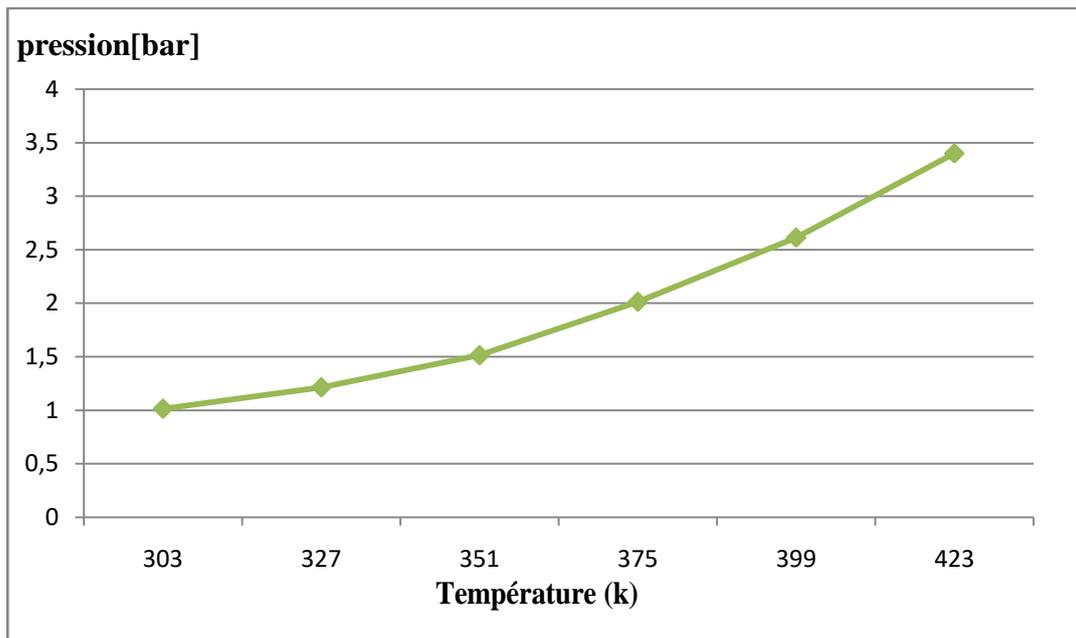
1^{er} étage

Figure IV.1: Variation de la pression en fonction de la température du 1^{er} étage.

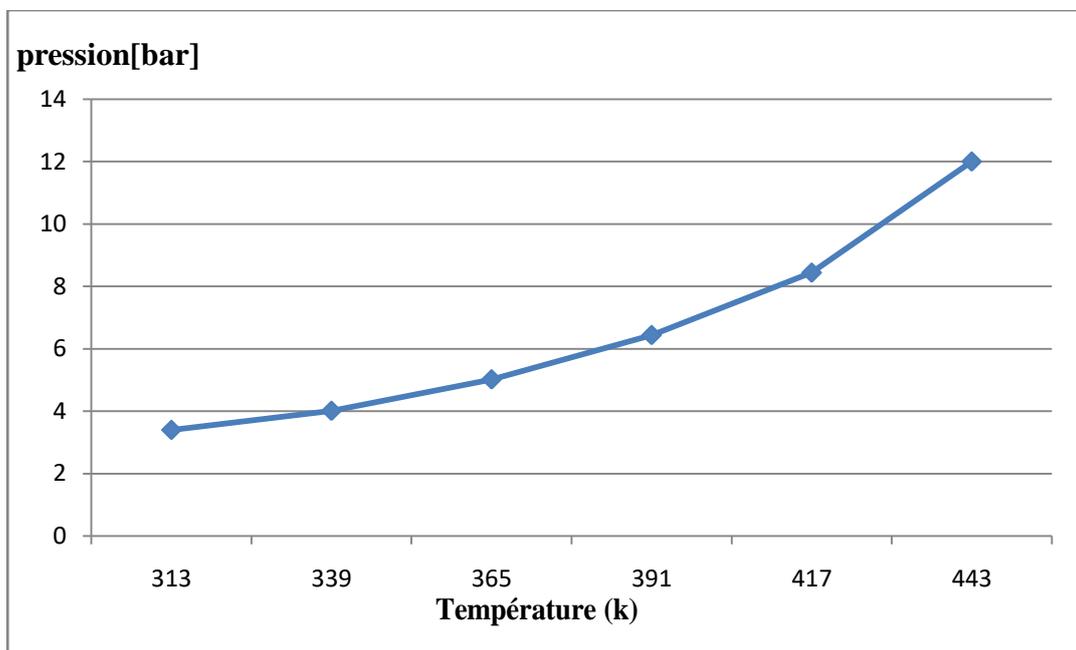
2^{eme} étage

Figure IV.2 : Variation de la pression en fonction de la température du 2^{eme} étage.

3^{ème} étage

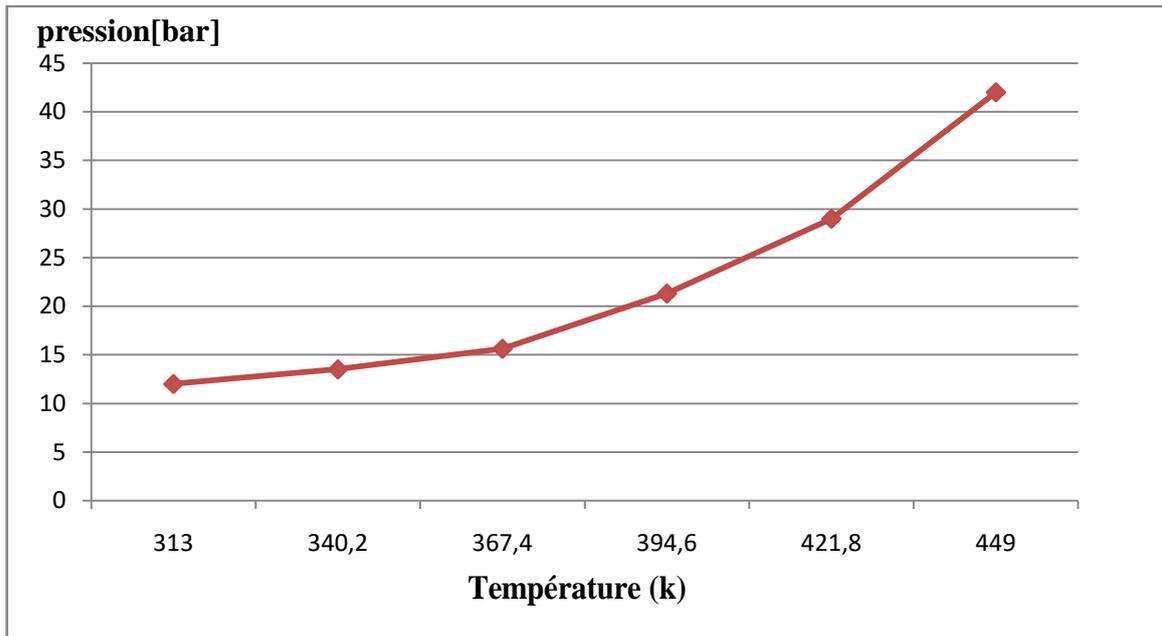


Figure IV.3 : Variation de la pression en fonction de la température du 3^{ème} étage.

