

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

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTÉ DE TECHNOLOGIE**  
**DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

OUBOUZID SABAH

KEBICHE LYDIA

## Thème

---

**Etudes d'une installation de production d'air**  
**Comprimé, CEVITAL (BEJAIA)**

---

Soutenu le 29/06/2019 devant le jury composé :

Mr. A.BENSLIMANE

Président

Mr : A.DJERRADA

Rapporteur

Mr : H.ALI AGHA

Examineur

## Remerciements

---

*Nous remercions tout d'abord notre Dieu qui nous a donné la force pour terminer ce modeste travail.*

*Nous tenons à remercier tous les enseignants du département Génie Mécanique et particulièrement notre encadreur Monsieur **A.DJERRADA** pour son aide, ses précieux conseils, ainsi que pour l'intérêt qu'il a toujours porté à l'égard de notre travail.*

*Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude envers, Monsieur : **DJ.ABDELLI** de département de conditionnement d'huile pour le temps qui a fait son mieux pour nous. Ainsi que Melle **K.OURABAH** pour sans aide.*

*Nous remercions également les membres du jury qui ont pris le temps de lire ce document.*

*Ainsi tous ceux qui ont participé de près ou de loin et qui nous ont aidés dans l'élaboration de ce mémoire de fin d'études.*

## *Dédicace*

*J'ai toujours pensé faire offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts rien que pour mon bonheur et ma réussite.*

*A mon frère Chawki*

*A mes sœurs, Lynda, Basma, Rima*

*A mon beau frère Nabil*

*A ma nièce Ania*

*A mon neveu Eyad*

*A ma binôme sabah*

*A tous et à toute les ami(e)s dont j'ai partagé avec eux les bons moments, Sofonia, Sara, Faten, Naïma, Asma, Yasmine, Ayda, Lamia, Katia*

*A ceux qui m'ont aidé de près ou de loin*

*LYDIA*

## *Dédicace*

*J'ai toujours pensé faire offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts rien que pour mon bonheur et ma réussite.*

*A la mémoire de ma sœur Faroudja.*

*A mes frères, Fateh, Abdellah et Fahem et zakari*

*A mes sœurs, Meryama, Hakima, Fahima et Siham et Hafida et Djaouida*

*A mes beaux frères*

*A mes nièces Souhila, Nesrine et Houda , Asmahane , Dida et Acile*

*A mes neveux Bahi, Salim, Ghazi et Massi et Ayman et Hamou et Mahir et Mohammed amine.*

*A ma binôme Lydia*

*A Naima et ses filles*

*A tous et toute les ami(e)s dont j'ai partagé avec eux les bons moments, Hassiba, Sabrina, Lamia, Cilia, Ayda, Katia*

*A ceux qui m'ont aidé de près ou de loin*

*SABAH*

# **Sommaire**

# Sommaire

---

## Sommaire

Remerciements	
Dédicace	
Nomenclatures	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction Générale.....	1
Présentation du complexe Cevital.....	2
Introduction.....	2
Présentation générale de l'entreprise.....	2
Historiques.....	2
Situation géographique.....	3
Activités et missions.....	3
Activités de Cevital.....	3
Missions et objectifs.....	4
Organigramme du complexe Cevital.....	5
Compresseurs.....	6
<b>Chapitre I : Généralité</b>	
I.1 Introduction.....	7
I.2 Air comprimé.....	7
I.2.1 Notion sur l'air comprimé.....	7
I.2.2 Avantage de l'air comprimé.....	7
I.2.3 Inconvénient de l'air comprimé.....	7
I.2.4 Utilisation de l'air comprimé.....	7
I.3 Compresseur.....	8
I.3.1 Définition.....	8
I.3.2 Classification des compresseurs.....	8
I.4 Avantage et inconvénient des différent types des compresseur.....	14
I.5 Choix du compresseur.....	15
I.6 Conclusion.....	15
<b>Chapitre II : Description d'une installation d'air comprime</b>	
II-1 Introduction.....	16

---

# Sommaire

---

II-2 Compresseur à étudier .....	16
II-2-1 Caractéristique du compresseur .....	16
II.2.2 Principe de fonctionnement du compresseur alternatif à piston .....	17
II.2.3 Parties essentielles du compresseur .....	19
II.2.4 Tour de refroidissement .....	30
II.2.4.1 Différents types des tours de refroidissement .....	30
II.2.4.2 Tour de refroidissement à circuit fermé .....	31
II.2.4.2.1 Principe de fonctionnement .....	31
II.2.4.2.2 Description et illustration des composants .....	32
II.2.4.2.3 Avantages d'une tour fermé .....	33
II.2.5 Conclusion .....	33
<b>Chapitre III : Etude thermodynamique</b>	
III.1 Introduction .....	34
III.2 Travail du compresseur .....	34
III.2.1 Compression isotherme .....	35
III.2.2 Compression isentropique .....	35
III.2.3 Compression polytropique .....	37
III.2.4 Taux de compression .....	39
III.2.5 Cycle théorique d'un compresseur a piston .....	39
III.3 Compression polytropique dans un compresseur à trois étages .....	40
III.4 Compresseur tri étagé .....	41
III.5 Travail théorique du compresseur .....	41
III.5.1 Travail théorique du 1 <sup>er</sup> étage .....	41
III.5.2 Travail théorique du 2 <sup>ème</sup> étage .....	41
III.5.3 Travail théorique du 3 <sup>ème</sup> étage .....	42
III.5.4 Travail théorique global .....	42
III.6 Rendement indique $\eta_i$ .....	42
III.7 Rendement mécanique $\eta_M$ .....	42
III.8 Rendement effectif du compresseur $\eta_{eff}$ .....	42
III.9 Travail réel du compresseur .....	42
III.10 Débit massique .....	42
III.11 Puissance du compresseur .....	43
III.12 Etude d'un échangeur .....	43

---

# Sommaire

---

III.12.1 Méthode $\Delta TLM$ .....	43
III.12.2 Détermination du coefficient d'échange global.....	44
III.12.3 Présentation des informations.....	44
III.12.4 Méthode de calcul de la surface d'échange et le nombre de tube .....	47
III.13 La tour de refroidissement .....	47
III.13.1 La quantité de chaleur évacuée au niveau de la tour de refroidissement.....	47
III.13.2 La quantité de chaleur globale évacuée au niveau de la trefroidissement.....	47
III.13.3 Température de sortie d'eau.....	47
III.13.4 La puissance thermique d'une tour de refroidissement .....	48
III.14 Conclusion.....	48
<b>Chapitre IV : Calculs et interprétation des résultats</b>	
IV.1 Introduction.....	49
IV.2 Paramètres de fonctionnement .....	49
IV.3 Interprétation des résultats .....	50
IV.5 Application.....	51
IV.6 Calcul du Coefficient polytropique de chaque étage du compresseur .....	51
IV.6.1 Coefficient polytropique de 1 <sup>er</sup> étage.....	51
IV.6.2 Coefficient polytropique de 2 <sup>ème</sup> étage .....	51
IV.6.3 Coefficient polytropique de 3 <sup>ème</sup> étage .....	51
IV.7 Calcul du travail théorique de chaque étage du compresseur .....	52
IV.8 Calcul du travail théorique global du compresseur.....	52
IV.9 Calcul du rendement effectif.....	52
IV.10 Calcul du travail réel de chaque étage du compresseur .....	52
IV .11 Calcul du débit massique .....	53
IV.12 Calcul de la puissance de chaque étage du compresseur .....	53
IV.13 Calcul de la puissance effective de chaque étage du compresseur .....	54
IV.14 Dimensionnement de refroidisseur .....	55
IV.15 Dimensionnement de l'échangeur.....	56
IV.15.1 Quantité de chaleur.....	56
IV.15.2 Caractéristiques hydraulique et thermique de l'air.....	58
IV.15.3 Caractéristiques hydraulique et thermiques de l'eau.....	59
IV.16 Le coefficient d'échange global .....	60
IV.17 Calcul de l'échangeur de premier étage .....	61

---

## Sommaire

---

IV.18 Calcul du l'échangeur de deuxième étage.....	61
IV.19 La tour de refroidissement .....	63
IV.20 Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur .....	64
IV.21 Conclusion .....	65
Conclusion générale .....	66



# Nomenclature

## Nomenclature

Symboles	Définition	Unité
$P$	Pression absolue du gaz	[Pa]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$T$	Température absolue	[K]
$r$	Constante spécifique d'air	[J/kg.K]
$m$	Masse de l'air	[kg]
$W_{th}$	Le travail théorique (utile)	[kJ/kg]
$W$	Le travail théorique isotherme	[kJ/kg]
$W'$	Le travail théorique adiabatique	[kJ/kg]
$W_{pol}$	Le travail théorique polytropique	[kJ/kg]
$c_p$	Chaleur massique dans une transformation à pression constante	[J/kg.K]
$n$	Coefficient polytropique	[–]
$\gamma$	Rapport de la chaleur	[–]
$\eta_{is}$	Rendement isothermique	[–]
$\eta_n$	Rendement polytropique	[–]
$\tau$	Le taux de compression	[–]
$Q_m$	Le débit massique	[kg / s]
$Q_v$	Le débit volumique	[m <sup>3</sup> /h]
$\rho$	Masse volumique de l'eau	[kg /m <sup>3</sup> ]
$\eta_i$	Le rendement indiqué	[–]
$\eta_M$	Rendement mécanique	[–]
$\eta_{eff}$	Rendement effectif	[–]
$\dot{W}_e$	La puissance effective	[kW]
$\dot{W}_{e.g}$	La puissance effective globale du Compresseur	[kW]
$W_{th.g}$	Travail théorique du compresseur	[ kJ/kg]
$\dot{W}_1$	La puissance du compresseur	[kW]
$\dot{W}_g$	La puissance globale du compresseur	[kW]
$W_r$	Travail réel du compresseur	[kJ/kg]
$C_{p_{air}}$	Capacité calorifique du fluide chaud (air)	[J/kg.k]
$C_{p_{eau}}$	Capacité calorifique du fluide froid (eau)	[J/kg.k]
$D_c$	Diamètre extérieur de la calandre (air)	[m]
$D_{ext}$	Diamètre extérieur des tubes	[m]
$D_h$	Diamètre hydraulique	[m]
$D_{it}$	Diamètre intérieur des tubes	[m]
$e$	Epaisseur du tube	[m]
$h_c$	Coefficient d'échange côté chaud	[W/m <sup>2</sup> . K]
$h_f$	Coefficient d'échange côté froid	[W/m <sup>2</sup> . K]
$h_g$	Coefficient d'échange global	[W/m <sup>2</sup> . K]
$L_t$	Longueur du tube	[m]

## Nomenclature

$\dot{m}_{air}$	Débit massique de l'air chaud	[kg / s]
$\dot{m}_{eau}$	Débit massique de l'eau froid	[kg / s]
$\dot{m}_t$	Débit massique dans un tube	[kg / s]
$R_{ec}$	Résistance d'encrassement côté chaud	[m <sup>2</sup> °C W <sup>-1</sup> ]
$R_{ef}$	Résistance d'encrassement côté froid	[m <sup>2</sup> °C W <sup>-1</sup> ]
$S$	Surface d'échange	[m <sup>2</sup> ]
$S_L$	Pas longitudinal	[m]
$S_T$	Pas transversal	[m]
$T_c$	Température du fluide chaud	(°C)
$T_f$	Température du fluide froid	(°C)
$T_{ce}$	Température d'entrée du fluide chaud	(°C)
$T_{cs}$	Température de sortie du fluide chaud	(°C)
$T_{fe}$	Température d'entrée du fluide froid	(°C)
$T_{fs}$	Température de sortie de fluide froid	(°C)
$T_{mc}$	Température moyenne de l'air chaud	(°C)
$T_{mf}$	Température moyenne de l'eau froide	(°C)
$V_t$	Vitesse dans un tube	[m / s]
$V_c$	Vitesse dans la calandre	[m / s]
$N_u$	Nombre de Nusselt	[-]
$Pr$	Nombre de Prandtl	[-]
$Re$	Nombre de Reynolds	[-]
$\lambda$	Conductivité thermique	[W / m.k]
$\mu$	Viscosité dynamique	[kg / m <sup>2</sup> .s]

---

## Liste des figures

---

### Liste des figures

<b>Figure 1</b> : Plan de masse du complexe Cevital.....	3
<b>Figure 2</b> : Organigramme du complexe Cevital.....	5
<b>Figure I.1</b> : Classification des compresseurs. ....	9
<b>Figure I.2</b> : Rotor de compresseur axial. ....	10
<b>Figure I.3</b> : Vue en coupe d'un compresseur centrifuge. ....	11
<b>Figure I.4</b> : Compresseur à vis.....	12
<b>Figure I.5</b> : Plages d'application des différents types de compresseurs .....	15
<b>Figure II.1</b> : Compresseur ATLAS COPCO CREPELLE.....	16
<b>Figure II.2</b> : Premier temps cycle de compression .....	18
<b>Figure II.3</b> : Deuxième temps cycle de compression.....	19
<b>Figure II.4</b> : Bâti du compresseur .....	20
<b>Figure II.5</b> : volant d'inertie et moteur électrique.....	20
<b>Figure II.6</b> : Arbre vilebrequin du compresseur.....	21
<b>Figure II.7</b> : Coussinets de ligne d'arbre.....	21
<b>Figure II.8</b> : Bielles du compresseur.....	22
<b>Figure II.9</b> : Entretoise du compresseur .....	22
<b>Figure II.10</b> : Crosse du compresseur.....	23
<b>Figure II.11</b> : Pompe à huile du compresseur.....	23
<b>Figure II.13</b> : Piston du compresseur.....	24
<b>Figure II.14</b> : Bagues racleuses d'huile.....	24
<b>Figure II.15</b> : Garnitures du compresseur .....	24
<b>Figure II.16</b> : Soupapes à clapets .....	25
<b>Figure II.17</b> : Les séparateurs de condensats.....	27

---

## Liste des figures

---

<b>Figure II.18</b> : Le sécheur d'air.....	27
<b>Figure II.19</b> : Réservoir d'air.....	28
<b>Figure II.20</b> : Echangeur tubulaire.....	30
<b>Figure II.21</b> : Tour à circuit fermé. ....	31
<b>Figure II.22</b> : Système de dispersion du fluide à refroidir .....	32
<b>Figure II.23</b> : Exemples de bassin de rétention avec point de vidange .....	32
<b>Figure II.24</b> : Photos de ventilateurs.....	33
<b>Figure III.1</b> : Evolutions thermodynamiques .....	39
<b>Figure III.2</b> : Cycle théorique d'un compresseur à pistons. ....	39
<b>Figure III.3</b> : Diagramme dynamique d'une compression poly tropique dans un compresseur à 3 étages.....	40
<b>Figure III.4</b> : Section de veine fluide associée à un tube. Faisceau en quinconce.....	45
<b>Figure IV.1</b> : Variation de la pression en fonction de la température du compresseur.....	50
<b>Figure IV.2</b> : Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant .....	57

---

---

## Liste des tableaux

---

### Liste des tableaux

<b>Tableau I.1</b> : Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs .....	14
<b>Tableau II.1</b> : Caractéristique du compresseur .....	17
<b>Tableau IV.1</b> : Paramètres de fonctionnement du compresseur .....	49
<b>Tableau IV.2</b> : Résultats de calcul .....	56
<b>Tableau IV.3</b> : Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur ....	56
<b>Tableau IV.4</b> : Caractéristiques thermophysiques des deux fluides de l'échangeur .....	57
<b>Tableau IV.5</b> : Caractéristiques mécanique imposées .....	57
<b>Tableau IV.6</b> : Propriétés thermophysiques de l'air chaud .....	59
<b>Tableau IV.7</b> : Propriétés thermo physiques de l'eau froide .....	60
<b>Tableau IV.8</b> : Données techniques du l'échangeur .....	62
<b>Tableau IV.9</b> : Résultats de calculs pour les échangeurs .....	63
<b>Tableau IV.10</b> : Donnée technique de la tour de refroidissement .....	64
<b>Tableau IV.11</b> : Récapitulatif de l'ensemble du compresseur .....	65

---

# **Introduction générale**

## Introduction générale

L'énergie est essentielle; nous l'utilisons dans chaque aspect de notre vie : en agriculture, pour le transport et la cuisson des aliments, pour le chauffage des maisons, pour l'éclairage, dans les usines et pour les automobiles. La plus grande partie de l'énergie mondiale provient actuellement de combustibles fossiles : charbon, gaz et pétrole. L'utilisation de combustibles fossiles crée non seulement du dioxyde de carbone, mais influe sur la qualité de l'air et contribue aux changements climatiques.

L'air comprimé est l'une des principales sources d'énergie industrielle. Il possède de nombreux avantages, offre une grande souplesse d'application et se transporte aisément. Une installation d'air comprimé comprend : un ou plusieurs compresseurs pourvus chacun d'un moteur d'entraînement; un filtre d'entrée d'air; un refroidisseur de sortie; un réservoir d'air, des canalisations d'interconnexion ainsi qu'un réseau de distribution destiné à transporter l'air jusqu'aux divers points d'utilisation et la tour de refroidissement.

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.

Le mémoire est organisé comme suit : dans le 1<sup>er</sup> chapitre on a présenté des généralités sur les machines de compression ainsi que les différents types existants dans l'industrie. Dans le 2<sup>ème</sup> chapitre, on s'est basé sur la technologie du compresseur **ATLAS COPCO CERELLE** en définissant son principe de fonctionnement, ses caractéristiques et ses principaux éléments qui le constituent, ainsi que la présentation des échangeurs thermiques, et la tour de refroidissement. 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<sup>ème</sup> chapitre, on s'est intéressé à l'étude énergétique où on a défini les différentes caractéristiques géométriques, mécaniques et qualitatives de l'installation d'air comprimé qui vont servir aux calculs thermodynamiques et à la détermination des différentes performances de l'installation.