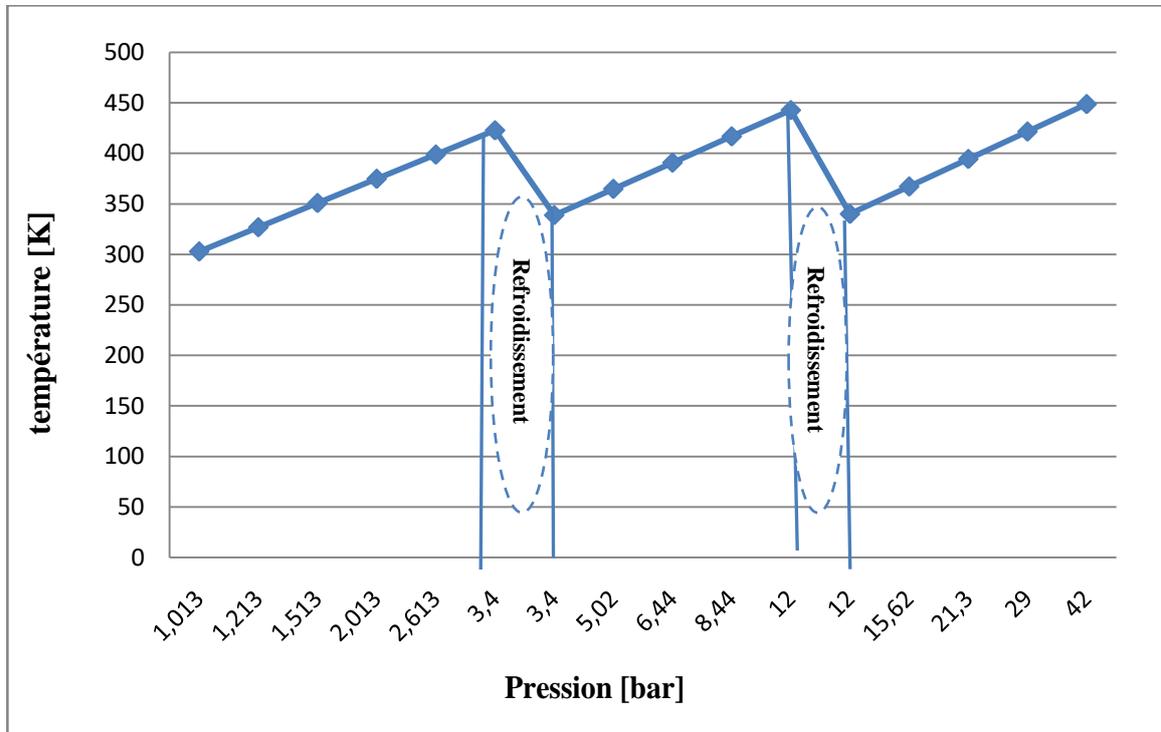


Figure IV.4 : Variation de la pression en fonction de la température du compresseur.

IV-3 Interprétation des résultats

Nous remarquons que la température augmente durant la 1^{ère} phase de compression de 303K jusqu'à 423K et cela est dû à l'augmentation de pression de 1.013bar jusqu'à 3.4bar dans le 1^{er} étage. Cette température diminue après le refoulement du 1^{er} étage jusqu'à 313k, cette diminution est obtenue par un refroidissement sans pour étant diminué la pression.

On remarque que la température durant la 2^{ème} phase de compression augmente de 313K jusqu'à 443K et cela est dû à une augmentation de pression d'une valeur de 3.4 bar jusqu'à 12 bar dans le 2^{ème} étage.

Cette température diminue après le refoulement du 2^{ème} étage jusqu'à 313k. Cette baisse de température est obtenue par un refroidissement isobare par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur.

Dans le dernier étage on remarque que la température augmente une autre fois pour atteindre une valeur de 449K et cela est dû à une augmentation de pression dans le 3^{ème} étage de 12 bar à une pression maximale de 42 bar.

IV-4 Données techniques du compresseur

Les données techniques du compresseur à pistons (Tempo 1850) qui vont servir aux calculs ont été tirées directement de la fiche technique. Ces données sont illustrées dans le tableau IV.2.

Les données	L'unité	valeur
Diamètre du 1 ^{er} piston	[m]	0.5
Diamètre du 2 ^{ème} piston	[m]	0.275
Diamètre du 3 ^{ème} piston	[m]	0.150
Diamètre de la tige du piston	[m]	0.055
La course du piston	[m]	0.135
Vitesse de rotation	[tr/mn]	750
Espace nuisible	/	0.11

Tableau IV.2 : Données techniques du compresseur.

IV-5 Calcul des caractéristiques du compresseur [16]

IV-5-1 Surface du piston

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.14) et (III.15)

1^{er} étage

(Côté piston) :

$$F_1 = \frac{3.14 \times 0.5^2}{4} = 0.196 \text{ m}^2 \quad (\text{IV. 1})$$

(Côté tige) :

$$F'_1 = \frac{3.14(0.5^2 - 0.055^2)}{4} = 0.194 \text{ m}^2 \quad (\text{IV. 2})$$

2^{eme} étage

(Côté piston) :

$$F_2 = \frac{3.14 \times 0.275^2}{4} = 0.059 \text{ m}^2 \quad (\text{IV. 3})$$

(Côté tige) :

$$F'_2 = \frac{3.14(0.275^2 - 0.055^2)}{4} = 0.057 \text{ m}^2 \quad (\text{IV. 4})$$

3^{eme} étage

(Côté piston) :

$$F_3 = \frac{3.14 \times 0.150^2}{4} = 0.018 \text{ m}^2 \quad (\text{IV. 5})$$

(Côté tige) :

$$F'_3 = \frac{3.14(0.150^2 - 0.055^2)}{4} = 0.015 \text{ m}^2 \quad (\text{IV. 6})$$

IV-5-2 Volume d'une course du piston

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.16) et (III.17)

1^{er} étage

(Côté piston) :

$$V_{h1} = \frac{3.14 \times 0.5^2}{4} \times 0.135 = 0.0265 \text{ m}^3 \quad (\text{IV. 7})$$

(Côté tige) :

$$V'_{h1} = \frac{3.14(0.5^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 = 0.0262 \text{ m}^3 \quad (\text{IV. 8})$$

2^{eme} étage**(Côté piston) :**

$$V_{h2} = \frac{3.14 \times 0.275^2}{4} \times 0.135 = 0.008 \text{ m}^3 \quad (\text{IV. 9})$$

(Côté tige) :

$$V'_{h2} = \frac{3.14(0.275^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 = 0.00769 \text{ m}^3 \quad (\text{IV. 10})$$

3^{eme} étage**(Côté piston) :**

$$V_{h3} = \frac{3.14 \times 0.150^2}{4} \times 0.135 = 0.00238 \text{ m}^3 \quad (\text{IV. 11})$$

(Côté tige) :

$$V'_{h3} = \frac{3.14(0.150^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 = 0.00206 \text{ m}^3 \quad (\text{IV. 12})$$

IV-5-3 Volume balayé (débit théorique)

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.19) et (III.20)

1^{er} étage**(Côté piston) :**

$$V_{b1} = \frac{3.14 \times 0.5^2}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.331 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV. 13})$$

(Côté tige) :

$$V'_{b1} = \frac{3.14(0.5^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.327 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV. 14})$$

2^{eme} étage**(Côté piston) :**

$$V_{b2} = \frac{3.14 \times 0.275^2}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.1 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV. 15})$$