Dans le 4<sup>ème</sup> chapitre, on s'est focalisé sur les différents calculs thermodynamiques tels que le travail et la puissance de notre compresseur, et nous allons établir le calcul d'un échangeur à faisceau tubulaire avec un calcul sur la tour de refroidissement pour ensuite les comparer à ceux du constructeur, et enfin nous allons finaliser ce travail par une conclusion.

# Présentation de l'entreprise

---

## Présentation du complexe Cevital

### Introduction

Dans cette partie, nous parlerons de l'évolution chronologique du complexe, ses multiples activités industrielles, ses principaux objectifs, ainsi que l'organigramme décrivant ses différentes directions.

### Présentation générale de l'entreprise

Cevital est parmi les grandes entreprises qui possèdent un grand parc de matériel sophistiqué tel que le système de cogénération et c'est ce qui nous a poussé à opter pour un thème au sein de ce complexe. Dans ce qui suit, nous donnerons un aperçu global sur cette entreprise en premier lieu, ensuite nous expliquerons le principe de la cogénération.

### Historiques

Cevital est parmi les entreprises algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché. Elle a été créée par des fonds privés en 1998. Son complexe de production se situe dans le port de Bejaia et s'étend sur une superficie de 45000m<sup>2</sup>.

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

Cevital est une entreprise industrielle agroalimentaire spécialisée dans le raffinage d'huile, de sucre, de la production de la margarine ainsi qu'une centrale en cogénération d'une capacité de 50MW d'énergie électrique et 300 T/h de vapeur ; elle s'accapare la moitié du marché national d'huile et des graisses.

En effet, les besoins du marché national sont de 12000 T/J d'huile, 12000 T/J de beurre et de 42000 T/J de margarine. La stratégie de marketing de l'entreprise est de satisfaire le marché avec une grande gamme diversifiée de produits qui va dans le sens des besoins de ses clients. L'entreprise algérienne a connu de grands bouleversements ces dernières années ; suite à l'ouverture du marché algérien et aux réformes engagées par l'Etat algérien et c'est ainsi que les opérateurs algériens privés se sont manifestés pour lancer des projets d'investissement. Parmi ceux-là on trouve l'entreprise Cevital qui s'est imposée par sa taille et son volume de production et en un temps relativement court, cette entreprise a su se faire connaître et apprécier et contribuer à l'épanouissement de l'économie nationale dans le domaine agroalimentaire.

## Présentation de l'entreprise

---

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, ses produits se vendent dans différentes villes africaines (*Lagos, Niamey, Bamako, Tunis, Tripoli...*), Européennes et le Canada.

### Situation géographique

Cevital est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia, à 3 km du sud-ouest de cette ville, à proximité de la RN9, et il s'étend sur une superficie de 14 hectares. La situation géographique de l'entreprise lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet elle se trouve proche du port et de l'aéroport. Cevital de production agro-industrie est composée de plusieurs unités telle que : raffinerie de sucre, raffinerie d'huile, margarinerie ainsi qu'un terminal de déchargement portuaire.



**Figure 1** : Plan de masse du complexe Cevital.

### Activités et missions

#### Activités de Cevital

Lancé en Mai 1998, le complexe Cevital a débuté son activité par le conditionnement d'huile en Décembre 1998. En Février 1999, les travaux de génie civil de la raffinerie d'huile ont débuté, elle est devenue fonctionnelle en Août 1999.

---

## Présentation de l'entreprise

---

L'ensemble des activités de Cevital est concentré sur la production et la commercialisation des végétales, de margarine et de sucre, ainsi que la production de l'énergie électrique qu'elle est en cours d'études, elles se présentent comme suit :

- Raffinage des huiles (*1800 tonnes/jour*) ;
- Conditionnement d'huile (*1400 tonnes/heure*) ;
- Production de margarine (*600 tonnes/jour*) ;
- Fabrication d'emballage (PET) : Poly-Ethylène-Téréphtalate (*9600 unités/heure*) ;
- Raffinage de sucre (*3000 tonnes/jour*) et (*3500 tonnes/jour*) ;
- Production de sucre blanc (1, 5, 50 et 1100 Kg) ;
- Production sucre blanc en morceau ;
- Production sucre roux ;
- Production sucre liquide ;
- Conditionnement du riz et des légumes secs ;
- Production d'eau minérale LLK ;
- Production des sauces (*Mayonnaises, Vinaigrettes et ketchup ... etc.*) ;
- Cogénération () ; *production d'énergie électrique avec une capacité de 50 MW et de la vapeur*
- Minoterie et savonnerie en cours d'étude.

### **Missions et objectifs**

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

Les objectifs visés par Cevital peuvent se présenter comme suit :

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

# Présentation de l'entreprise

## Organigramme du complexe Cevital

L'organigramme suivant donne une vue générale sur les différents organes constituant le complexe Cevital.

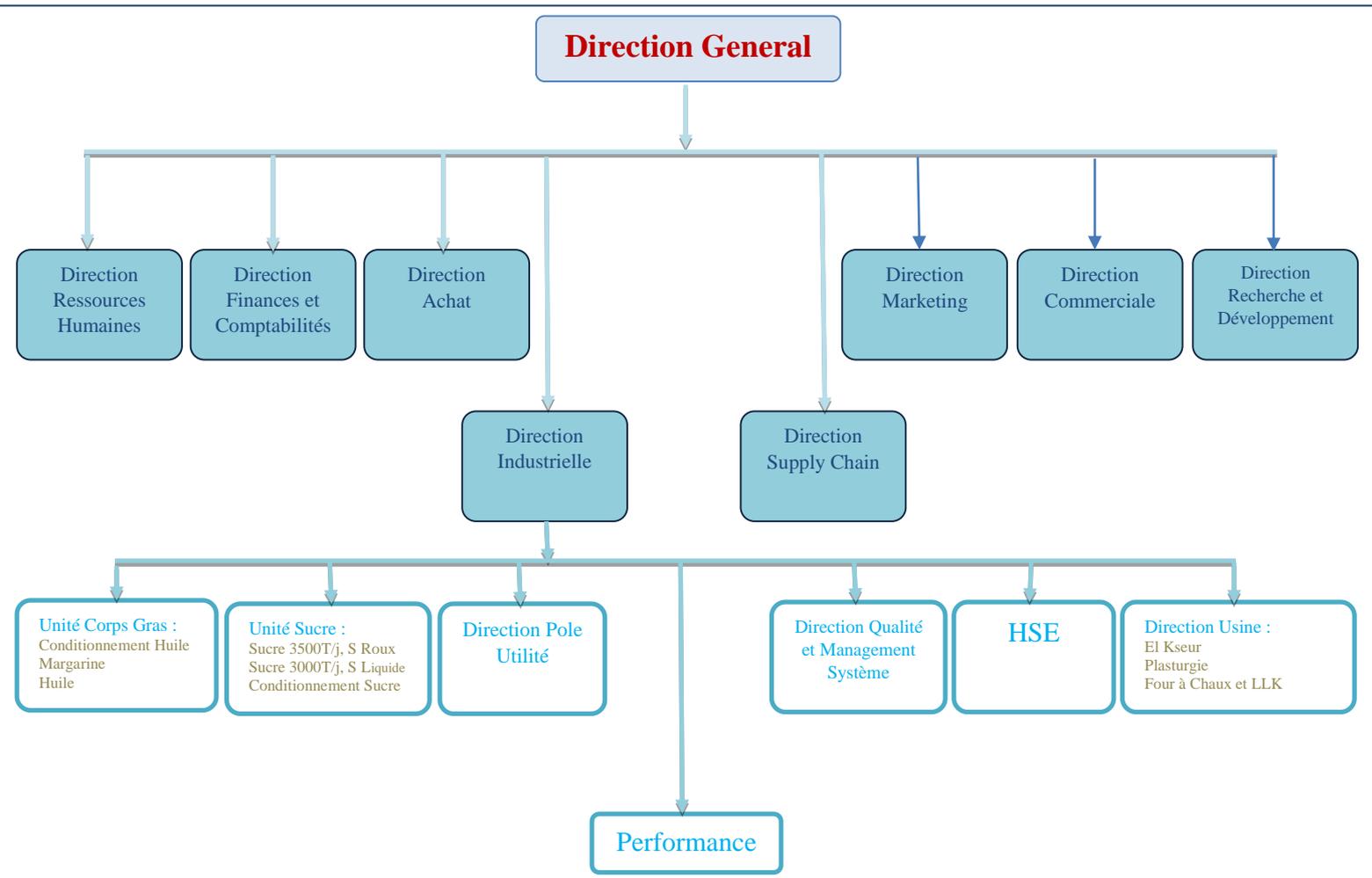


Figure 2 : Organigramme du complexe Cevital.

## Compresseurs

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<sup>ème</sup> siècle, la connaissance des grands principes de la thermodynamique permet de voir l'intérêt d'une compression multi-étage, avec refroidissement intermédiaire, à la fin du 19<sup>ème</sup> 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 Hurbiger, en 1895, à Vienne, rendit possible le souhait des vitesses de rotation du vilebrequin oblige à repenser la composition de la structure pour des raisons d'équilibrages 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 Buchi.
- 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 premières compresseurs auto-équilibrés, avec deux cylindres à double effet opposés et horizontaux. Résolvant ainsi les problèmes d'équilibrages rencontrés à la fin du 19<sup>ème</sup> siècle. Les efforts d'inertie et de pression on pût ainsi être équilibrés, ce qui permet des vitesses de rotation qui atteignent 1500tr/min.

Les diverses catégories de machines créées au début du 19<sup>ème</sup> siècle jusqu'à ce jour peuvent être classées en deux grandes familles :

- Les machines roto-dynamiques.
- Les machines volumétriques [1]

# 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.

Donc dans ce chapitre, nous allons voir un petit rappel sur les compresseurs, leurs types, leurs avantages et inconvénients puis leurs caractéristiques.

## **I.2 Air comprimé**

### **I.2.1 Notion sur l'air comprimé**

L'air comprimé est propre, sûr, simple et efficace. Lorsque l'air est comprimé, il n'existe pas de risque d'échappement de gaz dangereux ou d'autres produits nocifs. C'est une source d'énergie qui n'est ni combustible, ni polluante. Lorsque l'air est comprimé, la concentration d'humidité et de contaminants augmente. Si ce mélange corrosif est toléré dans le système, il a cependant un effet néfaste sur l'équipement pneumatique : temps d'arrêt de production superflus, détérioration de la machine et réduction de la durée de vie des équipements. [2]

### **I.2.2 Avantage de l'air comprimé**

- Transport facile dans des conduites bon marché.
- Faible coût des composants.
- Grande robustesse, pas de risque de détérioration pour cause de surcharge ;
- Pas de pollution pour les échappements d'air et les fuites ;
- Utilisation idéale en milieu explosif.

### **I.2.3 Inconvénient de l'air comprimé**

- Nécessité de propreté de l'air (*filtration*).
- Difficulté d'obtenir des vitesses régulières et des puissances constantes du fait de la compressibilité de l'air et des variations de pression lors de sa détente.
- Bruit des échappements.

### **I.2.4 Utilisation de l'air comprimé**

L'air comprimé est de plus en plus utilisé par l'industrie ou les services grâce à sa souplesse de mise en œuvre ; les impératifs économiques incitent les utilisateurs à mieux anticiper les coûts de production afin de maîtriser les dépenses en énergie et en maintenance.

L'apparition sur le marché de nouveaux matériels, de compression et de traitement, les contraintes imposées par les normes de qualité et le respect de l'environnement amènent les décideurs à considérer l'air comprimé comme une énergie à part entière et à en confier sa production à des spécialistes capables de gérer l'ensemble de ces paramètres. [2]

### **I.3. Compresseur**

#### **I.3.1 Définition**

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue), et sa pression augmente.

L'élévation de pression d'un gaz pour un compresseur est utilisée pour atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tels que :

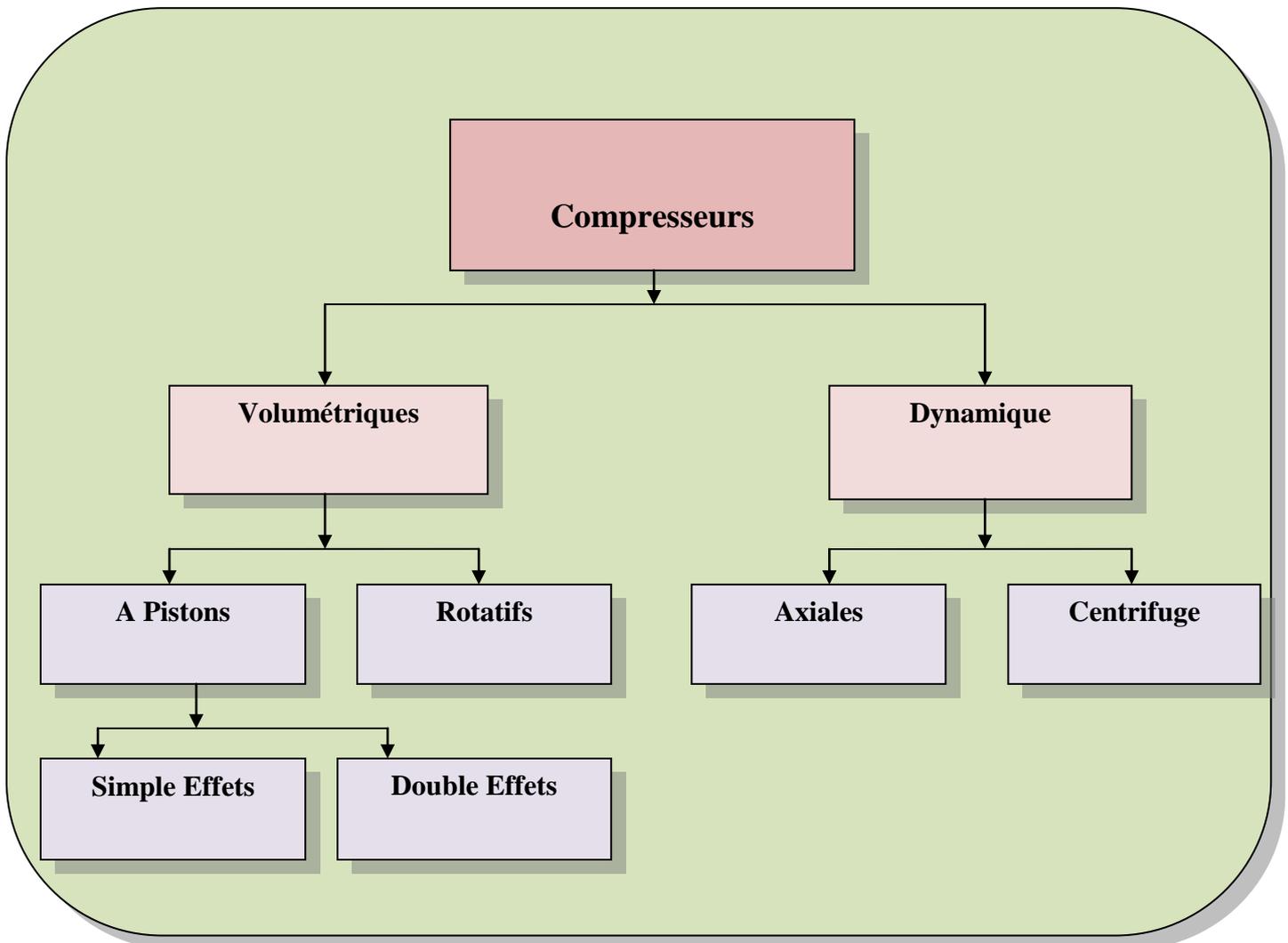
- Les réactions chimiques (pression convenable le catalyseur) ;
- Le stockage dans les cavités ;
- La liquéfaction ou la séparation ;
- Les cycles de réfrigération ;

L'alimentation des réseaux d'air comprimé...etc.

#### **I.3.2 Classification des compresseurs**

Les compresseurs peuvent être classés selon caractéristiques suivants :

- Le principe de fonctionnement (*volumétrique, dynamique*) ;
- Mouvement des pièces mobiles (*mouvement linéaire, rotatif*) ;
- Les compresseurs d'air ;
- Les compresseurs des gaz.



**Figure I.1:** Classification des compresseurs.

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

### **I.3.2.1 Compresseurs Dynamiques**

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiales et centrifuges. Les compresseurs centrifuges augmentent l'énergie du gaz comprimé grâce à la force centrifuge qui est provoquée par le mouvement de rotation des roues à aubes.

L'indice principal de ces compresseurs est la continuité de l'écoulement de l'entrée à la sortie. A l'entrée de la roue se passe la compression du gaz et l'augmentation de l'énergie cinétique. L'énergie cinétique obtenue par le gaz est transformée en énergie potentielle dans les éléments immobiles (Stator). [3]

#### ❖ Compresseurs axiaux

Les compresseurs axiaux, sont des turbocompresseurs, l'accroissement de pression résulte d'une action sur la vitesse de fluide.

Le travail fourni par le moteur d'entraînement sous forme d'énergie mécanique transmise à l'aube du compresseur est transformé en énergie cinétique du gaz à comprimer grâce à la rotation des aubes ; celle-ci est à son tour transformée en énergie.

Chaque étage est constitué par une rangée d'aubes fixes, et une rangée d'aubes mobiles, disposées dans un même cylindre. Les compresseurs axiaux sont utilisés pour les grands débits.



**Figure I.2:** Rotor de compresseur axial.

#### ❖ Compresseur centrifuge

Compresseur centrifuge est une turbomachine dans laquelle le gaz s'écoule principalement dans le sens radial. L'énergie nécessaire pour augmenter la pression de gaz est fournie en fluide par les aubes d'une roue centrifuge. Ces aubes divisent la surface latérale de la roue en secteurs servant de canaux d'écoulement, et forment un aubage.

Les roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans les roues, le reste dans le stator, c'est-à-dire dans les diffuseurs.



**Figure I.3 :** Vue en coupe d'un compresseur centrifuge.

### **I.3.2.2 Compresseurs volumétriques**

Ce sont les compresseurs qui fonctionnent avec une variation de volume à plus ou moins grandes vitesses. Lorsque la vitesse est grande, les fuites et les échanges de chaleur aux parois sont limités, l'énergie perdue par frottement augmente s'il y a contact entre les surfaces fixe et mobile. Parmi ces compresseurs volumétriques on distingue :

Les compresseurs rotatifs et les compresseurs alternatifs à piston.

#### **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.

##### **❖ Compresseur à palettes**

Le compresseur à palettes comporte un rotor dans lequel des palettes, qui peuvent se déplacer radialement, viennent délimiter des volumes variables. Ce rotor est excentré par rapport au carter extérieur, les palettes sont appliquées sur ce carter par la force centrifuge. Sur ce type de compresseur, le volume mort est inexistant et le compresseur est calculé pour une pression de sortie pour laquelle le rendement du compresseur est maximum.

### ❖ Compresseur à vis

Le compresseur à vis, comme son nom l'indique, comporte deux vis qui permettent de comprimer l'air.

Également appelé compresseur volumétrique, ce type de compresseur fonctionne avec une vis hélicoïdale. Cette pièce maîtresse se compose de deux éléments qui tournent l'un vers l'autre.

- un rotor mâle,
- un rotor femelle.

Avec cette rotation, l'espace entre eux diminue et la compression s'effectue. Selon la longueur, le profil de la vis et la forme de l'orifice de refoulement, la pression est plus ou moins forte.

Remarque : pour rester étanche, le système doit être correctement huilé

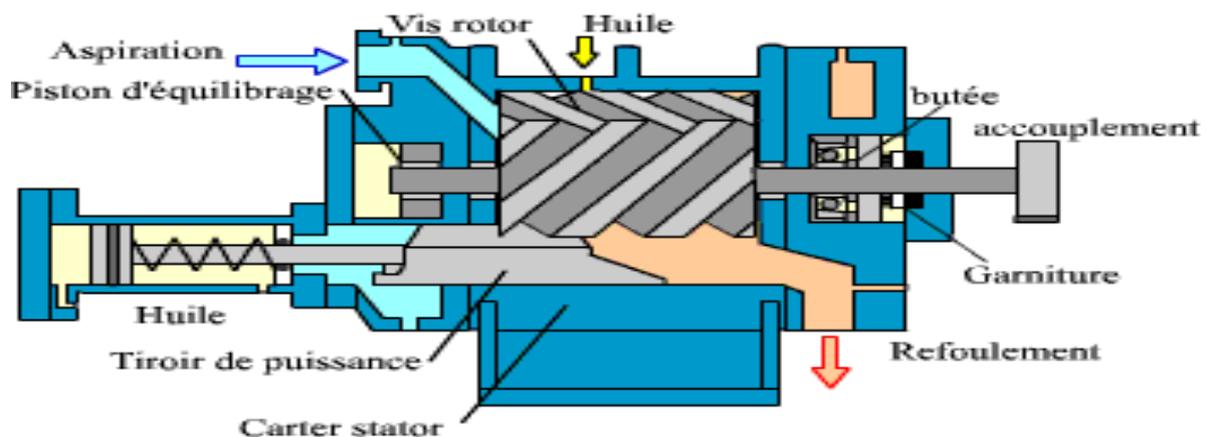


Figure I.4 : Compresseur à vis.

### ❖ Compresseur 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 déterminent le taux de compression.

## 2- Compresseurs alternatifs à pistons

Il est l'un des tout premiers modèles de compresseurs. Il reste le plus polyvalent et offre toujours un excellent rendement. Le compresseur à piston comporte un moteur électrique. Il

pousse un ou plusieurs pistons dans un cylindre au moyen d'une bielle et d'un vilebrequin. C'est un mouvement d'avant en arrière qui permet de comprimer l'air. Il existe deux modèles de compresseurs à piston :

Le compresseur à simple effet, ou le compresseur à double effet. La différence entre les deux, tient du piston en lui-même. Si la compression de l'air s'effectue d'un seul côté du piston, alors il s'agit d'un compresseur à simple effet. Si la compression s'effectue sur les deux côtés du piston, alors, il s'agit d'un compresseur à double effet [3].

## **2.1 Principe de fonctionnement**

Dans un compresseur à pistons, chaque piston présente un mouvement alternatif dans un cylindre. Lors de l'aller, le piston aspire le fluide à une certaine pression puis le comprime au retour. Pour cela, chaque piston est muni d'une entrée et d'une sortie à clapet anti retour.

Le clapet d'admission ne peut laisser passer le fluide que vers la chambre du piston. À l'inverse, le clapet d'échappement ne peut laisser passer le fluide que vers le circuit extérieur. De plus, le clapet d'échappement offre une certaine résistance, de façon à ne s'ouvrir que lorsque la pression de l'intérieur de la chambre du cylindre atteint une valeur suffisante. Un compresseur à piston est souvent muni de plusieurs pistons dont les phases d'admission et d'échappement sont décalées pour avoir une sortie de fluide constante dans le compresseur.

En effet, pour chaque piston, la sortie du fluide comprimé n'occupe qu'une petite partie du cycle [3].

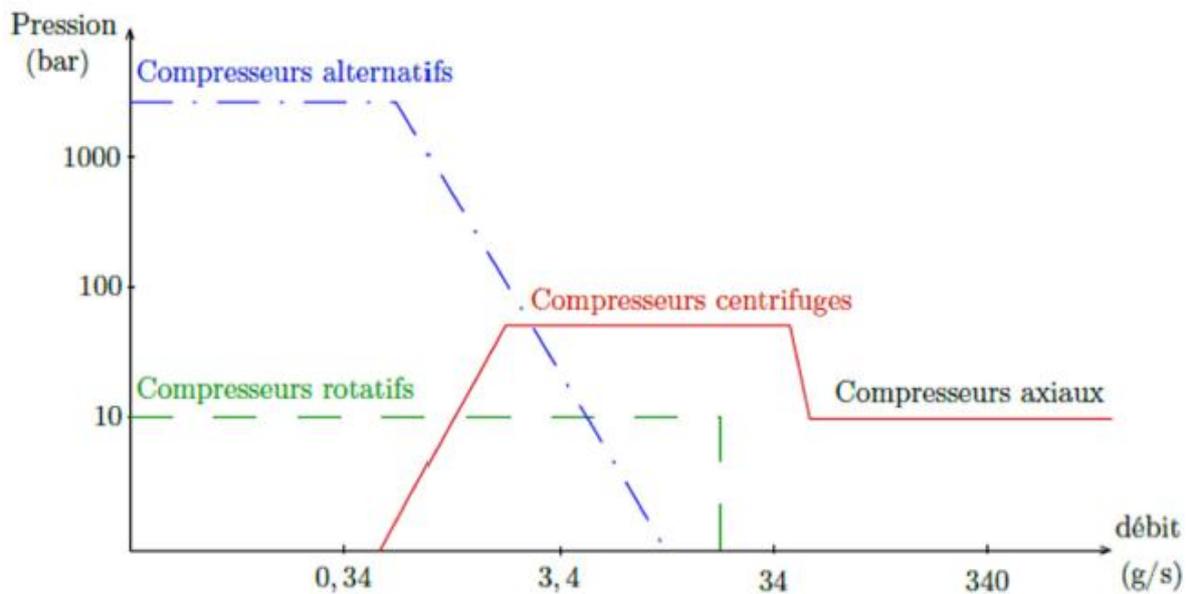
## I.4 Avantage et inconvénient des différent types des compresseurs

Type de compresseur	Compresseur volumétrique		Compresseur dynamique	
	Alternatif	Rotatifs	Centrifuge	Axial
Avantage	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Le compresseur a de nombreuses utilisations industrielles et domestique.</li> <li>-Faible coût d'installation.</li> <li>-facile à utiliser et à réparer.</li> <li>-Bien adaptés aux petits débits.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Rendement élevé et grande flexibilité de débit</li> <li>- Grande durée de vie.</li> <li>-Peu de frais de maintenance.</li> <li>-Bruit faible.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Réduit les frottements mécaniques grâce à la compacité axiale.</li> <li>-Faible cout de fabrication.</li> <li>-Compacité axiale.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Excellente fiabilité.</li> <li>-Très bon rendement.</li> </ul>
inconvénient	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Nécessite une inspection constante pour durer longtemps et résister aux pressions internes.</li> <li>-Fiabilité moyenne au niveau des soupapes.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Coût élevé.</li> <li>-Pas appliqué aux hautes pressions.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Pas adapté aux faibles débits.</li> <li>-Prix élevé.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Rotors de grande taille, délicats à construire et couteux.</li> </ul>

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des différent types des compresseurs.

### I.5 Choix du compresseur

Le choix de compresseur adéquat doit faire l'objet d'une étude rigoureuse, le choix de compresseur idéal est indispensable. De nombreux travaux de comparaison entre les différentes familles de compresseur ont été faits. Ces travaux montrent que divers compresseurs peuvent être utilisés. Le choix de compresseur n'est pas une chose aisée pour le concepteur du système en général. La Figure I.5 donne une information sur les domaines habituels de fonctionnement de diverses catégories de compresseurs [4].



**Figure I.5:** Plages d'application des différents types de compresseurs.

### I.6 Conclusion

Le présent chapitre nous a permis de bien comprendre les étapes de production et de traitement de l'air comprimé, ainsi les différents types du compresseur existants dans l'industrie en générale et leur principe de fonctionnement. Dans le prochain chapitre, on va faire une description sur l'installation d'air comprimé.

# Chapitre II

## Description de l'installation de l'air comprimé

## II.1 Introduction

Le compresseur à pistons est parmi le type de compresseur le plus ancien et le plus utilisé. Il à mécanisme augmentatif de pression par un mouvement alternatif avec une combinaison d'une rotation procurée par un moteur et par translation du piston.

## II.2 Compresseur à étudier

Il s'agit d'un compresseur **ATLAS COPCO CREPELLE** (voir Figure I.), de type horizontal alternatif avec crosse et cylindre. La compression se fait progressivement en trois étages jusqu'à la pression maximal 40 bar .Dans le premier étage, il comprime de 1 à 3 bar puis dans le 2<sup>ème</sup> étage il comprime de 3 à 11.4 bars, dans le 3<sup>ème</sup> étage il comprime de 11.4 à 38 bar.

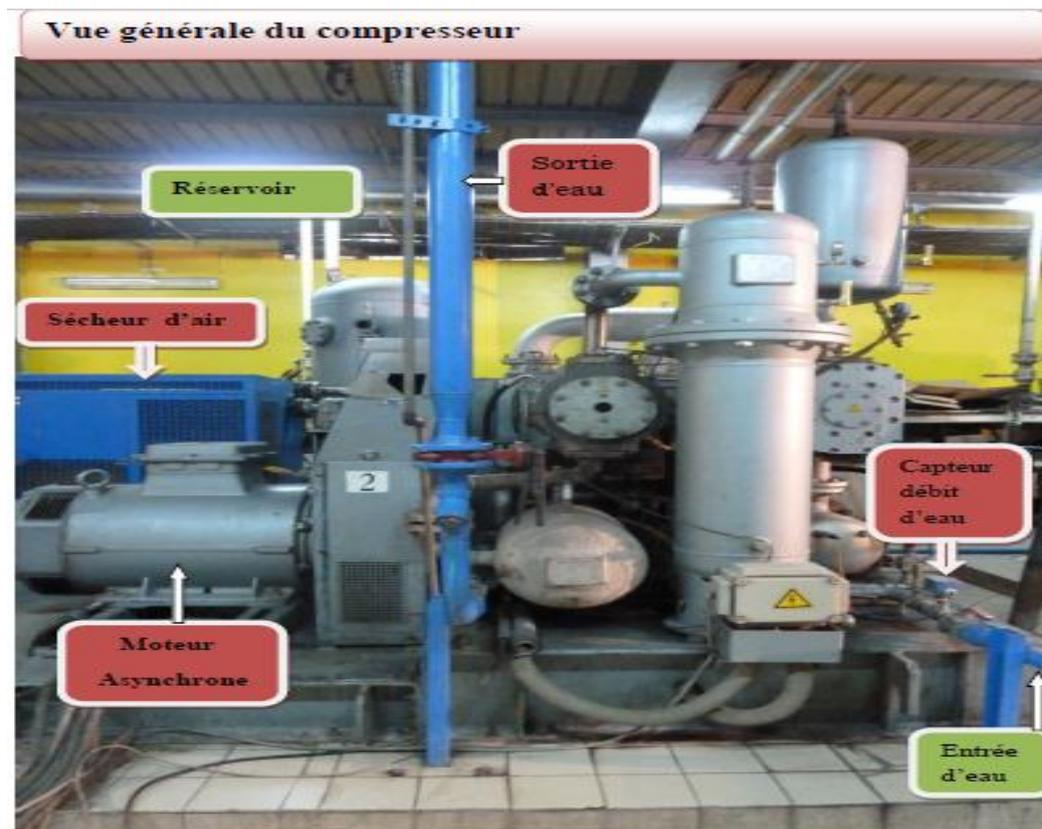


Figure II.1 : Compresseur ATLAS COPCO CREPELLE.

### II.2.1 Caractéristique du compresseur

Les caractéristiques du compresseur de notre objet sont présentées dans le tableau II.1ci-dessous.

Type de compresseur	40P36			/
Type de gaz	Air			/
Nombre d'étages	3			/
Nombre de cylindres	4			/
Pression d'aspiration	1			bar absolus
Pression de refoulement maxi	40			bar effectifs
Course	150			mm
Débit (à 0° sec)	1104			m <sup>3</sup> /h
Vitesse de rotation	668			Tr/mn
Puissance absorbée	219			kW
Puissance moteur	250			kW
Puissance totale installée	275			kW
Humidité relative	70			%
Température maximal d'eau en entrée	35			°C
Masse de l'ensemble	13250			kg
Altitude	100			m
<b>Calcul aux cylindres compresseurs</b>				
Numéro d'étages	1	2	3	
Diamètre alésage cylindre	320	220	140	mm
Type de cylindre (DE-SE)	DE	DE	DE	
Température maximale d'aspiration	45	45	45	°C
Température de refoulement	205	177	181	°C
Pression d'aspiration	1	3	11.4	bar effectifs
Pression de refoulement	3	11.4	40	bar effectifs
<b>Réglages (facultatif)</b>				
Soupape gaz	4	16	45	bar effectifs
Capteur température gaz	200/210	200/210	190/200	°C
Capteur pression gaz	37/39			bar effectifs
Pression de détente pour mise à vide	7			bar effectifs
Capteur pression huile	1			bar effectifs
Capteur température eau	30-35			°C

Tableau II.1 : Caractéristique du compresseur. [5]

## II.2.2 Principe de fonctionnement du compresseur alternatif à piston

### a. Description fonctionnelle

Ce compresseur est de type horizontal alternatif avec crosses et cylindres à double. La ligne d'arbre comprend 4 manetons décalés deux à deux de 180°, et les pistons sont en opposition et leur déplacement est inversé. Cette disposition améliore sensiblement l'équilibrage du compresseur et supprime le pilonnage des fondations.

### b. Cycle de compression

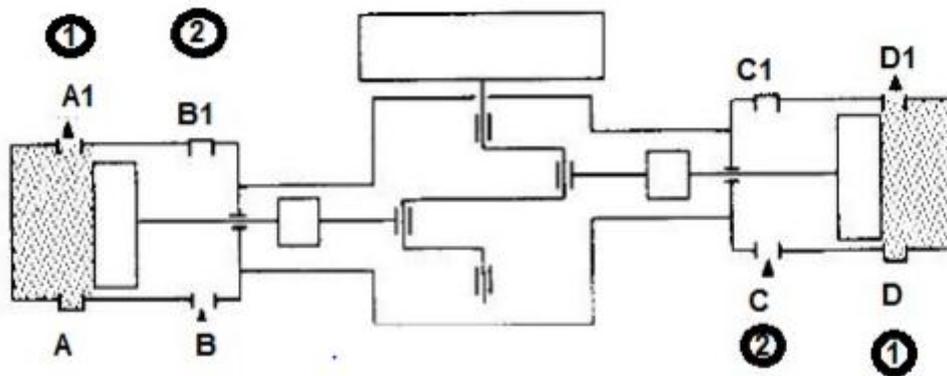
Il s'effectue par effet en deux temps :

Premier temps : aspiration

Deuxième temps : refoulement

#### 1. Premier temps

La figure II.2 décrit le premier temps de cycle de compression



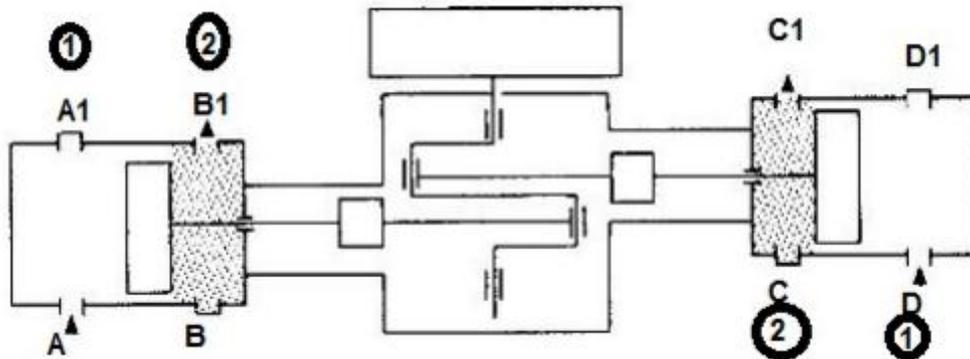
**Figure II.2:** premier temps cycle de compression

L'effet avant aspire le gaz par les clapets d'aspiration B et C, les clapets de refoulement B1 et C1 restants fermés.