(Côté tige) :

$$V'_{b2} = \frac{3.14(0.275^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.096 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV.16})$$

3^{eme} étage

(Côté piston) :

$$V_{b3} = \frac{3.14 \times 0.150^2}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.0298 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV.17})$$

(Côté tige) :

$$V'_{b3} = \frac{3.14(0.150^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.0257 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV.18})$$

IV-5-4 Taux de compression

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.21)

$$\tau = \frac{3.4}{1.013} = 3.36 \quad (\text{IV.19})$$

IV-5-5 Rendement volumétrique

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.22)

$$\eta_V = 1 - 0.11 \left(3.36^{\left(\frac{1}{1.3}\right)} - 1 \right) = 0.83 \quad (\text{IV.20})$$

IV-5-6 Débit volumique aspiré

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.25)

1^{er} étage

$$V_{as1} = (2 \times 0.196 - 0.00237) \times 0.135 \times \frac{750}{60} \times 0.83 = 0.546 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV.21})$$

2^{eme} étage

$$V_{as2} = (2 \times 0.059 - 0.00237) \times 0.135 \times \frac{750}{60} \times 0.83 = 0.162 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV.22})$$

3^{eme} étage

$$V_{as3} = (2 \times 0.018 - 0.00237) \times 0.135 \times \frac{750}{60} \times 0.83 = 0.047 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV.23})$$

IV-5-7 Résultats des calculs

Caractéristiques géométriques	1 ^{er} étage		2 ^{eme} étage		3 ^{eme} étage	
	Côté piston	Côté tige	Côté piston	Côté tige	Côté piston	Côté tige
Surface [m ²]	0.196	0.194	0.059	0.057	0.018	0.015
Volume d'une course du piston [m ³]	0.0265	0.0262	0.008	0.00769	0.00238	0.00206
Le volume balayé (théorique) [m ³ /s]	0.331	0.327	0.1	0.096	0.0298	0.0257
Le débit volumique aspiré [m ³ /s]	0.546		0.162		0.047	

Tableau IV.3: Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur.**IV-6 Application :**

L'étude réelle pour une compression tri étagée sera faite sur le compresseur à pistons série tempo 1850.

Pour une vitesse de rotation de 750 tr/min, un rendement mécanique $\eta_M = 0.91$ et un rendement indiqué $\eta_i = 0.75$ le compresseur délivre de l'air comprimé à une pression maximale de 42 bar avec un débit volumique de 1850 m³/h.

Les pressions et les températures intermédiaires sont illustrées dans le tableau (IV.1)

IV-6-1 Calcul du travail théorique de chaque étage du compresseur

Comme le compresseur dispose d'un échangeur de chaleur qui assure son refroidissement, la transformation associée à la compression de l'air est une transformation polytropique et pour un compresseur bien refroidi on prend $n = 1.3$

n : Coefficient polytropique.

IV-6-1-1 Détermination de la constante d'air

$$r = \frac{R}{M} = \frac{8.314}{29 \times 10^{-3}} = 286.7 \text{ J/kg.K} \quad (\text{IV.24})$$

IV-6-1-2 Calcul du travail théorique du 1^{er} étage

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.32)

$$W_{th1} = \frac{1.3}{1.3 - 1} \times 286.7 \times 303 \left[\left(\frac{3.4}{1.013} \right)^{\frac{0.3}{1.3}} - 1 \right] = 121.351 \text{ KJ/kg} \quad (\text{IV.25})$$

IV-6-1-3 Calcul du travail théorique du 2^{eme} étage

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.33)

$$W_{th2} = \frac{1.3}{1.3 - 1} \times 286.7 \times 313 \left[\left(\frac{12}{3.4} \right)^{\frac{0.3}{1.3}} - 1 \right] = 131.359 \text{ KJ/kg} \quad (\text{IV.26})$$

IV-6-1-4 Calcul du travail théorique du 3^{eme} étage

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.34)

$$W_{th3} = \frac{1.3}{1.3 - 1} \times 286.7 \times 313 \left[\left(\frac{42}{12} \right)^{\frac{0.3}{1.3}} - 1 \right] = 130.355 \text{ KJ/kg} \quad (\text{IV.27})$$

IV-6-1-5 Calcul du travail théorique global du compresseur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.35)

$$W_{th.g} = 121.351 + 131.359 + 130.355 = 383.065 \text{ KJ/kg} \quad (\text{IV.28})$$

IV-6-2 Calcul du rendement effectif

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.30)

$$\eta_{eff} = \eta_i \times \eta_M = 0.75 \times 0.91 = 0.68 \quad (\text{IV.29})$$

IV-6-3 Calcul du travail réel de chaque étage du compresseur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.36)

IV-6-3-1 Calcul du travail réel du 1^{er} étage

$$W_{r1} = \frac{121.351}{0.68} = 178.457 \text{ KJ}/k_g \quad (\text{IV. 30})$$

IV-6-3-2 Calcul du travail réel du 2^{eme} étage

$$W_{r2} = \frac{131.359}{0.68} = 193.175 \text{ KJ}/k_g \quad (\text{IV. 31})$$

IV-6-3-3 Calcul du travail réel du 3^{eme} étage

$$W_{r3} = \frac{130.355}{0.68} = 191.698 \text{ KJ}/k_g \quad (\text{IV. 32})$$

IV-6-3-4 Calcul du travail réel global du compresseur

$$W_{r.g} = W_{r1} + W_{r2} + W_{r3}$$

$$W_{r.g} = 178.457 + 193.175 + 191.698 = 563.33 \text{ KJ}/k_g \quad (\text{IV. 33})$$

IV-6-4 Calcul du débit massique

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.26)

$$Q_m = \frac{1.013 \times 10^5 \times 1850/3600}{286.7 \times 303} = 0.598 \text{ kg}/s \quad (\text{IV. 34})$$

IV-6-5 Calcul de la puissance de chaque étage du compresseur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.37)

IV-6-5-1 Calcul de la puissance au 1^{er} étage

$$\dot{w}_1 = Q_m \times W_{r1}$$

$$\dot{w}_1 = 0.598 \times 178.457 = 106.72 \text{ kW} \quad (\text{IV. 35})$$

IV-6-5-2 Calcul de la puissance au 2^{eme} étage

$$\dot{w}_2 = Q_m \times W_{r2}$$

$$\dot{w}_2 = 0.598 \times 193.175 = 115.51 \text{ kW} \quad (\text{IV. 36})$$

IV-6-5-3 Calcul de la puissance au 3^{eme} étage

$$\dot{w}_3 = Q_m \times W_{r3}$$

$$\dot{w}_3 = 0.598 \times 191.698 = 114.63 \text{ kW} \quad (\text{IV. 37})$$

IV-6-5-4 Calcul de la puissance global du compresseur

$$\dot{w}_g = \dot{w}_1 + \dot{w}_2 + \dot{w}_3$$

$$\dot{w}_g = 106.72 + 115.51 + 114.63 = 336.86 \text{ kW} \quad (\text{IV. 38})$$

IV-6-6 Calcul de la puissance effective de chaque étage du compresseur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.31)

IV-6-6-1 Calcul de la puissance effective au 1^{er} étage

$$\dot{w}_{e1} = \frac{\dot{w}_1}{\eta_M} = \frac{106.72}{0.91} = 117.27 \text{ kW} \quad (\text{IV. 39})$$