Il y a compression dans l'effet arrière et évacuation du gaz par les clapets de refoulement A1 et D1, les clapets d'aspiration A et D restants fermés.

## 2. Deuxième temps

La figure II.3 décrit le deuxième temps de cycle de compression



**Figure II.3:**deuxième temps cycle de compression

L'effet arrière aspire le gaz par les clapets d'aspiration A et D, les clapets de refoulement A1 et D1 restants fermés.

Il ya compression dans l'effet arrière et évacuation du gaz par les clapets de refoulement B1 et C1, les clapets d'aspiration B et C restants fermés.

La compression provoque un échauffement de gaz comprimé, l'air comprimé, va être refoulé vers le deuxième étage passant par un ensemble collecteur échangeur qui va réduire sa température, le refroidissement de l'air après compression entraîne une condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air, ces condensats sont recueillis dans les séparateurs et évacués par des systèmes de purge, puis l'air va subir une deuxième compression au niveau de deuxième étage, puis va être refoulé vers le troisième étage en passant par un échangeur. a la sortie du troisième étage, il va subir un dernier refroidissement et séparation pour le stocker dans le réservoir haute pression et qui sert comme séparateur aussi, puis il va être refoulé vers un collecteur central qui distribue une quantité à chaque souffleuse en passant par un sécheur. [5]

### II.2.3 Parties essentielles du compresseur

**II.2.3.1Partie mécanique :** elle est appelée 'Partie mécanique' l'ensemble des éléments relatifs à la transmission du mouvement vers les cylindres. [5]

**1- le bâti :** en fonte, du type fermé, il possède les caractéristiques complémentaires suivantes :

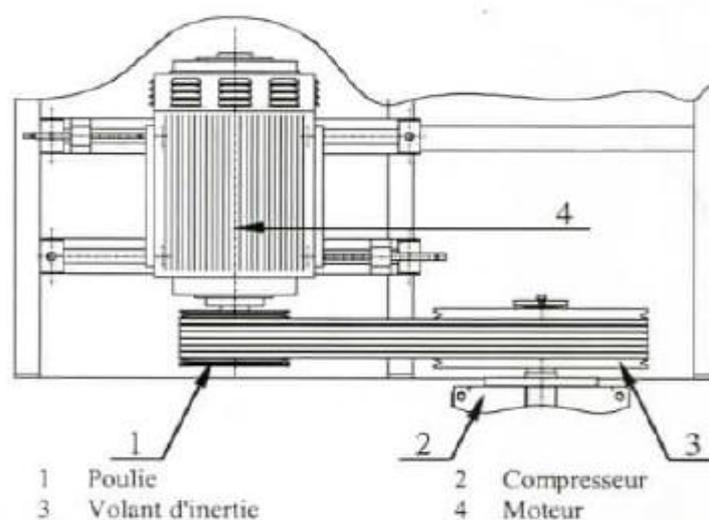
- Réseau de nervures importantes ;
- Portes de visite largement dimensionnées facilitant la maintenance ;
- Réserve d'huile réalisée par la forme du bâti ;
- Paliers dont 2 cotés volants.

La figure II.4 présente le bâti.



**Figure II.4 :** Bâti du compresseur.

**2- Le volant d'inertie :** Le volant est destiné à optimiser le coefficient de régularité cyclique de compresseur, il est généralement solidarisé au vilebrequin par un élément de serrage à manchon conique ou par clavette. L'accouplement entre moteur et compresseur se fait par une courroie tendue. La figure II.5 représente le volant d'inertie et le moteur électrique.



**Figure II.5 :** volant d'inertie et moteur électrique.

**3- Arbre vilebrequin :** réalisé en fonte GS ou en acier forgé avec ou sans contrepoids intégrés dans la masse du vilebrequin, il transmet la puissance mécanique au piston de compresseur. La sortie d'arbre est munie d'un dispositif d'arrêt d'huile coté volant. La figure II.6 représente un Arbre vilebrequin.



**Figure II.6 :** Arbre vilebrequin du compresseur.

**4- Coussinets de ligne d'arbre :** il est de type mince, en une ou deux parties, en acier et métal antifriction, lubrifié sous pression. Le vilebrequin repose sur deux coussinets côté volant. La figure II.7 représente les Coussinets de ligne d'arbre.



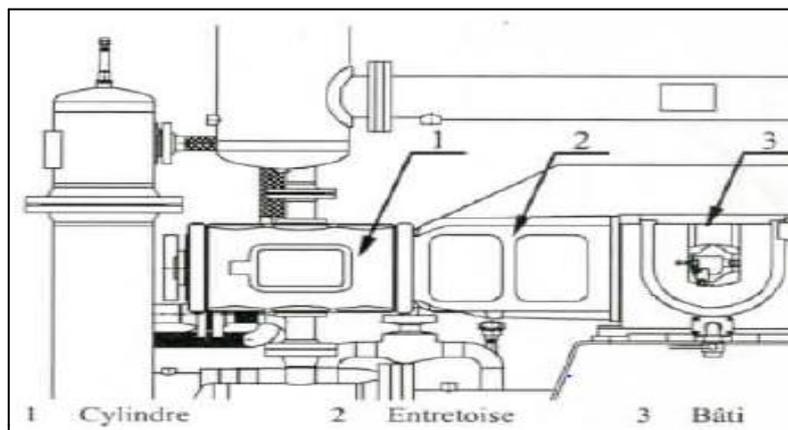
**Figure II.7 :** Coussinets de ligne d'arbre.

**5- Bielles :** elles sont en acier, avec chapeau rapporté boulonné sur le corps, et équipées de coussinets de tête de bielle du type mince revêtu de métal antifriction et de coussinets de pied de bielle en bronze (voir figure II.8).



**Figure II.8 :** Bielles du compresseur.

**6- Entretoise :** Une entretoise fait la liaison entre le bâti et le cylindre. Elle est équipée de bagues racleuses d'huile, évitant le passage d'huile de la partie mécanique vers les cylindres. Des portes de visite largement dimensionnées permettent un accès aisé (*voir figure II.9*).



**Figure II.9:** Entretoise du compresseur.

**7- Crosse :** les croses sont de type monobloc en font GS. Elles assurent la transformation de mouvement relatif de vilebrequin en mouvement alternatif nécessaire aux pistons (*voir figure II.10*).

- **Axe de crosse :** l'axe de crosse assure la liaison entre la bielle et la crosse. Il en acier traité en surface. Un arrêt en translation est réalisé.

- **Glissière de crosse :** La glissière assure le guidage de la crosse. Elle est boulonnée sur le bâti.



**Figure II.10 :** Crosse du compresseur.

**8- Pompe à huile :** attelée en bout du vilebrequin, la pompe à huile permet la distribution d'huile sous pression à l'intérieur du réseau de graissage (*voir figure II.11*).



**Figure II.11 :** Pompe à huile du compresseur.

**9- Circuit de graissage :** le circuit de graissage de la partie mécanique permet la lubrification sous pression à partir de la pompe à huile.

**10- Tiges de piston :** en acier spécial traité, elles sont munies de déflecteur interdisant tout passage de lubrifiant dans le cylindre. Elles assurent la liaison entre crosses et piston. La liaison avec la crosse se fait par vissage.

**11- Piston :** réalisés en alliage d'aluminium en fonte ou en inox, suivant nécessité, ils assurent la compression du gaz. Ils sont équipés de segments porteurs et d'étanchéité. Le serrage du piston sur la tige est effectué par un écrou tendeur ou un écrou de grande dimension (*voir figure II.13*).



**Figure II.13 :** Piston du compresseur.

**12- Bagues racleuses d'huile :** elles assurent la récupération de l'huile de graissage de la partie mécanique et éventuellement une première étanchéité entre le bâti et le sas (*voir figure II.14*).



**Figure II.14 :** Bagues racleuses d'huile.

**13- Garnitures :** elles assurent la meilleure étanchéité possible entre la cellule de compression et l'extérieur à la sortie de la tige de piston du cylindre. Elles sont autolubrifiants, mini-lubrifié ou lubrifiées, éventuellement refroidies (*voir figure II.15*).



**Figure II.15 :** Garnitures du compresseur.

**14- Soupapes à clapets :** elles sont automatiques, à disques avec ressorts et amortisseur à grande section de passage. Elles assurent la lubrification du fluide entre l'extérieur et

l'intérieur de la cellule de compression, tant à l'aspiration qu'au refoulement (*voir figure II.16*).



**Figure II.16 :** Soupapes à clapets.

### II.2.3.2 Partie électrique

**1- Armoire électrique :** elle regroupe l'ensemble de systèmes électriques nécessaires au démarrage du moteur triphasé d'entraînement, l'automate et les dispositifs de visualisation et de commandes divers (*marche/arrêt, choix du fonctionnement manuel ou automatique*). [5]

L'ensemble des éléments de systèmes nécessaires au bon fonctionnement du compresseur sont :

- L'isolation ;
- Les protections ;
- La puissance ;
- La commande ;
- Le dialogue homme/machine ;
- Et les dialogues d'interfaces extérieurs.

**2- Transmetteurs :** ils regroupent l'ensemble des systèmes de contrôle nécessaires au bon fonctionnement du compresseur. Ils sont installés en local sur les différents points de mesure :

- Le capteur de température air de chaque étage : il contrôle la température de l'air de refoulement de chaque étage de compression. Il provoque une alarme ou l'arrêt de compresseur en cas de température haute anormale.

- Le capteur de température eau : il contrôle la température d'eau en sortie du circuit compresseur en cas de température haute anormale.
- Le capteur de pression air : il contrôle la pression d'air sur le réservoir. Il provoque la régulation du compresseur ou l'arrêt en cas pression haute anormale.
- Le capteur de pression huile : il contrôle la pression de l'huile en bout d'arbre du circuit de graissage de la partie mécanique (*sur le palier coté volant*). Il provoque l'arrêt du compresseur en cas de pression basse anormale.
- Le contrôleur de circulation d'eau : il contrôle la circulation d'eau en sortie de circuit compresseur. Il provoque l'arrêt de compresseur en cas de manque d'eau pendant plus de 25 seconds lors du démarrage et de fonctionnement.
- Les électrovannes de purges.

**3-Indicateurs** : ils sont possibles par la présence des éléments suivants :

- Les manomètres de pression d'air comprimé et pression d'huile de graissage. Ces manomètres sont du type à bain de glycérine et munis de robinets d'isolement.
- Le thermomètre à la sortie des réfrigérants d'air comprimé.
- Le contrôleur visuel de circulation d'eau et le thermomètre sur le circuit d'eau.

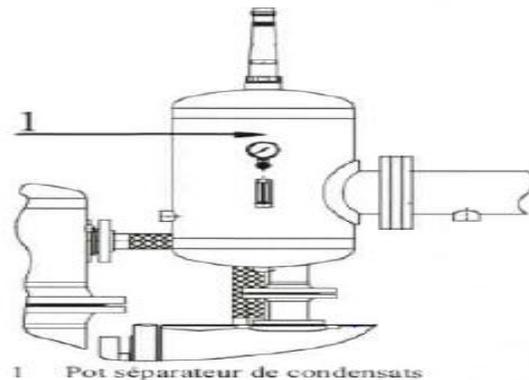
**4- Moteurs électriques** : le démarrage des moteurs électriques se fait par l'intermédiaire de l'armoire électrique (*le schéma électrique spécifique est placé à l'intérieur de l'armoire*).

- Moteur de compresseur : ce moteur entraine le vilebrequin du compresseur. Il est alimenté au travers d'un dispositif de démarrage étoile/triangle avec ses protections.
- Moteur de pompe à eau : ce moteur entraine la pompe à eau de réfrigération du groupe de refroidissement. Il est alimenté au travers d'un discontacteur magnétothermique.

### II.2.3.3 Partie pneumatique

Dans cette partie on trouve : le réservoir haut pression, Les séparateurs de condensats ainsi que Les purges de condensats. [5]

**1-Les séparateurs de condensats** : le refroidissement de l'air après compression entraine une condensation de vapeur d'eau contenue dans l'air. Ces condensats sont recueillis dans le séparateur des réfrigérant et dans les réservoirs d'air comprime et évacués par des systèmes de purge (*voir figure II.17*).



**Figure II.17 :** Les séparateurs de condensats.

**2- Les purges de condensats :** les différents points de collecte de condensats sont équipés d'un système manuel et automatique :

- En fonctionnement manuel, il appartient à l'utilisateur de contrôler périodiquement le niveau des condensats et de purger aussi souvent que nécessaire.

- En fonctionnement automatique, l'évacuation des condensats est effectuée par cycle automatique.

**3- Réservoir d'air :** il permet le stockage du gaz comprimé en vue de son utilisation. La capacité de ce réservoir est déterminée de manière à disposer d'un volume tampon de gaz comprimé suffisant pour éviter un fonctionnement trop saccadé du compresseur (*voir figure II.19*).



**Figure II.18 :** réservoir d'air.

### II.2.3.4 Partie thermique

Dans cette partie on trouve : le sécheur d'air et le réservoir haute pression.

**1- Le sécheur d'air** : il permet de réduire de façon importante le taux d'humidité de l'air comprimé provenant du compresseur (voir figure II.18).



**Figure II.19** : Le sécheur d'air.

### II.2.3.5 Echangeur thermiques

Les échangeurs thermiques sont des appareils qui permettent d'échanger de la chaleur entre deux fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et un fluide froid. Au cours du processus, un des fluides pourra changer de phase (*condensation, évaporation*). Ils peuvent être intégrés dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement. Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agro-alimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat (*notamment le conditionnement d'air, la réfrigération et le chauffage urbain*) ou dans les transports (*conditionnement d'air, réfrigération et refroidissement des moteurs*). [6]

#### II.2.3.5.1 Différentes fonctions d'un échangeur thermique

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre deux liquides, entre deux gaz ou entre un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation. [7]

#### II.2.3.5.2 Classification des échangeurs

➤ **Selon le type d'écoulement**

- Courants parallèles de même sens ou de sens contraires, courants croisés.
- Combinaison des deux types précédents.

➤ **Selon les types de fluides utilisés**

- 2 fluides de caractéristiques thermiques voisines (eau/eau).
- 2 fluides de caractéristiques thermiques très différentes (eau/air).

➤ **Selon la surface d'échange**

- Paroi matérielle (plaque, tube, etc.).
- Contact direct (aéroréfrigérant, tour de refroidissement).

### **II.2.3.5.3 Echangeurs tubulaires**

Ils sont nombreux dans le secteur industriel et représentent environ 25 % des ventes. Malgré leur technologie ancienne face aux échangeurs à plaque brasé soudés ou à joints, les échangeurs tubulaires restent indispensables pour les fluides à forte pression. Leur fonctionnement repose sur dans une calandre et d'un faisceau de tubes disposés à l'intérieur. Il peut être positionné verticalement ou horizontalement. [7]

### **II.2.3.5.4 Types des échangeurs tubulaires**

- Echangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpent.
- Echangeur coaxial, dans lequel les tubes sont le plus souvent contrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- Echangeur multitubulaire.

### **II.2.3.5.5 Echangeur tubulaire à calandre**

Ils sont du type à faisceau tubulaire. L'eau circule généralement dans les tubes et l'air dans la calandre à contre-courant. Ce type de réfrigérant peut comprendre un antipulsatoire à la sortie, équipé d'un système de purge.

Les principaux composants d'un échangeur tubulaire à calandre sont les tubes, les chicanes, tête avant, tête arrière et les buses.

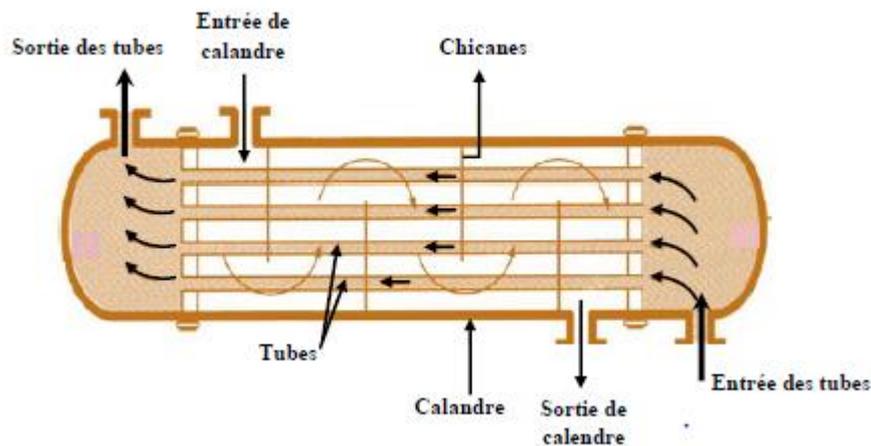


Figure II.20 : Echangeur tubulaire.

### II.2.3 Tour de refroidissement

Une tour de refroidissement est un cas particulier d'un échangeur de chaleur. Elle est utilisée pour refroidir un liquide (*généralement l'eau*) à l'aide d'un moyen de refroidissement. Le transfert thermique s'effectue par un contact direct ou indirect.

Elle a pour objectif d'évacuer vers le milieu extérieur la chaleur issue d'un système de refroidissement, en pulvérisant l'eau chaude dans un flux d'air froid. Le contact entre les deux fluides permet de refroidir l'eau grâce à l'évaporation d'une partie d'eau pulvérisée. [8]

#### II.2.3.4 Différents types des tours de refroidissement

Il existe quatre types de tour de refroidissement :

- ✚ Tour de refroidissement ouvert ;
- ✚ Tour de refroidissement fermé ;
- ✚ Tour de refroidissement avec un condenseur évaporatif ;
- ✚ Tour de refroidissement à circuit fermé hybride.

### II.2.4.1 Tour de refroidissement à circuit fermé

La figure II.21 représente le tour à circuit fermé.

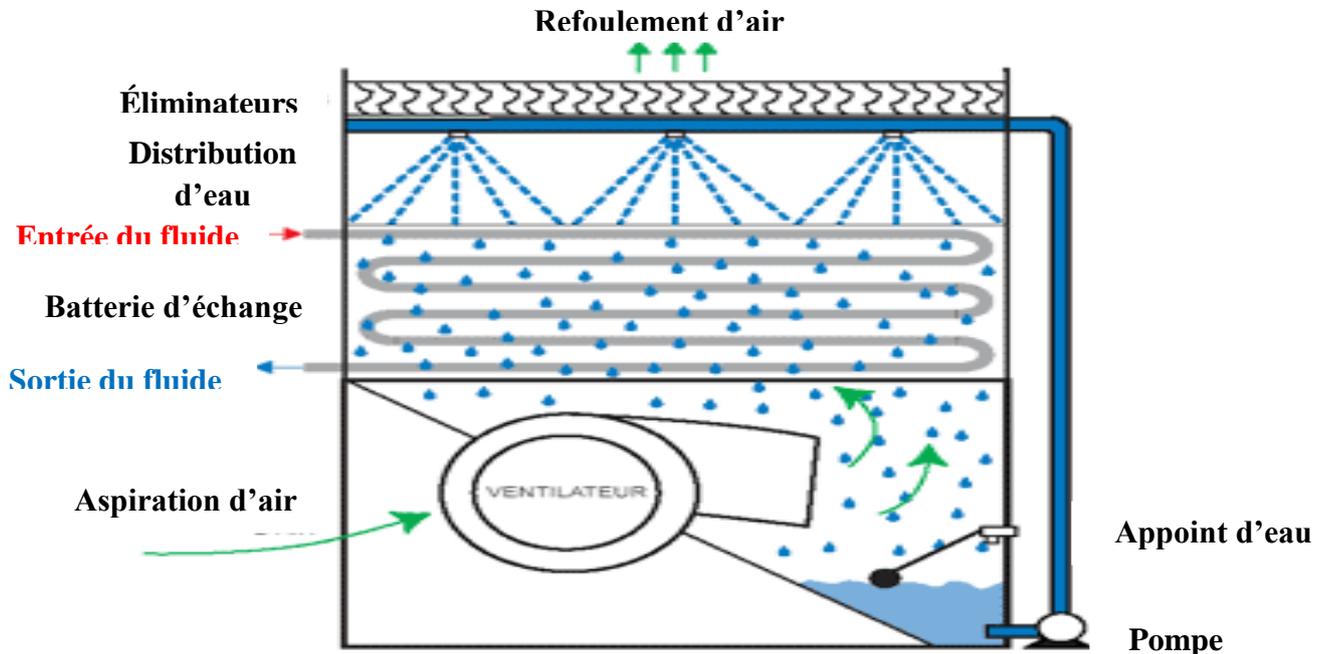


Figure II.21 : Tour à circuit fermé. [9]

#### II.2.4.1.1 Principe de fonctionnement

Dans une tour fermée, le fluide du procédé à refroidir circule dans un échangeur tubulaire.

Il n'y a donc plus de contact direct entre le fluide du circuit primaire et l'air. Le refroidissement est assuré par évaporation d'une partie de l'eau dispersée du circuit tour, provenant du bassin de rétention et complétée par l'appoint en eau. Ces performances ne sont possibles qu'en surdimensionnés la tour de refroidissement, comparativement à une tour ouverte (*augmentation nette du débit d'air et de la taille*).

- La température de retour du fluide peut donc être comprise entre 25 et 50°C,
- Les puissances thermiques évacuées varient de quelques centaines de kW à plusieurs

MW. [9]

### II.2.4.1.2 Description et illustration des composants

Les principaux composants d'une tour de refroidissement ouverte sont :

**1-Le corps d'échange :** Il peut être constitué :

- D'un empilement de parois ondulées ou en nid d'abeille sur lesquelles les gouttelettes d'eau s'écoulent sous forme de film,
- D'un empilement de lattes sur lesquelles l'eau s'éclate en gouttes successives.

**2-Les rampes de dispersion :** (*encore couramment appelées rampes de pulvérisation*) :

Celles-ci servent à la dispersion du fluide sous forme de gouttelettes sur le corps d'échange.

[8]



Figure II.22 : Système de dispersion du fluide à refroidir. [8]

**3- Le bassin de rétention :** il est situé sur la partie basse de la tour afin de récupérer l'eau non évaporée après le passage sur le corps d'échange. Cet élément doit être conçu de façon à être fermé et non poreux, tout en facilitant sa maintenance, en privilégiant les pentes d'écoulement l'accessibilité.



Figure II.23: Exemples de bassin de rétention avec point de vidange.

**4-Ventilateur :** pour assurer la circulation de l'air à travers le corps d'échange, deux types de ventilateur sont utilisés sur les tours de refroidissement :

- Les ventilateurs axiaux,
- Les ventilateurs centrifuges.



**Figure II.24:** Photos de ventilateurs.

### **5-Echangeur intermédiaire**

Disposé entre le circuit d'eau de la tour et celui du procédé à refroidir. Celui-ci peut être un échangeur à plaques ou un échangeur tubulaire (*généralement en inox*). Cet échangeur intermédiaire doit résister à la corrosion, l'entartrage et à l'encrassement.

### **6-Pompe de circulation additionnelle**

Pour la circulation dans l'échangeur intermédiaire et le circuit de la tour de refroidissement.

#### **II.2.4.1.3 Avantages d'une tour fermé**

- Un seul appareil (*pas d'échangeur externe*).
- Grand débit d'eau constant sur échangeur.
- Pas de pollution (*circuit primaire fermé et propre*).
- Température d'eau de pulvérisation basse.
- Surface échangeur lisse et accessible pour nettoyage.
- Volume d'eau à traiter très limité et confinement sanitaire au bassin.

#### **II.2.4.1 Conclusion**

Dans ce chapitre on a décrit les parties essentielles du compresseur série ATLAS COPCO CREBELLE, et leurs caractéristiques et le rôle de chaque constituant dans le cycle de production, ainsi que la présentation des échangeurs thermiques, et la tour de refroidissement. Dans le chapitre suivant, on va faire l'étude thermodynamique.

# **Chapitre III**

## **Etude thermodynamique et dimensionnement d'un échangeur de chaleur**

### 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 accompagnée d'une augmentation de cette température aussi souvent nommée chaleur de compression. Cette augmentation de température provoquant la dilatation du gaz contribue elle aussi à l'augmentation de pression. Ceci est représenté par la relation de suivant :

$$P V^n = \text{cste}$$

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

### III.2 Travail du compresseur

Les fluides sont assimilés à des gaz parfaits au sens de la thermodynamique, c'est-à-dire régis par l'équation d'état suivante : [10]

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

Avec :

P : pression absolue du gaz [Pa].

V : volume occupé par la masse du gaz [m<sup>3</sup>].

T : température absolue [K].

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

m : masse de l'air [kg].

Expression du travail technique ou utile

Le travail utile  $W'$  dépensé dans une machine à échange continu de fluide se calcule en supposant la réversibilité mécanique par la formule :

$$W' = -P_1 V_1 - \int_{V_1}^{V_2} P dV + P_2 V_2$$

En faisant une intégration par partie :  $(\int U dV = UV - \int V dU)$

$$\text{C'est-à-dire : } -\int_1^2 PdV = \left[ PV - \int_1^2 VdP \right]_1^2 = - \left[ P_2V_2 - P_1V_1 - \int_1^2 VdP \right]$$

Alors :

$$W' = -P_1V_1 - \int_{V_1}^{V_2} PdV + P_2V_2 = -P_1V_1 - \left[ P_2V_2 - P_1V_1 - \int_1^2 VdP \right] + P_2V_2 = \int_1^2 VdP$$

Finalement :

$$W' = \int_1^2 VdP \quad (\text{III.2})$$

### 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  $PV = \text{cste}$ , c'est la loi de Mariotte.

L'expression du travail absorbé dans une telle transformation supposée réversible, pour une unité de masse de gaz.

Transformation isotherme réversible :  $n = 1$

$$W' = nW$$

$$W'_\theta = 1 * W_\theta$$

$$W = -\int PdV \quad P \neq \text{Constante} ; \quad \text{Gaz parfait} : \quad Pv = rT$$

$$P = \frac{rT}{v}$$

Avec :  $T = \text{cste}$

$$W = -\int PdV = -\int \frac{rT}{v} dV = -rT \int \frac{1}{v} dV$$

$$W = -rT \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{v}$$

$$W = -rT \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right)$$

$$W' = W = -rT \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$PV = \text{cste}$

$$P_1V_1 = P_2V_2 \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1}$$

Donc :

$$W = -rT \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{III.3})$$

### III.2.2 Compression isentropique

Le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (*compression adiabatique*) et la compression se fait sans 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:

$$PV^\gamma = \text{cste}$$

$$\text{Avec: } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

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

$$W' = \int_1^2 V dP$$

$$\text{Avec: } PV^\gamma = \text{cste}$$

$$V^\gamma = \frac{\text{cst}}{P}$$

$$V = \left(\frac{\text{cste}}{P}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} P^{-\frac{1}{\gamma}}$$

En remplaçant V :

$$W' = \int_1^2 (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} P^{-\frac{1}{\gamma}} dP$$

$$W' = (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} \int_1^2 P^{-\frac{1}{\gamma}} dP$$

$$W' = (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} \left[ \frac{P^{-\frac{1}{\gamma}+1}}{1+\frac{1}{\gamma}} \right]$$

$$W' = (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} \left[ \frac{P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} \left[ P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Puisque  $PV^\gamma = P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma = \text{cste}$ , on écrit:

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[ (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[ (P_2 V_2^\gamma)^{\frac{1}{\gamma}} P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - (P_1 V_1^\gamma)^{\frac{1}{\gamma}} P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[ P_2^{\frac{1}{\gamma}} * P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} V_2 - P_1^{\frac{1}{\gamma}} P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} V_1 \right]$$

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[ P_2^{\frac{1+\gamma-1}{\gamma}} V_2 - P_1^{\frac{1+\gamma-1}{\gamma}} V_1 \right]$$

On en déduit l'expression du travail massique :

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad (\text{III.4})$$

### III.2.3 Compression polytropique

Une transformation polytropique est une modification de l'état thermodynamique d'un système avec un échange thermique partiel entre ce dernier et son environnement. Un état polytropique se classe donc entre le cas isotherme et le cas adiabatique. La loi d'évolution est alors appelée *Polytropique*. Il faut remarquer que les évolutions isothermes et adiabatiques sont des cas particuliers et non des cas limites. [10]

$$PV^n = \text{cste} \quad (\text{III.5})$$

$n$ : désigne le coefficient polytropique tel que  $1 < n < \gamma$

Pour une compression polytropique d'un état initial  $(T_1, P_1)$  à un état final  $(T_2, P_2)$  :

On a:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\text{Ln} \left[ \frac{T_2}{T_1} \right] = \text{Ln} \left[ \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$\text{Ln} \left[ \frac{T_2}{T_1} \right] = \frac{n-1}{n} \text{Ln} \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]$$

$$\frac{n-1}{n} = \text{Ln} \left[ \frac{T_1}{T_2} \right] / \text{Ln} \left[ \frac{P_1}{P_2} \right] = \text{Ln} \left[ \left[ \frac{T_2}{T_1} \right] / \left[ \frac{P_2}{P_1} \right] \right] = K$$

$$n - 1 = nK$$

$$n(1 - K) = 1$$

Donc :

$$n = \frac{1}{1-K} \quad (\text{III.6})$$

Pour la transformation polytropique

$$\text{On a : } PV^n = \text{cste}$$

$$\text{Ln } PV^n = \text{Ln cste} = \text{cste}$$

$$\text{Ln } P + n \text{Ln } V = \text{cste}$$

En différentiant

$$d(\text{Ln } P) + n d(\text{Ln } V) = d(\text{cste}) = 0$$

$$\frac{dP}{P} + n \frac{dV}{V} = 0$$

En multipliant par PV

$$PV \frac{dP}{P} + n PV \frac{dV}{V} = 0$$

$$VdP + nPdV = 0$$

$$VdP + nPdV = 0$$

$$VdP = n(-PdV)$$

$$\delta W' = n \delta W$$

$$n_\theta = 1 \quad \Rightarrow \quad W'_\theta = W_\theta : \text{isotherme}$$

$$n_\theta = \gamma \quad \Rightarrow \quad W'_s = \gamma W_\theta : \text{isentropique}$$

$$n = n \quad \Rightarrow \quad W' = nW : \text{polytropique}$$

$$W = n \int_1^2 -P dV$$

$$W = n \int_1^2 -(cste V^{-n}) dV$$

$$W = - n (\text{cste}) \left[ \frac{V^{n-1}}{n-1} \right]$$

$$W = n (\text{cste}) \left[ -\frac{V_1^{n-1}}{n-1} - \frac{V_2^{n-1}}{n-1} \right]$$

$$W = \frac{n}{n-1} \text{cste} [V_2^{n-1} - V_1^{n-1}]$$

$$W = \frac{n}{n-1} \text{cste} \left[ \left( \frac{V_2}{V_1^n} \right) - \left( \frac{V_1}{V_1^n} \right) \right]$$

$$W = \frac{n}{n-1} [P_2 V_2 - P_1 V_1]$$

$$W = \frac{n}{n-1} [P_2 V_2 - P_1 V_1]$$

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} - 1 \right]$$

On trouve:

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ \frac{T_2}{T_1} - 1 \right]$$

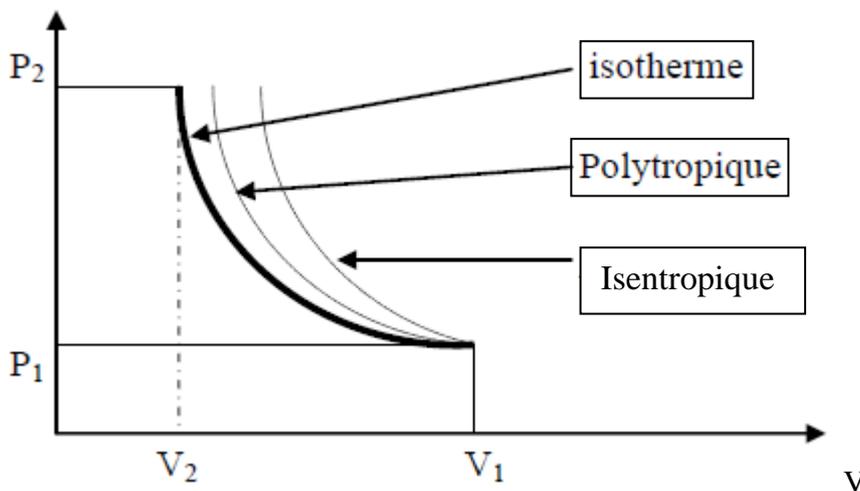
Avec:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Donc :

$$W_{\text{pol}} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III.7})$$

Les trois compressions sont représentées sur le graphe suivant :



**Figure III.1** : Evolutions thermodynamiques.

### III.2.4 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.

$$\tau = \frac{P_2}{P_1}$$

### III.2.5 Cycle théorique d'un compresseur a piston

La figure III.2 illustre le cycle théorique d'un compresseur à pistons

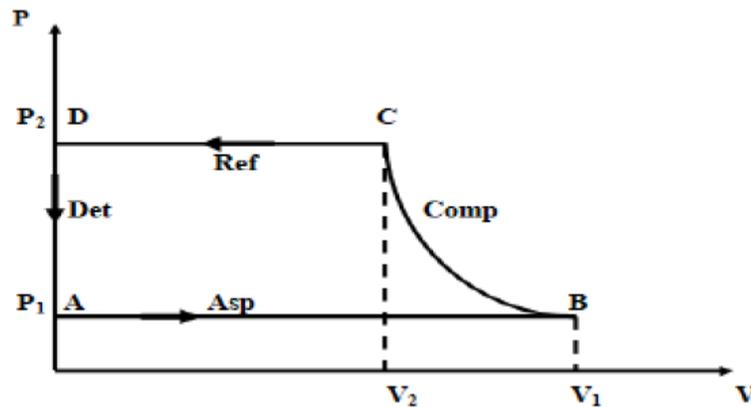


Figure III.2 : Cycle théorique d'un compresseur à pistons.

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

**1<sup>ère</sup> 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.

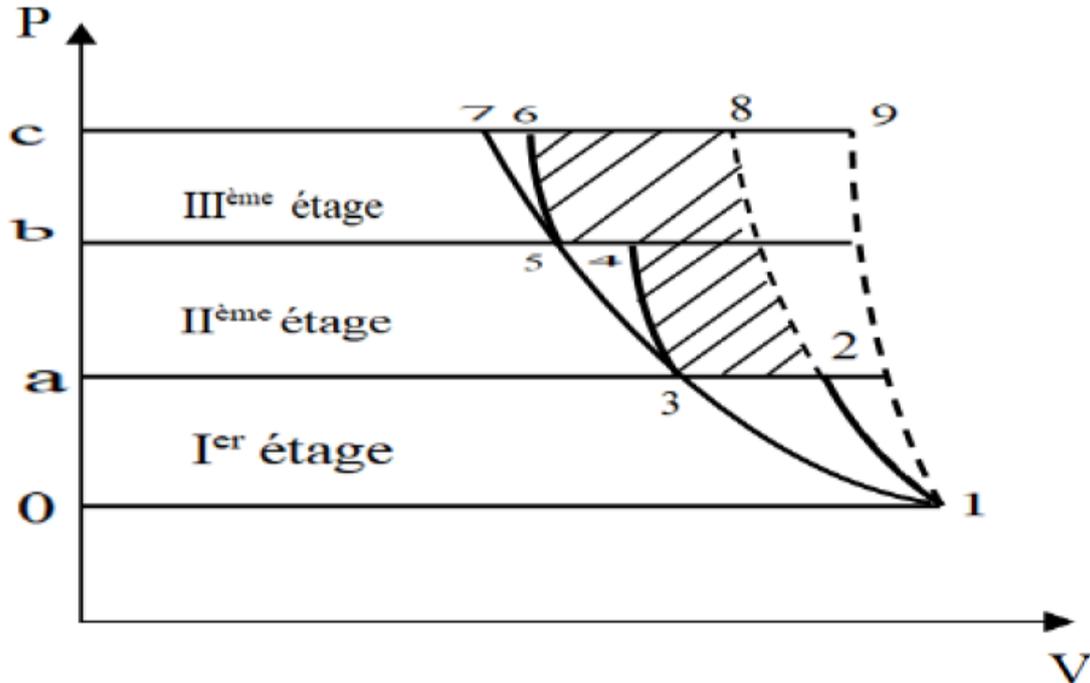
**2<sup>ème</sup> phase : Compression :** l'élévation de la pression de l'air dans le cylindre de  $P_1$  à  $P_2$  engendré par la diminution du volume occupé par l'air de  $V_1$  à  $V_2$  est dite compression. Pendant cette phase de compression, les clapets se ferment.