IV-6-6-2 Calcul de la puissance effective au 2^{eme} étage

$$\dot{w}_{e2} = \frac{\dot{w}_2}{\eta_M} = \frac{115.51}{0.91} = 126.93 \text{ kW} \quad (\text{IV. 40})$$

IV-6-6-3 Calcul de la puissance effective au 3^{ème} étage

$$\dot{w}_{e3} = \frac{\dot{w}_3}{\eta_M} = \frac{114.63}{0.91} = 125.96 \text{ kW} \quad (\text{IV. 41})$$

IV-6-6-4 Calcul de la puissance effective global du compresseur

$$\dot{w}_{eg} = \dot{w}_{e1} + \dot{w}_{e2} + \dot{w}_{e3}$$

$$\dot{w}_{eg} = 117.27 + 126.93 + 125.96 = 370.16 \text{ kW} \quad (\text{IV. 42})$$

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau (IV.4) :

Paramètres	1 ^{er} étage	2 ^{ème} étage	3 ^{ème} étage	Total
Travail théorique (KJ/Kg)	121.351	131.359	130.355	383.065
travail réel (KJ/Kg)	178.457	193.175	191.698	563.33
Puissance du compresseur (KW)	106.72	115.51	114.63	336.86
Puissance effective (KW)	117.27	126.93	125.96	370.16

Tableau IV.4 : Résultats de calcul.

Paramètres	Calculs thermodynamique	Données du constructeur	Erreur %
La puissance du compresseur (KW)	336.86	335	0.55
La puissance effective du Compresseur (KW)	370.16	375	1.2

Tableau IV.5 : Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur.

IV-7 Validation des résultats

A fin de permettre de valider nos calculs thermodynamiques, on a comparé nos résultats avec ceux du constructeur du compresseur série (tempo 1850) tiré du tableau (II.1). Les écarts de calculs de la puissance du compresseur et la puissance effective par rapport au constructeur sont notamment faible, ces écarts sont dus aux différences des conditions de l'air comprimé (température, pression).

On constate que nos résultats sont en bonne concordance avec ceux du constructeur comme l'indique le tableau (IV.5), donc les résultats sont acceptables pour une étude estimative.

IV-8 Choix de la pompe de refroidissement

IV-8-1 Données techniques

La vitesse de rotation [tr/min]	La hauteur de refoulement [m]	Température d'entrée (eau) à l'échangeur [K]	Température de sortie (eau) de l'échangeur [K]	Capacité calorifique massique De l'eau [KJ/Kg]	Le débit de la pompe [m ³ /h]	La puissance absorbée de la pompe [KW]	La masse volumique de l'eau [kg/m ³]
2900	31	298	306	4.2	15-30	3	1000

Tableau IV.6 : Données technique de la pompe.

IV-9 Débit d'eau nécessaire pour le refroidissement du compresseur

IV-9-1 Détermination de la capacité calorifique volumique

$$C_p - C_v = r \longrightarrow C_v = C_p - r \longrightarrow C_v = 1003.45 - 286.7 = 716.75 \text{ J}/k_g \cdot K \quad (\text{IV. 43})$$

IV-9-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée par chaque cylindre

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.38)

IV-9-2-1 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 1^{er} cylindre

$$Q_{c1} = 2152.8 \times 716.75 \times \frac{1.3 - 1.4}{1.3 - 1} \times (423 - 313) = 56.58 \text{ MJ}/h \quad (\text{IV. 44})$$

IV-9-2-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 2^{ème} cylindre

$$Q_{c2} = 2152.8 \times 716.75 \times \frac{1.3 - 1.4}{1.3 - 1} \times (443 - 313) = 66.86 \text{ MJ/h} \quad (\text{IV. 45})$$

IV-9-2-3 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 3^{ème} cylindre

$$Q_{c3} = 2152.8 \times 716.75 \times \frac{1.3 - 1.4}{1.3 - 1} \times (449 - 313) = 69.95 \text{ MJ/h} \quad (\text{IV. 46})$$

IV-9-2-4 Quantité de chaleur globale cédée par les cylindres au système de refroidissement

$$Q_{c.g} = Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{c3}$$

$$Q_{c.g} = 56.58 + 66.86 + 69.95 = 193.39 \text{ MJ/h} \quad (\text{IV. 47})$$

IV-9-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir chaque cylindre**IV-9-3-1 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 1^{er} cylindre**

$$G_{e.c1} = \frac{Q_{c1}}{C_E \times \Delta T_1} = \frac{56.58 \times 10^3}{4.2 \times (423 - 313)} = 122.46 \text{ kg/h} \quad (\text{IV. 48})$$

IV-9-3-2 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 2^{ème} cylindre

$$G_{e.c2} = \frac{Q_{c2}}{C_E \times \Delta T_2}$$

$$G_{e.c2} = \frac{66.86 \times 10^3}{4.2 \times (443 - 313)} = 122.45 \text{ kg/h} \quad (\text{IV. 49})$$

IV-9-3-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 3^{ème} cylindre

$$G_{e.c3} = \frac{Q_{c3}}{C_E \times \Delta T_3} = \frac{69.95 \times 10^3}{4.2 \times (449 - 313)} = 122.46 \text{ kg/h} \quad (\text{IV. 50})$$

IV-9-3-4 Débit d'eau nécessaire pour refroidir les cylindres

$$G_{e.cg} = G_{e.c1} + G_{e.c2} + G_{e.c3}$$

$$G_{e.cg} = 122.46 + 122.45 + 122.46 = 367.37 \text{ kg/h} \quad (\text{IV.51})$$

IV-9-4 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans chaque réfrigérateur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.39)

IV-9-4-1 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 1^{er} réfrigérateur

$$Q_{\text{réf.1}} = 2152.8 \times 1003.45 \times (423 - 313) = 237.62 \text{ MJ/h} \quad (\text{IV.52})$$

IV-9-4-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 2^{eme} réfrigérateur

$$Q_{\text{réf.2}} = 2152.8 \times 1003.45 \times (443 - 313) = 280.82 \text{ MJ/h} \quad (\text{IV.53})$$

IV-9-4-3 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 3^{eme} réfrigérateur

$$Q_{\text{réf.3}} = 2152.8 \times 1003.45 \times (449 - 313) = 293.79 \text{ MJ/h} \quad (\text{IV.54})$$

IV-9-4-4 Quantité de chaleur globale cédée dans les réfrigérateurs

$$Q_{\text{réf.g}} = Q_{\text{réf.1}} + Q_{\text{réf.2}} + Q_{\text{réf.3}}$$

$$Q_{\text{réf.g}} = 237.62 + 280.82 + 293.79 = 812.23 \text{ MJ/h} \quad (\text{IV.55})$$

IV-9-5 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans chaque réfrigérateur

IV-9-5-1 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 1^{er} réfrigérateur

$$G_{e.\text{réf.1}} = \frac{Q_{\text{réf.1}}}{C_E \times \Delta T_{\text{eau}}} = \frac{237.62 \times 10^3}{4.2 \times (306 - 298)} = 7072.02 \text{ kg/h} \quad (\text{IV.56})$$

IV-9-5-2 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 2^{eme} réfrigérateur

$$G_{e.\text{réf.2}} = \frac{Q_{\text{réf.2}}}{C_E \times \Delta T_{\text{eau}}} = \frac{280.82 \times 10^3}{4.2 \times (306 - 298)} = 8357.73 \text{ kg/h} \quad (\text{IV.57})$$