**3<sup>ème</sup> phase : Refoulement :** à la fin de compression,  $P_1V_2$  le clapet de refoulement s'ouvre et l'air sera traversé à l'extérieur. Pendant le refoulement le volume passe de  $V_2$  à 0.

**4<sup>ème</sup> phase: Détente :** à la fin du refoulement, la pression diminue de  $P_2$  jusqu'à  $P_1$ .

### III.3 Compression polytropique dans un compresseur à trois étages

La figure III.3 illustre le diagramme dynamique d'une compression poly tropique dans un compresseur à 3 étages.



**Figure III.3 :** 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<sup>er</sup> refroidisseur sous une pression  $P_{II}$ .

(a-3) : Aspiration dans le cylindre du 2<sup>ème</sup> étage.

(2-3) : Diminution du volume,  $\Delta V = V_2 - V_3$  suite au refroidissement isobare dans le 1<sup>er</sup> refroidisseur.

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

(4-b) : Refoulement dans le 2<sup>ème</sup> réfrigérateur sous une pression  $P_{III}$ .

(b-5) : Aspiration dans le cylindre du 3<sup>ème</sup> étage.

(4-5) : Diminution du volume  $\Delta V = V_4 - V_5$  suite au refroidissement dans le 2<sup>ème</sup> réfrigérateur.

(5-6-c) : Compression et refoulement dans le cylindre du 3<sup>ème</sup> 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  $n < \gamma$

(2-3-4-6-8-2) : Représente le travail gagné dans le compresseur multi étage avec refroidissement intermédiaire.

### III.4 Compresseur tri étage

Les compresseurs à plus de deux étages sont utilisés pour la charge des réservoirs de démarrage des moteurs ou des bouteilles d'air comprimés. Le compresseur tri étage 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 étage la pression initiale  $P_1$  et la pression finale  $P_4$  sont fixées, mais le choix des pressions intermédiaires  $P_2$  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. [11]

### III.5 Travail théorique du compresseur

#### III.5.1 Travail théorique du 1<sup>er</sup> étage

$$W_{th1} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} r T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III. 8})$$

#### III.5.2 Travail théorique du 2<sup>ème</sup> étage

$$W_{th2} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III. 9})$$

#### III.5.3 Travail théorique du 3<sup>ème</sup> étage

$$W_{th3} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III. 10})$$

#### III.5.4 Travail théorique global

$$W_{th.g} = W_{th1} + W_{th2} + W_{th3} \quad (\text{III.11})$$

### III.6 Rendement indique $\eta_i$

Ce rendement caractérise la compression réelle du fluide par rapport à la compression théorique. [12]

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

### III.7 Rendement mécanique $\eta_M$

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

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

### III.8 Rendement effectif du compresseur $\eta_{eff}$

$$\eta_{eff} = \eta_i \times \eta_M \quad (III.12)$$

### III.9 Travail réel du compresseur

$$W_r = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} \quad (III.13)$$

### III.10 Débit massique

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

$$Q_m = \frac{Q_{V_0}}{V_0} = \rho_0 Q_{V_0}$$

$$P_0 V_0 = r T_0$$

$$V_0 = \frac{r T_0}{P_0}$$

$$Q_m = \frac{Q_{V_0}}{V_0} = \frac{Q_{V_0}}{\frac{r T_0}{P_0}} = \frac{P_0}{r T_0} \times Q_{V_0} = \rho_0 Q_{V_0}$$

$$Q_m = \frac{P_a \cdot Q_v}{r T_a} \quad (III.14)$$

Avec :

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

$P$  : La pression d'aspiration [bar].

### III.11 Puissance du compresseur

$$\dot{W} = Q_m \times W_r \quad (III.15)$$

### III.12 Etude d'un échangeur

L'étude complète d'un échangeur fait appel à différentes disciplines (*thermique, mécanique des fluides, technologie, etc. ...*).

Nous n'aborderons ici que l'aspect thermique et géométrique de l'étude, autrement dit l'évaluation des géométries et des performances thermiques, et en se limitant de plus au régime permanent de fonctionnement. [13]

Deux méthodes de calcul seront alors utilisées :

- Celle de la moyenne logarithmique de la différence de température,
- Celle du « nombre d'unité de transfert ».

❖ Quantité de chaleur cédée dans chaque échangeur

$$Q_{ech} = Q_m C_p (T_2 - T_1) \quad (III.16)$$

#### III.12.1 Méthode $\Delta T_{LM}$

L'analyse sera faite dans le cas d'un écoulement de type contre-courant. On supposera que l'échangeur est sans pertes. Dans ces conditions, le flux de chaleur  $d\phi$  transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément de surface d'échange  $dS$  s'écrira, pour l'échangeur à contre-courants.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \quad (III.17)$$

#### III.12.2 Détermination du coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange d'un échangeur est donné par la formule ci-contre : [14]

$$\frac{1}{h_g} = \left( \frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} + R_{ef} + \frac{1}{h_f} \right)$$

Si on néglige les résistances d'encrassement on aura :

$$\frac{1}{h_g} = \left( \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} \right)$$

D'un point de vue technologique, on a l'intérêt d'avoir la conductivité thermique ( $\lambda$ ) très élevée.

$$\frac{e}{\lambda} \rightarrow 0$$

$$\frac{1}{h_g} = \left( \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} \right)$$

Ou bien :

$$h_g = \left[ \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c} \right]^{-1} \quad (\text{III. 18})$$

$h_c$  et  $h_f$  : coefficients d'échange correctifs locaux, calculés sur la base de corrélations et de nombre adimensionnels tels que : le **Reynolds** (Re), **Prandtl** (Pr) et le **Nusselt** (Nu).

### III.12.3 Présentation des données

Les données qui permettent de calculer les flux thermiques dans un échangeur sont présentées sous forme de relations entre des groupements sans dimension dont les principaux sont :

- Côté calandre :

On évalue le nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré :

$$Pr = \frac{\mu C}{\lambda} \quad (\text{III. 19})$$

$\mu$  : Viscosité dynamique, en kg/(m s)

$C$  : Capacité calorifique du fluide en J/(kg °C)

$\lambda$  : Conductivité thermique en W/(m<sup>2</sup> K)

On calcule ensuite le nombre de Reynolds de chaque écoulement :

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (\text{III. 20})$$

$\rho$  : Masse volumique du fluide en (kg/ m<sup>3</sup>).

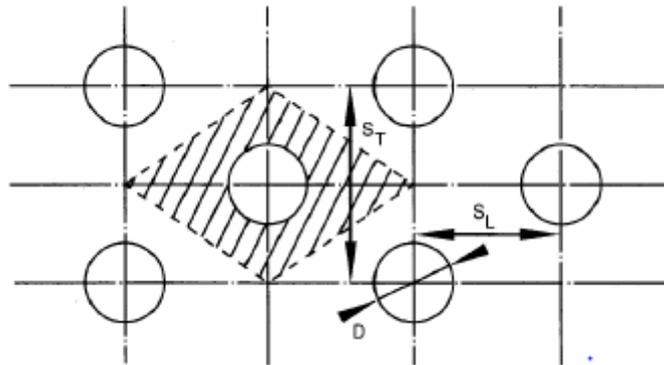
$V$  : Vitesse du fluide en (m/s).

$D_h$  : Diamètre hydraulique en (m).

$$D_h = \frac{4S}{P}$$

S : Aire de la section droite de la veine fluide en (m<sup>2</sup>).

P : Périmètre mouillé par la veine fluide en (m).



**Figure III.4** : Section de veine fluide associée à un tube. Faisceau en quinconce.

- En raisonnant sur une tranche du faisceau de longueur unité, on a donc :

$$D_h = \frac{4 \times \text{section hachurée}}{\pi D}$$

- Pour le faisceau en quinconce :

$$D_h = \frac{4S_T S_L}{\pi D} - D \quad (\text{III.21})$$

Les tubes peuvent être disposés en ligne ou en quinconce. On utilisera la corrélation suivante :

$$N_u = B(R_e)^{0.6}(P_r)^{0.33} \quad (\text{III.22})$$

Avec : B = 0.26 pour un faisceau aligné ; B = 0.33 pour un faisceau en quinconce ;

- Côté faisceau (tubes)
  - On évalue le nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré :

$$Pr = \frac{\mu c}{\lambda}$$

- On calcule ensuite le nombre de Reynolds de chaque écoulement :

- ❖ Diamètre hydraulique :

$$D_h = \frac{4S}{P}$$

$$D_h = \frac{4 \cdot \pi D_i^2}{4 \cdot \pi D_i} = D_i \quad (\text{III.23})$$

$$D_h = D_i$$

Avec :

S: Section de passage.

P: Périmètre mouillé.

❖ Le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu}$$

Pour le tube, on prend  $D_h$  est égal au diamètre du tube  $D_{it}$ .

La connaissance des nombres de Prandtl et de Reynolds permet alors de calculer, pour un écoulement donné, le nombre de Nusselt :

$$N_U = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (\text{III. 24})$$

- Régime laminaire :  $Re < 2200$

$$N_u = 1.86 \left( Re P_r \frac{D_{it}}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{III. 25})$$

- Régime turbulent :  $Re > 2200$

$$N_u = 0.023 \cdot (Re)^{0.8} \cdot (P_r)^{1/3}$$

### III.12.4 Méthode de calcul de la surface d'échange et le nombre de tubes

Après avoir calculé les nombres adimensionnels, la densité de flux de chaleur à extraire, le coefficient d'échange global, et la différence de température logarithmique moyenne, nous allons calculer la surface d'échange à partir de l'équation (III.26) :

$$\phi = h_g S \Delta T_{LM}$$

$$S = \frac{\phi}{h_g \Delta T_{LM}} = \pi D_{ext} N_t L_t \quad (\text{III. 26})$$

Donc :

$$N_{t1} = \frac{S_1}{\pi D_{ext} L_1} \quad (\text{III. 27})$$

$L_t$  : Longueur de tube en (m).

$N_t$  : Nombre de tubes.

### III.13 La tour de refroidissement

#### III.13.1 La quantité de chaleur évacuée au niveau de la tour de refroidissement

##### 1<sup>er</sup> étage

$$Q_1 = q_m C_P (T_2 - T_3) \quad (\text{III.28})$$

##### 2<sup>eme</sup> étage

$$Q_2 = q_m C_P (T_4 - T_5) \quad (\text{III.29})$$

##### 3<sup>eme</sup> étage

$$Q_3 = q_m C_P (T_6 - T_7) \quad (\text{III.30})$$

#### III.13.2 La quantité de chaleur globale évacuée au niveau de la tour de refroidissement

$$Q_g = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (\text{III.31})$$

#### III.13.3 Température de sortie d'eau

$$Q_g = C_p Q_m (T_s - T_e) \quad (\text{III.32})$$

$$T_s = \frac{Q_g}{C_p \times Q_m} + T_e$$

#### III.13.4 La puissance thermique d'une tour de refroidissement

$$P = Q_m C_p \Delta T \quad (\text{III.33})$$

$Q_m$ : Débit d'eau circulant dans la tour de refroidissement (kg/s)

$C_p$ : Capacité thermique de l'eau 4.186 kJ/kg.K

$\Delta T$ : Ecart de température entre l'eau chaude et l'eau refroidie en K

### III.14 Conclusion

L'étude énergétique du présent chapitre nous a permis de définir les différentes caractéristique géométriques, mécaniques et qualitatives d'une installation d'air comprimé qui vont servir aux calculs thermodynamiques.

# Chapitre IV

## Résultats et discussions

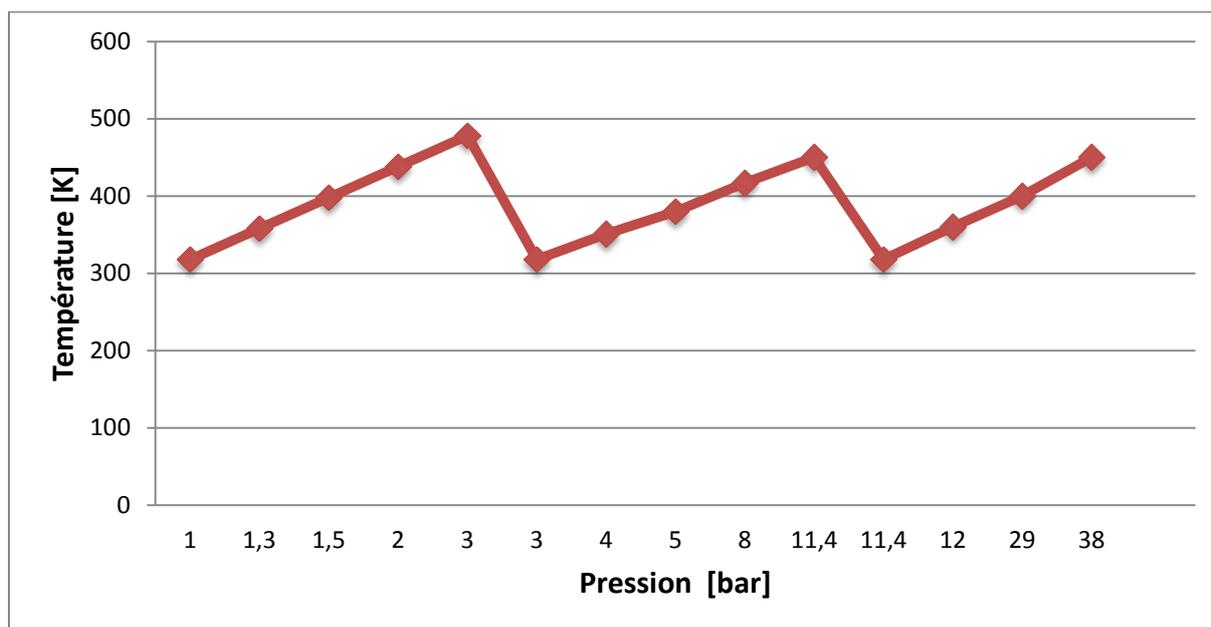
### IV.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons exposer un dimensionnement énergétique de la station d'air comprimé, puis un calcul d'échangeur destiné au refroidissement de l'air entre les différents étages.

### IV.2 Paramètres de fonctionnement

<b>1<sup>er</sup> étage</b>	
Pression d'aspiration ; en [bar]	$P_a = 1$
Pression de refoulement ; en [bar]	$P_r = 3$
Température d'aspiration ; en [K]	$T_a = 318.15$
Température de refoulement ; en [K]	$T_r = 478.15$
<b>2<sup>ème</sup> étage</b>	
Pression d'aspiration ; en [bar]	$P_a = 3$
Pression de refoulement ; en [bar]	$P_r = 11.4$
Température d'aspiration ; en [K]	$T_a = 318.15$
Température de refoulement ; en [K]	$T_r = 450.15$
<b>3<sup>ème</sup> étage</b>	
Pression d'aspiration ; en [bar]	$P_a = 11.4$
Pression de refoulement ; en [bar]	$P_r = 38$
Température d'aspiration ; en [K]	$T_a = 318.15$
Température de refoulement ; en [K]	$T_r = 454.15$

**Tableau IV.1 :** Paramètres de fonctionnement du compresseur.



**Figure IV.1** : 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<sup>ère</sup> phase de compression de 318K jusqu'à 478K et cela est dû à l'augmentation de pression de 1.013bar jusqu'à 3 bar dans le 1<sup>er</sup> étage. Cette température diminue après le refoulement du 1<sup>er</sup> étage jusqu'à 318K. Cette diminution est obtenue par un refroidissement sans pour étant diminuer la pression.

On remarque que la température durant la 2<sup>ème</sup> phase de compression augmente de 318K jusqu'à 450K et cela est dû à une augmentation de pression d'une valeur de 3 bar jusqu'à 11.4 bar dans le 2<sup>ème</sup> étage.

Cette température diminue après le refoulement du 2<sup>ème</sup> étage jusqu'à 318K. 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 454K et cela est dû à une augmentation de pression dans le 3<sup>ème</sup> étage de 11.4bar à une pression maximale de 40bar.

### IV.5 Application

L'étude réelle pour une compression tri étagée sera faite sur le compresseur à pistons **ATLAS COPCO CREPELLE**. Pour une vitesse de rotation de 668 tr/min, un rendement mécanique  $\eta_M = 0.9$  et un rendement indiqué  $\eta_i = 0.75$  le compresseur délivre de l'air comprimé à une pression maximale de 40bar avec un débit volumique de  $1104m^3/h$ .