IV-9-5-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 3^{eme} réfrigérateur

$$G_{e.\text{réf.3}} = \frac{Q_{\text{réf.3}}}{C_E \times \Delta T_{\text{eau}}} = \frac{293.79 \times 10^3}{4.2 \times (306 - 298)} = 8743.75 \text{ kg/h} \quad (\text{IV.58})$$

IV-9-5-4 Débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans les réfrigérateurs

$$G_{e.\text{réf.g}} = G_{e.\text{réf.1}} + G_{e.\text{réf.2}} + G_{e.\text{réf.3}}$$

$$G_{e.\text{réf.g}} = 7072.02 + 8357.73 + 8743.75 = 24173.5 \text{ kg/h} \quad (\text{IV.59})$$

IV-9-6 Débit totale d'eau nécessaire pour le refroidissement du compresseur

$$G_{e.T} = G_{e.cg} + G_{e.\text{réf.g}}$$

$$G_{e.T} = 367.37 + 24173.5 = 24540.87 \text{ Kg/h} \quad (\text{IV.60})$$

$$G_{e.T} = \frac{24540.87}{3600} = 6.82 \text{ l/s} \quad (\text{IV.61})$$

IV-10 Calcul hydraulique de la pompe

IV-10-1 Vitesse spécifique n_s

Le calcul de cette vitesse est donné par la relation de similitude suivante :

$$n_s = 3.65 \times \dot{n} \times \frac{G_{e.T}^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{IV.62})$$

\dot{n} : vitesse de rotation de la pompe.

H : la hauteur manométrique de la pompe.

$$n_s = 3.65 \times 2900 \times \frac{\left(\frac{24.54}{3600}\right)^{1/2}}{(31)^{3/4}} = 66.52 \text{tr/min}$$

IV-10-2 Diamètre de l'arrête d'entrée ramené D_{r1}

Ce diamètre est en fonction du débit et de la vitesse de rotation tel que :

$$D_{r1} = K_0 \times \left[\frac{G_{e.T}}{\dot{n}} \right]^{1/3} \quad (\text{IV.63})$$

$K_0 = 3.6 \dots 5$, Le coefficient d'aspiration, pour notre cas on prend $K_0 = 4.5$.

$$D_{r1} = 4.5 \times \left[\frac{\left(\frac{24.54}{3600}\right)}{2900} \right]^{1/3} = 0.05983 \text{m} = 59.83 \text{mm}$$

IV-10-3 Calcul du rendement de la pompe (global)

IV-10-3-1 Rendement hydraulique η_H

Le rendement hydraulique caractérise les pertes de charges créées dans l'impulseur, et s'exprime par l'expression suivante :

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{[\log D_{r1} - 0.172]^2} \quad (\text{IV.64})$$

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{[\log 59.83 - 0.172]^2} = 0.8369 = 83.69\%$$

IV-10-3-2 Rendement volumétrique η_V

Il caractérise les pertes du débit à l'intérieur de la pompe, il est donné par la formule :

$$\eta_V = \frac{1}{1 + 0.68 \times (n_s)^{-2/3}} = \frac{1}{1 + 0.68 \times 66.52^{-2/3}} = 0.9598 = 95.98\% \quad (\text{IV. 65})$$

IV-10-3-3 Rendement mécanique η_M

Il caractérise les pertes de puissance due au frottement mécanique dans les garnitures mécaniques, paliers, la butée et le frottement qui se produit entre les surfaces externes du rotor et le liquide.

$$\eta_M = \frac{1}{1 + \frac{820}{(n_s)^2}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{(66.52)^2}} = 0.8436 = 84.36\% \quad (\text{IV. 66})$$

IV-10-3-4 Rendement global η_G

Il caractérise le rendement total de la pompe, il est calculé par la formule suivante :

$$\eta_G = \eta_H \times \eta_V \times \eta_M = 0.8369 \times 0.9598 \times 0.8436 = 0.68 \quad (\text{IV. 67})$$

Cette valeur calculée est incluse dans la plage de variation donnée par le constructeur. [0,6~0,7]

IV-10-4 Puissance consommée par la pompe

C'est la puissance nécessaire pour assurer la charge totale de la pompe, elle est déterminée comme suite :

$$P_{ab} = \frac{\rho \times g \times H \times G_{e.T}}{\eta_G} = \frac{1000 \times 9.81 \times 31 \times (24.54/3600)}{0.68} = 3.04KW \quad (\text{IV. 68})$$

IV-10-5 Puissance du moteur d'entraînement

La puissance du moteur est celle qui doit fournir le moteur pour que la pompe fonctionne et développe une puissance suffisante pour rejeter le liquide à une condition $P_m > P_{ab}$

On prend : $k_r = 1.25$

$$P_m = k_r \times P_{ab} = 1.25 \times 3.04 = 3.8KW \quad (\text{IV. 69})$$

IV-10-6 Calcul préalable de l'arbre**IV-10-6-1 Diamètre de l'arbre**

$$d_a = 200 \times \sqrt[3]{\frac{P_m}{\dot{n}}} = 200 \times \sqrt[3]{\frac{3.8}{2900}} = 21.89 \text{ mm} \quad (\text{IV.70})$$

Sachant que : P_m en [KW] et n en [tr/min]

IV-10-6-2 Diamètre du moyeu de la roue

$$d_m = 1.2 \times d_a \quad \text{d'où :} \quad d_m = 1.2 \times 21.89 = 27.47 \text{ mm} \quad (\text{IV.71})$$

IV-10-7 Détermination des paramètres du rotor à l'entrée**IV-10-7-1 Détermination du débit de circulation dans la pompe**

$$Q_t = \frac{Q_v}{\eta_v} = \frac{24.54/3600}{0.9598} = 0.0071 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{IV.72})$$

IV-10-7-2 Vitesse absolue à l'entrée de la roue

$$C_0 = 0.06 \sqrt[3]{Q_t \times \dot{n}^2} \quad (\text{IV.73})$$

$$C_0 = 0.06 \sqrt[3]{0.0071 \times 2900^2} = 2.35 \text{ m/s}$$

IV-10-7-3 Diamètre maximale de l'arrête d'entrée

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times Q_t}{\pi \times C_0} + d_m^2} \quad (\text{IV.74})$$

Sachant que : d_m en [m].

D'où :

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times 0.0071}{3.14 \times 2.35} + 0.02747^2} = 0.0678 \text{ m} = 67.8 \text{ mm}$$

IV-10-7-4 Diamètre moyen de l'arbre d'entrée

$$D_1 = (0.7 \dots 0.9) \times D_0 = 0.8 \times 0.0678 = 0.054 \text{ m} = 54 \text{ mm} \quad (\text{IV.75})$$

IV-11 Discussions et résultats

Notre calcul s'est basé sur les relevés de valeurs à savoir, le débit et la puissance absorbée de la pompe CALPEDA (NM40/16BE).

On remarque que les résultats obtenus étaient acceptables et proches des données du constructeur.

IV-12 Calcul du réfrigérateur

IV-12-1 Calcul de la différence de température logarithmique de chaque réfrigérateur

✓ Échangeur à contre courant : [17]

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \quad (\text{IV.76})$$

IV-12-1-1 Calcul de la différence de température logarithmique dans le 1^{er} réfrigérateur

$$\Delta T_{LM1} = \frac{(423 - 306) - (313 - 298)}{\ln \frac{(423 - 306)}{(313 - 298)}} = 49.66 \text{ k} \quad (\text{IV.77})$$

IV-12-1-2 Calcul de la différence de température logarithmique dans le 2^{eme} réfrigérateur

$$\Delta T_{LM2} = \frac{(443 - 306) - (313 - 298)}{\ln \frac{(443 - 306)}{(313 - 298)}} = 55.15 \text{ k} \quad (\text{IV.78})$$

IV-12-1-3 Calcul de la différence de températures logarithmique dans le 3^{eme} réfrigérateur

$$\Delta T_{LM3} = \frac{(449 - 306) - (313 - 298)}{\ln \frac{(449 - 306)}{(313 - 298)}} = 56.77 \text{ k} \quad (\text{IV.79})$$

IV-13 Calcul de la surface d'échange de chaque réfrigérateur**IV-13-1 Calcul de la surface d'échange du 1^{er} réfrigérateur**

h : Coefficient d'échange global [18]

$$S_{\text{réf } 1} = \frac{237.62 \times 10^6}{\frac{3600}{260 \times 49.66}} = 5.11 \text{m}^2 \quad (\text{IV.80})$$

IV-13-2 Calcul de la surface d'échange du 2^{eme} réfrigérateur

$$S_{\text{réf } 2} = \frac{280.82 \times 10^6}{\frac{3600}{260 \times 55.15}} = 5.44 \text{m}^2 \quad (\text{IV.81})$$

IV-13-3 Calcul de la surface d'échange du 3^{eme} réfrigérateur

$$S_{\text{réf } 3} = \frac{293.79 \times 10^6}{\frac{3600}{260 \times 56.77}} = 5.53 \text{m}^2 \quad (\text{IV.82})$$

IV-14 Calcul du nombre de tube de chaque réfrigérateur

Réfrigérateur		
Diamètre extérieur du tube de Réfrigérateur [m]	Diamètre intérieur du tube de Réfrigérateur [m]	Longueur du réfrigérateur [m]
0.0168	0.014	1.3

Tableau IV.7 : Données techniques du réfrigérateur.

IV-14-1 Calcul du nombre de tube du 1^{er} réfrigérateur

$$Z_1 = \frac{S_{\text{réf } 1}}{\pi \cdot d_{\text{ext}} \cdot l} = \frac{5.11}{3.14 \times 0.0168 \times 1.3} = 74.51 \approx 75 \quad (\text{IV.83})$$

IV-14-2 Calcul du nombre de tube du 2^{eme} réfrigérateur

$$Z_2 = \frac{S_{\text{réf } 2}}{\pi \cdot d_{\text{ext}} \cdot l} = \frac{5.44}{3.14 \times 0.0168 \times 1.3} = 79.33 \approx 79 \quad (\text{IV.84})$$

IV-14-3 Calcul du nombre de tube du 3^{eme} réfrigérateur

$$Z_3 = \frac{S_{\text{réf } 3}}{\pi \cdot d_{\text{ext}} \cdot l} = \frac{5.53}{3.14 \times 0.0168 \times 1.3} = 80.64 \approx 81 \quad (\text{IV.85})$$

Paramètres	1^{er} réfrigérateur	2^{eme} réfrigérateur	3^{eme} réfrigérateur
La différence de température (ΔT_{LM}) [k]	49.66	55.15	56.77
La surface d'échange [m^2]	5.11	5.44	5.53
Nombre de tube	75	79	81

Tableau IV.8 : Résultats de calculs pour les réfrigérateurs.**IV-15 Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur**

Compresseur			
Paramètres	Calculs	Constructeur	Erreur %
Puissance du compresseur (Kw)	336.86	335	0.55
Puissance effective du compresseur (Kw)	370.16	375	1.2
Pompe à eau			
Le débit de la pompe (m^3/h)	24.54	15-30	/
Puissance absorbée de la pompe (Kw)	3.04	3	1.3
la puissance du moteur d'entraînement (Kw)	3.8	4	5
Échangeur			
Nombres de tube (1 ^{er} échangeur)	75	75	/
Nombres de tube (2 ^{eme} échangeur)	79	79	/
Nombres de tube (3 ^{eme} échangeur)	81	81	/

Tableau IV.9 : Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur.

IV-16 Conclusion

Dans ce présent chapitre, notre travail s'est basé sur les relevés de valeurs à savoir, la puissance du compresseur, la puissance de la pompe à eau et le débit d'eau nécessaire pour refroidir l'ensemble du compresseur.

Les valeurs trouvées dans les différents calculs thermodynamique ont été comparées avec celles du constructeur. On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants, puisqu'ils avoisinent avec ceux fournis par la note du fournisseur, qui mène au bon fonctionnement de l'ensemble du compresseur.

Conclusion générale

Conclusion générale

La réalisation de ce modeste travail nous permet d'avoir une approche sur l'intérêt et le rôle d'utilisation des compresseurs dans l'industrie, de se familiariser, d'affronter les problèmes rencontrés dans la pratique industrielle et connaître ainsi les étapes nécessaires primordiales à l'étude d'un compresseur alternatif à pistons, comme nous avons pu voir de près le déroulement du travail dans les entreprises en générale et CEVITAL en particulier.

cette période de stage pratique, nous a permis de nous forger et de faire une corrélation entre la théorie et la pratique et de compléter les connaissances acquises avec la réalité sur le terrain, dans lequel nous sommes appelés à vivre et découvrir le monde du travail.

L'étude détaillée du compresseur nous incite de toucher à plusieurs disciplines que ce soit mécaniques, hydrauliques ou pneumatiques.

En étudiant les composants du compresseur et de la partie opérative, nous avons pu saisir leurs principes de fonctionnement ainsi que leurs rôles.

Une étude énergétique qui nous a permis également de définir les différents caractéristiques géométriques, mécaniques et qualitatives du compresseur qui vont servir aux calculs thermodynamiques.

Un calcul thermodynamique qui définit les caractéristiques dimensionnelles et fonctionnelles du compresseur, à partir des paramètres de fonctionnement prélevés sur le site d'exploitation.

Nous pensons que le travail développé est une première étape pour s'investir et approfondir nos connaissances dans ce type de machines, tout en espérant qu'elle sera un support bénéfique, ainsi nous souhaitons que ce modeste travail sera également bénéfique au personnel de CEVITAL, à fin de mieux exploiter ce compresseur est de le maintenir au bon fonctionnement.