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

### IV.6 Calcul du Coefficient polytropique de chaque étage du compresseur

#### IV.6.1 Coefficient polytropique de 1<sup>er</sup> étage

$$K = \text{Ln} \left[ \left[ \frac{T_2}{T_1} \right] / \left[ \frac{P_2}{P_1} \right] \right]$$

$$K = \frac{\text{Ln} \left( \frac{478.15}{318.15} \right)}{\text{Ln} \left( \frac{3}{1} \right)} = 0.37$$

$$n = \frac{1}{1 - K} \tag{IV.1}$$

$$n = 1.58$$

#### IV.6.2 Coefficient polytropique de 2<sup>ème</sup> étage

$$K = \frac{\text{Ln} \left( \frac{450.15}{318.15} \right)}{\text{Ln} \left( \frac{11.4}{3} \right)} = 0.26$$

$$n = \frac{1}{1 - K} \tag{IV.2}$$

$$n = 1.36$$

#### IV.6.3 Coefficient polytropique de 3<sup>ème</sup> étage

$$K = \frac{\text{Ln} \left( \frac{454.15}{318.15} \right)}{\text{Ln} \left( \frac{38}{11.4} \right)} = 0.29$$

$$n = \frac{1}{1 - 0.29}$$

$$n = 1.4 \tag{IV.3}$$

## IV.7 Calcul du travail théorique de chaque étage du compresseur

### IV.7.1 Travail théorique de 1<sup>er</sup> étage

$$W_{th1} = \frac{nr}{n-1} (T_2 - T_1)$$

$$W_{th1} = \frac{1.58 \times 287.1}{1.58 - 1} (478.15 - 318.15) = 125.136 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV. 4})$$

### IV.7.2 Travail théorique de 2<sup>ème</sup> étage

$$W_{th2} = \frac{nr}{n-1} (T_4 - T_3)$$

$$W_{th2} = \frac{1.35 \times 287.1}{1.35 - 1} (450.15 - 318.15) = 146.17 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV. 5})$$

### IV.7.3 Travail théorique de 3<sup>ème</sup> étage

$$W_{th3} = \frac{nr}{n-1} (T_6 - T_5)$$

$$W_{th3} = \frac{1.4 \times 287.1}{1.4 - 1} (454.15 - 318.15) = 136.65 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV. 6})$$

## IV.8 Calcul du travail théorique global du compresseur

$$W_{th.g} = W_{th1} + W_{th2} + W_{th3}$$

$$W_{th.g} = 125.136 + 146.17 + 136.65 = 407.956 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV. 7})$$

## IV.9 Calcul du rendement effectif

$$\eta_{eff} = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_{eff} = 0.75 \times 0.9 = 0.675 \quad (\text{IV.8})$$

## IV.10 Calcul du travail réel de chaque étage du compresseur

### IV.10.1 Calcul du travail réel du 1<sup>er</sup> étage

$$W_{r1} = \frac{W_{th.1}}{\eta_{eff}}$$

$$W_{r1} = \frac{125.136}{0.675} = 185.38 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV. 9})$$

**IV.10.2 Calcul du travail réel du 2<sup>ème</sup> étage**

$$W_{r2} = \frac{W_{th.2}}{\eta_{eff}}$$

$$W_{r2} = \frac{146.17}{0.675} = 216.54 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV. 10})$$

**IV.10.3 Calcul du travail réel du 3<sup>ème</sup> étage**

$$W_{r3} = \frac{W_{th.3}}{\eta_{eff}}$$

$$W_{r3} = \frac{136.65}{0.675} = 202.44 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV. 11})$$

**IV.10.4 Calcul du travail réel global du compresseur**

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

$$W_{r.g} = 185.38 + 216.54 + 202.44 = 604.36 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV. 12})$$

**IV.11 Calcul du débit massique**

$$Q_m = \frac{P_a \cdot Q_v}{rT_a}$$

$$Q_m = \frac{1.01325 \times 10^5}{287.15 \times 273.15} \times \frac{1104}{3600} = 0.4 \text{ kg/s} \quad (\text{IV. 13})$$

**IV.12 Calcul de la puissance de chaque étage du compresseur****IV.12.1 Calcul de la puissance au 1<sup>er</sup> étage**

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

$$\dot{W}_1 = 0.4 \times 185.38 = 74.16 \text{ kW} \quad (\text{IV. 14})$$

**IV.12.2 Calcul de la puissance au 2<sup>ème</sup> étage**

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

$$\dot{W}_2 = 0.4 \times 216.54 = 86.61 \text{ kW} \quad (\text{IV. 15})$$

**IV.12.3 Calcul de la puissance au 3<sup>ème</sup> étage**

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

$$\dot{W}_3 = 0.4 \times 202.44 = 80.976 \text{ kW} \quad (\text{IV. 16})$$

**IV.12.4 Calcul de la puissance global du compresseur**

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

$$\dot{W}_g = 74.16 + 86.61 + 80.97 = 241.73 \text{ kW} \quad (\text{IV.17})$$

**IV.13 Calcul de la puissance effective de chaque étage du compresseur****IV.13.1 Calcul de la puissance effective au 1<sup>er</sup> étage**

$$\dot{W}_{e1} = \frac{\dot{W}_1}{\eta_M} = \frac{74.16}{0.9} = 82.4 \text{ kW} \quad (\text{IV.18})$$

**IV.13.2 Calcul de la puissance effective au 2<sup>ème</sup> étage**

$$\dot{W}_{e2} = \frac{\dot{W}_2}{\eta_M} = \frac{86.61}{0.9} = 96.23 \text{ kW} \quad (\text{IV.19})$$

**IV.13.3 Calcul de la puissance effective au 3<sup>ème</sup> étage**

$$\dot{W}_{e3} = \frac{\dot{W}_3}{\eta_M} = \frac{80.97}{0.9} = 89.97 \text{ kW} \quad (\text{IV.20})$$

**IV.13.4 Calcul de la puissance effective global du compresseur**

$$\dot{W}_{e.g} = \dot{W}_{e1} + \dot{W}_{e2} + \dot{W}_{e3}$$

$$\dot{W}_{e.g} = 82.4 + 96.23 + 89.97 = 268.60 \text{ kW} \quad (\text{IV.21})$$

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau :

Paramètres	1 <sup>er</sup> étage	2 <sup>ème</sup> étage	3 <sup>ème</sup> étage	Total
Travail théorique (kJ/kg)	125.136	146.17	136.65	407.95
travail réel (kJ/kg)	185.38	216.54	202.44	604.36
Puissance du compresseur (kW)	74.16	86.61	80.976	241.73

**Tableau VI.2 :** Résultats de calcul.

Paramètres	Calculs Thermodynamique	Données du constructeur	Erreur %
La puissance du compresseur (kW)	241.74	250	3.3
La puissance effective du Compresseur (kW)	268.60	275	2.32

**Tableau VI.3:** Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur

### Commentaire

Afin de permettre de valider nos calculs thermodynamiques, on a comparé nos résultats avec ceux du constructeur du compresseur à piston 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.3), donc les résultats sont acceptables pour une étude estimative.

## IV.14 Dimensionnement de refroidisseur

### IV.14.1 Caractéristiques thermophysiques des deux fluides de l'échangeur

1 <sup>er</sup> étage		
Fluide	Air chaud (calandre)	Eau froid (tube)
Débit massique(kg/s)	0.4	0.4
Température d'entrée(°C)	$T_{ce} = 205$	$T_{fe} = 35$
Température de sortie(°C)	$T_{cs} = 45$	$T_{fs} = 48$
2 <sup>ème</sup> étage		
Fluide	Air chaud (calandre)	Eau froid (tube)
Débit massique(kg/s)	0.4	0.4
Température d'entrée(°C)	$T_{ce} = 177$	$T_{fe} = 35$
Température de sortie(°C)	$T_{cs} = 45$	$T_{fs} = 48$
3 <sup>ème</sup> étage		

Fluide	Air chaud (calandre)	Eau froid (tube)
Débit massique(kg/s)	0.4	0.4
Température d'entrée(°C)	$T_{ce} = 181$	$T_{fe} = 35$
Température de sortie(°C)	$T_{cs} = 45$	$T_{fs} = 48$

**Tableau VI.4:** Caractéristiques thermophysiques des deux fluides de l'échangeur.

#### IV.14.2 Caractéristiques mécaniques de l'échangeur

Caractéristiques mécaniques	Paramètres
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diamètre intérieur des tubes</li> <li>• Diamètre extérieur des tubes</li> <li>• Nombres de tubes</li> <li>• Disposition des tubes</li> <li>• Nombre des calandres</li> <li>• Nombre des Faisceaux</li> <li>• Le pas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>D_{it} = 0.012</math> m</li> <li>• <math>D_{ext} = 0.012</math> m</li> <li>• 98 tubes</li> <li>• Par triangle</li> <li>• <math>N_t = 1</math></li> <li>• <math>N_f = 1</math></li> <li>• <math>P = 0.013</math> m</li> </ul>

**Tableau IV.5:** Caractéristiques mécanique imposées.

#### IV.15 Dimensionnement de l'échangeur

##### IV.15.1 Quantité de chaleur

$$\phi = (\dot{m}_{cp})_C (T_{ce} - T_{cs}) = 0.4 \times 1012.55(181 - 45) \times 10^{-3}$$

$$\phi = 55.082 \text{ kW} \quad (\text{IV. 21})$$

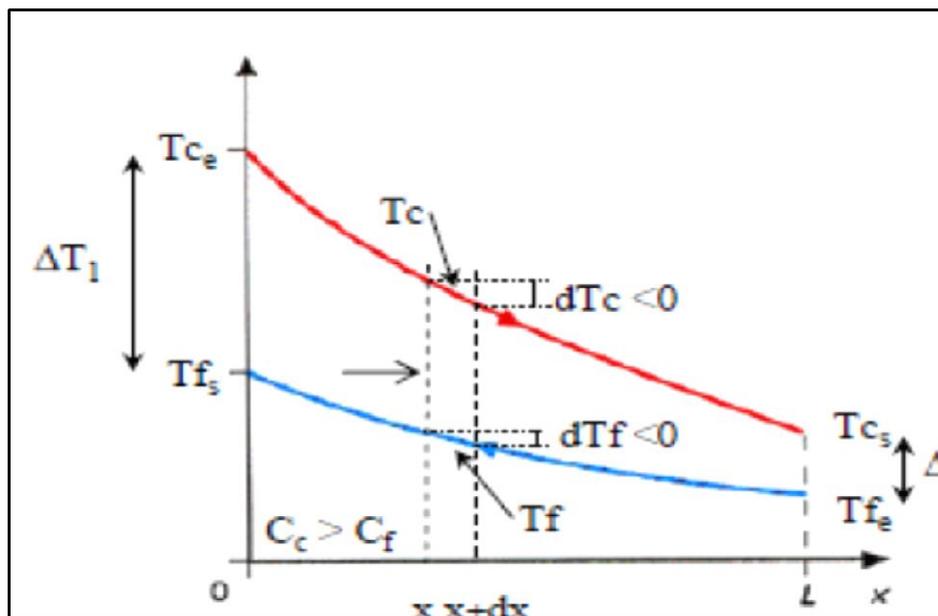
On a :

$$\phi = hS\Delta T_{LM}F$$

Avec :

Facteur de correction  $F = 1$

- C'est un écoulement croisé



**Figure VI.2 :** Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left( \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(181 - 48) - (45 - 35)}{\ln \frac{(181-48)}{(45-35)}} = 47.53^\circ\text{C} \quad (\text{IV.22})$$

➤ **Côté calandre**

Dans le tableau IV.4, nous avons exposé les données de base Caractérisant l'échangeur :

Propriétés thermo-physiques	Valeur utilisée par le service technique
Capacité calorifique (C)	1012.55 J/kg.K
Masse volumique ( $\rho$ )	0.90955 kg/m <sup>3</sup>
Viscosité ( $\mu$ )	2.23× 10 <sup>-5</sup> kg/m <sup>2</sup> .s
Conductivité ( $\lambda$ )	32.30× 10 <sup>-3</sup> W/m.K

**Tableau IV.6 :** Propriétés thermo physiques de l'air chaud.

**IV.15.2 Caractéristiques hydrauliques et thermiques de l'air**

$$T_{mc} = \frac{T_{CS} + T_{CE}}{2} = \frac{45 + 181}{2} = 113^{\circ}\text{C} \quad (\text{IV.23})$$

$$V = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\rho S_C}$$

$$S_C = \frac{\pi D_C^2}{4}$$

$$V = \frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{air}}}{\rho \pi D_C^2} = \frac{4 \times 0.4}{0.90955 \times 3.14(0.25)^2} = 8.96 \text{ m/s} \quad (\text{IV.24})$$

❖ Diamètre hydraulique

$$D_h = \frac{4S_T S_L}{\pi D} - D$$

$$D_h = \frac{4 \times (0.013)^2}{\pi \times 0.012} - 0.012 = 0.006 \quad (\text{IV.25})$$

❖ Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu}$$

$$Re = \frac{0.90955 \times 8.96 \times 0.006}{2.23 \times 10^{-5}} = 2192 \quad (\text{IV.26})$$

$Re < 2200 \rightarrow$  Régime laminaire.

$$Nu = B(Re)^{0.6}(Pr)^{0.33}$$

$$Nu = 0.33(Re)^{0.6}(Pr)^{0.33} = 0.33(2192)^{0.6} \times (10)^{0.33} = 30 \quad (\text{IV.27})$$

$$Nu = \frac{h_c D_h}{\lambda_c}$$

$$h_c = \frac{Nu \lambda_c}{D_h}$$

$$h_c = \frac{30 \times 32.30 \times 10^{-3}}{0.006} = 161.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k} \quad (\text{IV.28})$$

➤ **Côté tube**

Dans le tableau IV.4, nous avons exposé les données de base Caractérisant l'échangeur :

Propriétés thermo-physiques	Valeur utilisée par le service technique
Capacité calorifique (C)	4179 J/kg.K
Masse volumique ( $\rho$ )	992.04 kg /m <sup>3</sup>
Viscosité ( $\mu$ )	6.52× 10 <sup>-4</sup> kg /m <sup>2</sup> .s
Conductivité ( $\lambda$ )	628× 10 <sup>-3</sup> W /m.K

**Tableau IV.7 :** Propriétés thermo physiques d'eau froid.

### IV.15.3 Caractéristiques hydraulique et thermiques de l'eau

$$T_{mf} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} = \frac{48 + 35}{2} = 41.5 \text{ °C} \quad (\text{IV.29})$$

❖ Débit d'eau

$$\phi = (\dot{m}_{\text{eau}} C_{p\text{eau}}) \Delta T_f$$

$$\dot{m}_{\text{eau}} = \frac{\phi}{C_{p\text{eau}} (T_{fs} - T_{fe})} = \frac{55.082 \times 10^3}{4.79(48 - 35)} = 1.014 \text{ kg/s} \quad (\text{IV.30})$$

❖ Le débit traversant un seul tube

$$\dot{m}_t = \rho \cdot V \cdot S$$

Avec :

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{m}_{\text{eau}}}{N_t} \dot{m}_t = \frac{1.014}{98} = 0.01 \text{ kg/s} \quad (\text{IV.31})$$

❖ La vitesse dans les tubes

$$V_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho S}$$

$$\text{Avec : } S = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$V_t = \frac{4 \dot{m}_t}{\rho \pi D_i^2} = \frac{4 \times 0.01}{992.04 \times \pi \times (0.012)^2} = 0.09 \text{ m/s} \quad (\text{IV.32})$$

❖ Nombre de Reynolds

$$\text{On a : } D_h = D_i$$

$$Re = \frac{992.04 \times 0.09 \times 0.012}{6.52 \times 10^{-4}} = 1643.25 \quad (\text{IV.33})$$

$Re = 1643.25 < 2200 \rightarrow$  Régime laminaire.

❖ La corrélation du nombre de Nusselt correspondante est

$$Nu = 1.86 \left( Re Pr \frac{D_i}{L} \right)^{1/3}$$

$$Nu = 1.86 \left( 1643.25 \times 4.33 \times \frac{0.012}{3} \right)^{1/3} = 5.67 \quad (\text{IV.34})$$

On a

$$h_f = \frac{\lambda_{\text{eau}} \cdot Nu}{D_i} = \frac{628.6 \times 10^{-3} \times 5.67}{0.012} = 297.0135 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (\text{IV.35})$$

#### IV.16 Le coefficient d'échange global

$$h_g = \left[ \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c} \right]^{-1}$$

$$h_g = \left( \frac{1}{297.0135} + \frac{1}{161.5} \right)^{-1} = 104.61 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (\text{IV.36})$$

❖ La surface d'échange

$$S = \frac{\phi}{h_g \cdot \Delta T_{LM}}$$

$$S = \frac{55.082 \times 10^3}{47.53 \times 104.61} = 11.07 \text{ m}^2 \quad (\text{IV.37})$$

Dans notre compresseur on a trois échangeurs de la même famille tubulaire à simple passe

Le coefficient d'échange global est le même pour les trois échangeurs.