- [1] Thierry Destoop: compresseurs volumétriques. Traité génie mécanique, Techniques de l'ingénieur, aug 1989. (Cité pages 13, 17, 18 et 65).
- [2] OLIVER SONNENTAG, notions de base de l'atmosphère (effets, composition, Structure, histoire), janvier 2012.
- [3] MOHAMMED TAIBI, machines hydrauliques et compresseurs O.P.U (10/1993).
- [4] L. GEMENARD, A. GIET ; Mécanique Appliquée (tome 2) Edition DUNOD (1965).
- [5] Extrait du système Energétique, Tome 1 presse de l'école des mines de paris.
- [6] Technologie du transport des fluides, www.cyber.uhp-nancy.fr. (Cité pages xiv, 12 et 19).
- [7] Catalogue du compresseur série Tempo 1850, SIAD MACHINE IMPIANTI MANUEL, CEVITAL (unité D'EL-KSEUR).
- [8] Rédaction service Technical market support éditeur MS Motor service international GmbH N°d'article 50003958-03, 2^{eme} édition 01.2010.
- [9] Les équipements (compresseur), support de formation EXP-PR-EQ 130-FR, dernière révision 30/04/2007.
- [10] Wikipédia, site internet, « Images des filtres »,2018.
- [11] Wikipédia, site internet, « Images des courroies »,2018.
- [12] ATLAS COPCO CREPILLE «documentation technique du compresseur» code N° :2603-CEVITAL-Algérie-40P36-63LH1053W7593, classeur N°2.
- [13] BERNARD GOURMELEN et JEAN-FRANÇOIE LEONE, air comprimé dans l'industrie, technique de l'ingénieur, référence BM4.130.
- [14] Mr : TOULOUM NADIR, « étude et dimensionnement d'un compresseur pour la nouvelle raffinerie de sucre CEVITAL», UNIVERSITÉ A. MIRA de Bejaia, 2007.
- [15] Mr : BAKDI SAMIR, « étude et analyse d'un compresseur alternatif à piston à trois étages » UNIVERSITÉ A. MIRA de Bejaia, 2000.



[16] B.HAMTACHE, Cours machines thermiques, UNIVERSITÉ A.MIRA de Bejaia, 2012.

[17] Yves JANNOT, les échangeurs de chaleur, Ecole des Mines de Nancy, 2^{ème} année
Département EPT, 2016.

[18] Site internet, «www.bibliofond.ru_700245.rtf», Dimensionnement des compresseurs à pistons.

Annexes

Annexe 1

Référence du compresseur.

CLIENT	SIDEL
COMMANDE NUMERO	4500439458 DU 21/02/05
REFERENCE CLIENT	AFF.14987 – A.008566
COMPRESSEUR TYPE	TEMPO 1850
NUMERO DE SERIE	K10935/10A
REFERENCE	CEVITAL - ALGERIE
FABRICANT	SIAD MACCHINE IMPIANTI Via Canovine 2/4 Bergamo ITALY

Annexe 2

Caractéristiques géométriques du compresseur.

CYLINDRE	PISTON	TYPE	PISTON DIAM. [mm]	PHASE
GAUCHE	-45°	DEI	500	1
DROIT	+45°	DEI	275	2
CENTRAL	VERTICAL	DEI	150	3

Annexe 3

Le tableau suivant illustre pour chaque modèle du compresseur le débit prévu dans le projet du ventilateur et de l'extracteur et la surface minimale des ouvertures en cas d'extraction forcée.

Modèle	Puissance installée [kW]	Débit compresseur [m ³ /h FAD]	Débit ventilateur [m ³ /h]	Débit extracteur [m ³ /h]	Surface minimum fentes avec extraction forcée [m ²]	Surface minimum fentes avec extraction non forcée [m ²]
TEMPO 90	18.5	90	1400	1100	0.03	1.18
TEMPO 140	37	140	2800	2200	0.06	0.37
TEMPO 260	55	260	4200	3300	0.10	0.54
TEMPO 350	75	350	5700	4400	0.13	0.74
TEMPO 450	90	450	6800	5300	0.15	0.89
TEMPO 610	132	610	10000	7800	0.22	1.30
TEMPO 950	220	950	16500	13000	0.36	2.16
TEMPO 1250	250	1250	19000	14800	0.41	2.46
TEMPO 1500	315	1500	23800	18600	0.52	3.10
TEMPO 1850	375	1850	28400	22100	0.62	3.69
TEMPO 2350	450	2350	34200	26600	0.74	4.43
BOOSTER:						
WS1/085-B	90	1150	//	5300	//	//
WS1/085-M	110	1350	//	6400	//	//
WS1/085-S	132	1560	//	7800	//	//
WS2/190-BB	132	1700	//	7800	//	//
WS2/190-B	132	2050	//	7800	//	//
WS2/190-M	160	2300	//	9400	//	//
WS2/190-S	220	2700	//	13000	//	//
WS2/190-SS	250	3000	//	14800	//	//

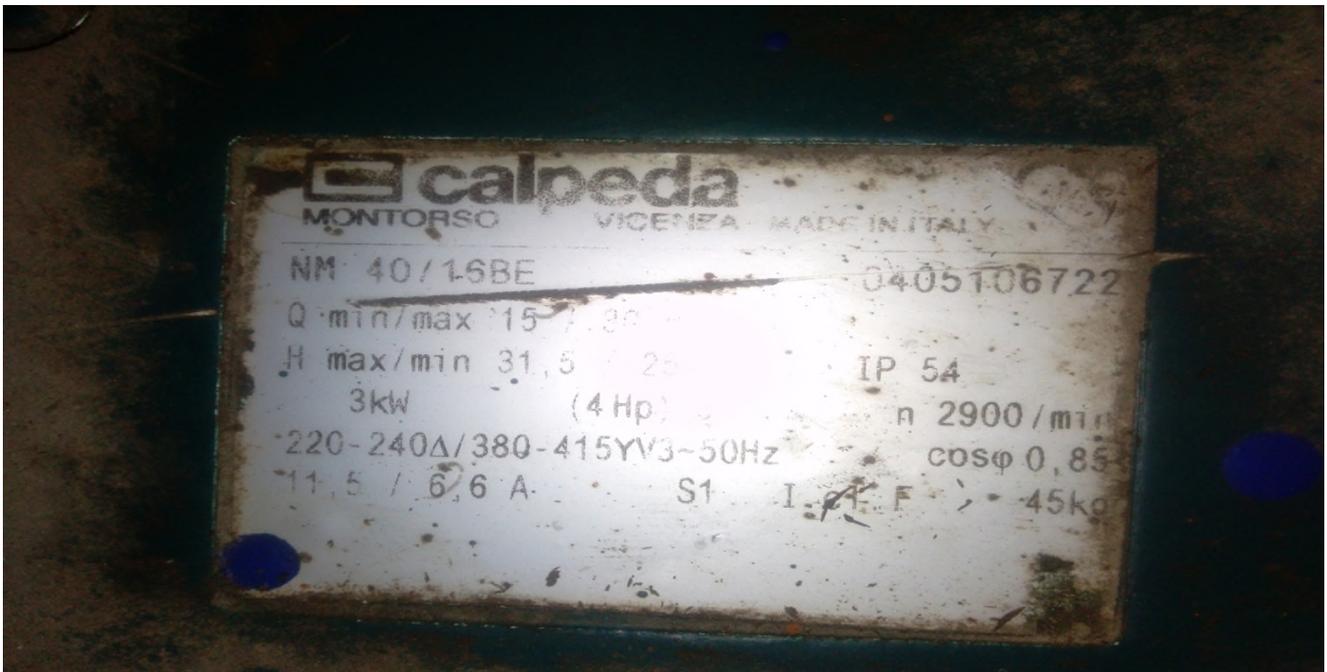
Annexe 4

La plaque signalétique du compresseur.



Annexe 5

La plaque signalétique de la pompe à eau du compresseur.



Annexe 6

Le tableau suivant indique la signification des symboles qui se trouvent sur les autocollants placés sur les refroidisseurs.

Symboles	Descriptions
	Entrée de l'air
	Sortie de l'air
	Entrée de l'eau
	Sortie de l'eau
	Purge du condensat

Annexe 8

Réfrigérateur du compresseur.

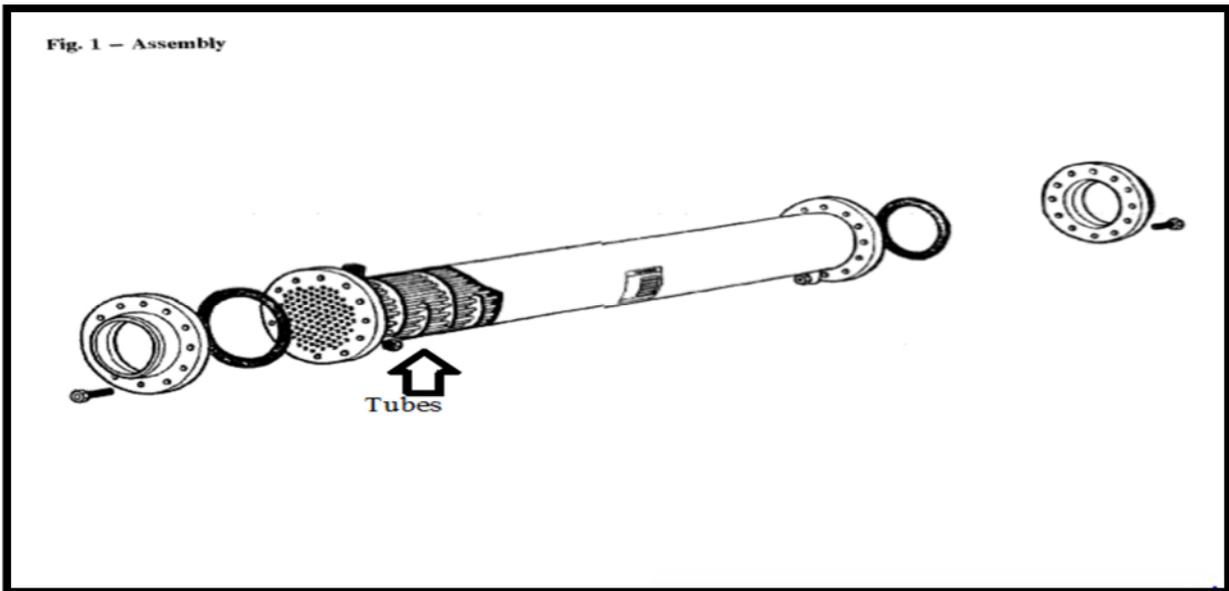
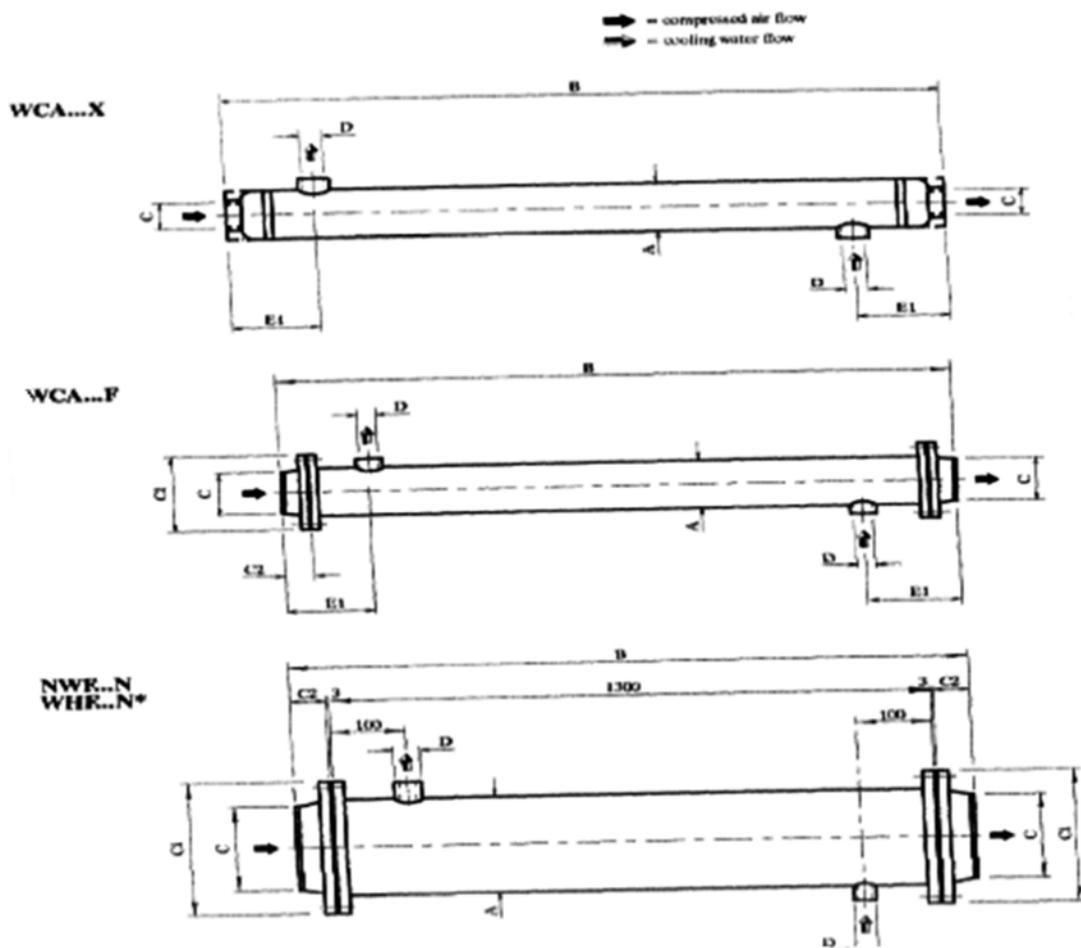


Fig. 2 - Aftercooler overall dimensions



Annexe 9

La tour de refroidissement



Résumé

Parmi les machines ayant un rôle primordial dans le domaine d'activité industrielle, on cite les compresseurs à pistons. Le fonctionnement de ses systèmes mécaniques nécessite une alimentation en énergie, celle-ci est donnée par divers moyens mais parfois l'air comprimé est le meilleur pour alimenter ces systèmes vu sa rapidité d'exécution et sa souplesse d'emploi.

Dans ce présent travail qui a été réalisé à l'issue d'un stage pratique effectué au sein de complexe CEVITAL unité D'EL KSEUR, notre étude s'est fondée sur le dimensionnement d'un compresseur à pistons série tempo 1850, ainsi nous avons évolué des généralités sur les compresseurs, description générale des éléments qui constituent cette machine et ainsi qu'une étude énergétique qui sert à définir les performances de ce compresseur.

Pour conclure, on peut classer les compresseurs à pistons comme leaders dans l'industrie vu leur domaine d'application qui est très large (chimie, pétrole, alimentaire, électronique, verrerie, fonderie..), et une couverture de pression et de débit qui est très importante.

Abstract

Among the machines having a primordial role in the field of industrial activity, quotes piston compressors. The operation of its mechanical systems requires a power supply, it is given by various means but my compressed air is the best for feeding these systems because of its speed of execution and flexibility job. In this work, which was realized after a practical internship within complex ELKSEUR's CEVITAL unit, our study was based on the sizing of a piston compressor series TEMPO 1850, so we have evolved generalities on the compressors, a general description of the elements that make up this machine and energy study which serves to define the performances of compressor. To conclude, we can classify piston compressors as leaders in industry because of their wide scope (chemistry, oil, food, electronics glassware, foundry), and a pressure and flow cover that is very important.