On a  $h_g = 104.61 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

	1 <sup>er</sup> étage	2 <sup>ème</sup> étage
Capacité calorifique (C)	1014.8 J/kg. K	1012.5 J/kg.K
Longueur de l'échangeur	1.8 m	2.5 m

**Tableau IV.8 :** Données techniques de l'échangeur.

### IV.17 Dimensionnement de l'échangeur du premier étage

#### IV.17.1 Quantité de chaleur

$$\phi = (\dot{m}_{cp})_C (T_{Ce} - T_{Cs}) = 0.4 \times 1014.8 \times (205 - 45) \times 10^3$$

$$\phi = 64.94 \text{ kW} \quad (\text{IV.38})$$

#### IV.17.2 Calcul de la différence de température logarithmique dans le 1<sup>er</sup> échangeur

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(205 - 48) - (45 - 35)}{\ln \frac{(205-48)}{(45-35)}} = 53.38^\circ\text{C} \quad (\text{IV.39})$$

#### IV.17.3 Calcul de la surface d'échange du 1<sup>er</sup> échangeur

$$S = \frac{\phi}{h_g \cdot \Delta T_{LM}}$$

$$S_1 = \frac{64.94 \times 10^3}{104.61 \times 53.38} = 11.62 \text{ m}^2 \quad (\text{IV.40})$$

#### IV.17.4 Calcul du nombre de tube du 1<sup>er</sup> échangeur

$$N_{t1} = \frac{S_1}{\pi D_{ext} L_1}$$

$$N_{t1} = \frac{11.62}{3.14 \times 0.012 \times 1.8} = 171 \text{ tubes} \quad (\text{IV.41})$$

### IV.18 Dimensionnement de l'échangeur deuxième étage

#### IV.18.1 Quantité de chaleur

$$\phi = (\dot{m}_{cp})_C (T_{Ce} - T_{Cs}) = 0.4 \times 1012.55 \times (177 - 45) \times 10^3$$

$$\phi = 53.46 \text{ kW} \quad (\text{IV.42})$$

#### IV.18.2 Calcul de la différence de température logarithmique dans le 2<sup>ème</sup> échangeur

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(177 - 48) - (45 - 35)}{\ln \frac{(177 - 48)}{(45 - 35)}} = 46.53^{\circ}\text{C} \quad (\text{IV.43})$$

#### IV.18.3 Calcul de la surface d'échange du 2<sup>ème</sup> échangeur

$$S = \frac{\phi}{h_g \cdot \Delta T_{LM}}$$

$$S_2 = \frac{53.46 \times 10^3}{104.61 \times 46.53} = 10.98 \text{ m}^2 \quad (\text{IV.44})$$

#### IV.18.4 Calcul du nombre de tube du 2<sup>ème</sup> échangeur

$$N_{t2} = \frac{S_1}{\pi D_{\text{ext}} L_1}$$

$$N_{t2} = \frac{10.98}{3.14 \times 0.012 \times 2.5} = 116 \text{ tubes} \quad (\text{IV.45})$$

Paramètres	1 <sup>er</sup> échangeur	2 <sup>ème</sup> échangeur	3 <sup>ème</sup> échangeur
La différence de température ( $\Delta T_{LM}$ ) [K]	53.38	53.46	47.53
La surface d'échange [ $m^2$ ]	11.62	10.98	11.07
Nombre de tube	171	116	98

**Tableau IV.9** : Résultats de calculs pour les échangeurs.

## IV.19 La tour de refroidissement

### IV.19.1 Données techniques

Capacité calorifique massique de l'eau [kJ/kg.K]	Le débit de la pompe [m <sup>3</sup> /h]	Température d'entrée d'eau [K]
<b>4.1</b>	<b>10</b>	<b>25</b>

**Tableau IV.10** : Donnée technique de la tour de refroidissement.

### IV.19.2 La quantité de chaleur évacuée au niveau de la tour de refroidissement

#### 1<sup>er</sup> étage

$$Q_1 = q_m C_P (T_2 - T_3)$$

$$Q_1 = 0.4 \times 1004.85 \times (478.15 - 318.15) \times 10^{-3}$$

$$Q_1 = 64.31 \text{ kW} \quad (\text{IV.46})$$

#### 2<sup>ème</sup> étage

$$Q_2 = q_m C_P (T_4 - T_5)$$

$$Q_2 = 0.4 \times 1004.85 \times (450.15 - 318.15) \times 10^{-3}$$

$$Q_2 = 53.05 \text{ kW} \quad (\text{IV.47})$$

#### 3<sup>ème</sup> étage

$$Q_3 = q_m C_P (T_6 - T_7)$$

$$Q_3 = 0.4 \times 1004.85 \times (454.15 - 318.15) \times 10^{-3}$$

$$Q_3 = 54.66 \text{ kW} \quad (\text{IV.48})$$

### IV.19.3 La quantité de chaleur globale évacuée au niveau de la tour de refroidissement

$$Q_g = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_g = 64.31 + 53.05 + 54.66$$

$$Q_g = 172.02 \text{ kW} \quad (\text{IV.49})$$

- Débit volumique d'eau :  $Q_V = 10 \text{ m}^3/\text{h}$
- Masse volumique d'eau :  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

$$Q_m = \rho \times Q_V$$

$$Q_m = 10 \times 1000 = 10^4 \text{ kg/h} \quad (\text{IV.50})$$

$$Q_m = \frac{10000}{3600} = 2.77 \text{ kg/s}$$

#### IV.19.4 Température de sortie d'eau

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

$$T_s = \frac{172.02 \times 10^3}{4.1 \times 10^4} + 298.15 = 302.34\text{K} \quad (\text{IV.51})$$

#### IV.19.5 La puissance thermique d'une tour de refroidissement

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

$$P = 2.77 \times 4187 \times (321.15 - 308.15)$$

$$P = 150 \text{ kW} \quad (\text{IV.52})$$

#### IV.20 Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur

Compresseur			
Paramètres	Calculs	Constructeur	Erreur %
Puissance du compresseur (kW)	241.73	250	3.3
Puissance effective du compresseur (kW)	268.60	275	2.32
Les échangeurs			
Nombres de tube (1 <sup>er</sup> échangeur)	171	171	/
Nombres de tube (2 <sup>ème</sup> échangeur)	116	116	/
Nombres de tube (3 <sup>ème</sup> échangeur)	98	98	/

IV.11 : récapitulatif de l'ensemble du compresseur.

**IV.21 Conclusion**

Dans ce présent chapitre, notre travail s'est basé sur les relevés de valeurs à savoir, la puissance du compresseur, le coefficient d'échange global d'un échangeur de chaleur et la puissance thermique de la tour de refroidissement.

Les valeurs trouvées dans les différents calculs thermodynamique ont été comparées avec celles du constructeur. On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants.

# Conclusion Générale

# Conclusion générale

---

## Conclusion générale

Ce travail a pour objectif principal le dimensionnement de l'installation de l'air comprimé au niveau de complexe CEVITAL de Bejaia.

Cette expérience 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 de l'installation d'air comprimé nous incite de toucher à plusieurs disciplines que ce soit mécanique, hydraulique ou pneumatique. En étudiant les composants de l'installation et de la partie opérative, nous avons pu saisir leurs principes de fonctionnement ainsi que leurs rôles.

Notre travail s'est basé sur les relevés de valeurs à savoir, la puissance du compresseur, le coefficient d'échange global d'un échangeur de chaleur et la puissance thermique de la tour de refroidissement.

Un calcul thermodynamique qui définit les caractéristiques dimensionnelles et fonctionnelles de l'installation d'air comprimé, 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-Bejaia, afin de mieux exploiter cette installation d'air comprimé est de le maintenir au bon fonctionnement.

## Références bibliographiques

---

### Référence bibliographique

- [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] Technologie du transport des fluides, www.cyber.uhp-nancy.fr. (Cité pages xiv, 12 et 19).
- [5] Catalogue du compresseur ATLAS COPCO CREBELLE, CEVITAL-Bejaia.
- [6] MARIE-HELENE MATHONIERE, MARIE-DOMINIQUE HAGELSTEEN, avis n° 99-A-02 du conseil de concurrence relatif à l'acquisition de société Vicarb par la société Alfa Laval Holding AB, janvier 1999.
- [7] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [8] Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires : André LALLEMAND : Journées internationales de Thermique, Albi, 28-30 août 2007.
- [9] énergie, exergie, économie-thermo-économie: André LALLEMAND : Journées internationales de Thermique, Albi, 28-30 août 2007
- [10] BERNARD GOURMELEN et JEAN-FRANÇOISE LEONE, air comprimé dans l'industrie, technique de l'ingénieur, référence BM4.130.
- [11] Mr : BAKDI SAMIR, « étude et analyse d'un compresseur alternatif à piston à trois étages » UNIVERSITÉ A. MIRA de Bejaia, 2000.
- [12] B.HAMTACHE, Cours machines thermiques, UNIVERSITÉ A.MIRA de Bejaia, 2012.
- [13] Jean-François Sacadura, Initiation au transfert thermique (1980).
- [14] Jean Castaing-Lasvignottes, Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur (2002).
-

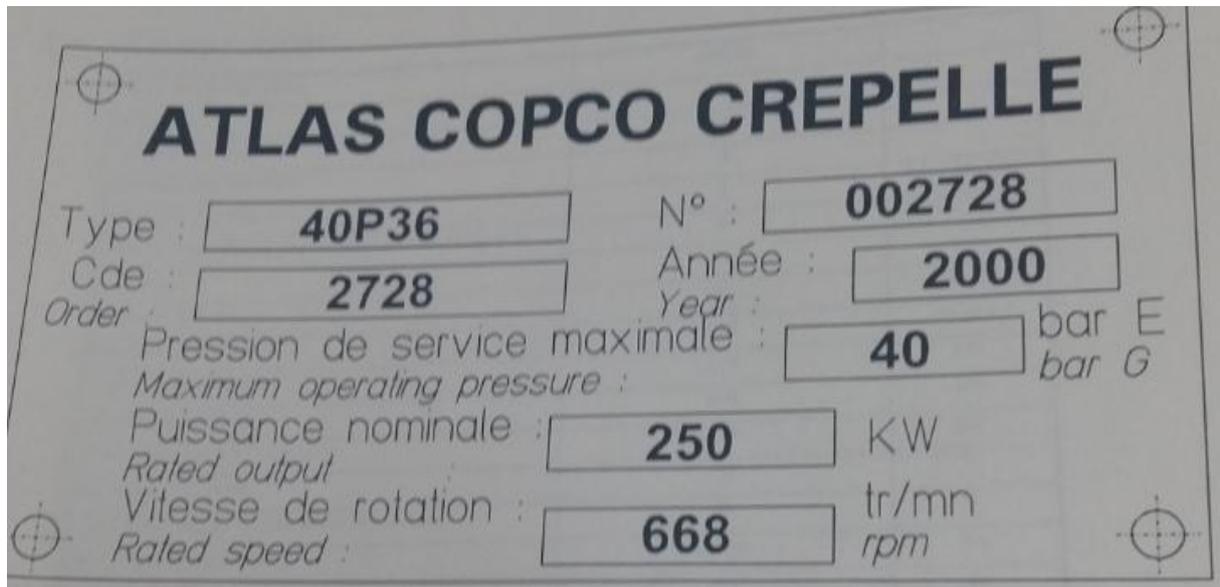
# Annexes

## Annexes

---

### Annexe 1

La plaque signalétique du compresseur.



### Annexe 2

La tour de refroidissement



# Annexes

## Annexe 3

Les propriétés thermodynamiques de l'eau (Bible thermique échangeur-fluides)

D21. Table 1. Properties of water at the pressure  $p = 1 \text{ bar}^a$

$t$ °C	$\rho$ kg m <sup>-3</sup>	$h$ kJ kg <sup>-1</sup>	$s$ kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	$c_p$ kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	$\alpha_v$ 10 <sup>-3</sup> K <sup>-1</sup>	$\lambda$ 10 <sup>-3</sup> W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	$\eta$ 10 <sup>-6</sup> Pa s	$\nu$ 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>	$d$ 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>	Pr —
-20	993.57	-85.624	-0.32600	4.401	-0.6604		4392.1	4.421		
-15	996.30	-63.836	-0.24076	4.321	-0.4488		3348.5	3.361		
-14	996.73	-59.521	-0.22408	4.309	-0.4137		3186.5	3.197		
-13	997.13	-55.217	-0.20751	4.299	-0.3806		3036.6	3.045		
-12	997.49	-50.924	-0.19103	4.289	-0.3492		2897.4	2.905		
-11	997.82	-46.639	-0.17466	4.280	-0.3194		2768.1	2.774		
-10	998.13	-42.363	-0.15838	4.272	-0.2911		2647.7	2.653		
-9	998.40	-38.095	-0.14219	4.265	-0.2641		2535.3	2.539		
-8	998.66	-33.833	-0.12609	4.258	-0.2384		2430.4	2.434		
-7	998.88	-29.579	-0.11007	4.252	-0.2139		2332.1	2.335		
-6	999.08	-25.330	-0.09414	4.246	-0.1904		2240.1	2.242		
-5	999.26	-21.087	-0.07828	4.241	-0.1679		2153.7	2.155		
-4	999.42	-16.849	-0.06251	4.236	-0.1463		2072.4	2.074		
-3	999.55	-12.616	-0.04681	4.231	-0.1255		1996.0	1.997		
-2	999.67	-8.3865	-0.03118	4.227	-0.1055		1924.0	1.925		
-1	999.77	-4.1616	-0.01563	4.223	-0.0863		1856.0	1.856		
0	999.84	0.05966	-0.00015	4.219	-0.0677	56.20	1791.8	1.792	0.1332	13.45
1	999.90	4.2774	0.01526	4.216	-0.0497	56.41	1731.0	1.731	0.1338	12.94
2	999.94	8.4918	0.03061	4.213	-0.0324	56.62	1673.5	1.674	0.1344	12.45
3	999.97	12.703	0.04589	4.210	-0.0156	56.83	1619.0	1.619	0.1350	11.99
4	999.97	16.912	0.06110	4.207	0.0006	57.03	1567.3	1.567	0.1356	11.56
5	999.97	21.118	0.07625	4.205	0.0163	57.23	1518.2	1.518	0.1361	11.15
6	999.94	25.322	0.09134	4.203	0.0315	57.43	1471.5	1.472	0.1367	10.77
7	999.90	29.524	0.10636	4.201	0.0463	57.63	1427.0	1.427	0.1372	10.40
8	999.85	33.723	0.12133	4.199	0.0606	57.82	1384.7	1.385	0.1377	10.06
9	999.78	37.921	0.13623	4.197	0.0746	58.01	1344.4	1.345	0.1382	9.727
10	999.70	42.117	0.15108	4.195	0.0881	58.20	1305.9	1.306	0.1388	9.414
11	999.61	46.312	0.16586	4.194	0.1013	58.38	1269.2	1.270	0.1393	9.117
12	999.50	50.505	0.18060	4.193	0.1142	58.57	1234.0	1.235	0.1398	8.834
13	999.38	54.697	0.19527	4.191	0.1267	58.75	1200.5	1.201	0.1403	8.565
14	999.25	58.888	0.20989	4.190	0.1389	58.93	1168.3	1.169	0.1407	8.308
15	999.10	63.078	0.22446	4.189	0.1509	59.10	1137.6	1.139	0.1412	8.063
20	998.21	84.012	0.29648	4.185	0.2066	59.95	1001.6	1.003	0.1435	6.991
25	997.05	104.93	0.36723	4.182	0.2569	60.75	890.0	0.893	0.1457	6.127
30	995.65	125.83	0.43676	4.180	0.3029	61.50	797.2	0.801	0.1478	5.419
35	994.04	146.73	0.50513	4.179	0.3453	62.20	719.1	0.723	0.1497	4.831
40	992.22	167.62	0.57239	4.179	0.3849	62.86	652.7	0.658	0.1516	4.339
45	990.22	188.52	0.63859	4.179	0.4222	63.48	595.8	0.602	0.1534	3.922
50	988.05	209.41	0.70375	4.180	0.4574	64.05	546.5	0.553	0.1551	3.566

# Annexes

## Annexe 4

Les propriétés thermodynamiques de l'air (Bible thermique échangeur-fluides)

$\vartheta$ °C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/(kg K)	$c_p$ kJ/(kg K)	$\beta$ 10 <sup>-3</sup> /K	$\lambda$ mW/(m K)	$\eta$ $\mu$ Pa*s	$\nu$ 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s	$a$ 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s	Pr -	$w_s$ m/s
-200	900.81	-435.60	-4.0270	1.9145	4.8833	149.590	206.790	2.296	0.867	2.6466	917.9
-194.36	875.52	-424.76	-3.8842	1.9329	5.2331	140.180	167.360	1.912	0.828	2.3076	866.7
-191.54	4.4419	-219.76	-1.3183	1.0891	13.8730	7.673	5.811	13.08	15.86	0.8248	177.1
-190	4.3492	-218.09	-1.2980	1.0818	13.5040	7.824	5.921	13.62	16.63	0.8187	179.0
-180	3.8383	-207.44	-1.1770	1.0517	11.6120	8.803	6.630	17.28	21.81	0.7921	190.8
-170	3.4418	-197.01	-1.0707	1.0359	10.2600	9.774	7.323	21.28	27.41	0.7762	201.6
-160	3.1230	-186.70	-0.9753	1.0266	9.2236	10.733	8.001	25.62	33.48	0.7653	211.7
-150	2.8600	-176.47	-0.8886	1.0206	8.3947	11.679	8.664	30.29	40.01	0.7571	221.3
-140	2.6390	-166.28	-0.8091	1.0165	7.7122	12.611	9.313	35.29	47.01	0.7507	230.4
-130	2.4503	-156.13	-0.7356	1.0137	7.1381	13.529	9.948	40.60	54.47	0.7454	239.2
-120	2.2873	-146.01	-0.6672	1.0116	6.6471	14.434	10.571	46.22	62.38	0.7409	247.6
-110	2.1448	-135.90	-0.6033	1.0101	6.2217	15.326	11.182	52.13	70.74	0.7370	255.7
-100	2.0193	-125.80	-0.5432	1.0090	5.8490	16.205	11.780	58.34	79.54	0.7335	263.5
-90	1.9078	-115.72	-0.4866	1.0081	5.5196	17.071	12.368	64.83	88.76	0.7304	271.1
-80	1.8080	-105.64	-0.4330	1.0074	5.2260	17.924	12.944	71.59	98.41	0.7275	278.5
-70	1.7183	-95.57	-0.3822	1.0068	4.9627	18.766	13.511	78.63	108.5	0.7249	285.7
-60	1.6371	-85.51	-0.3338	1.0064	4.7250	19.596	14.067	85.93	118.9	0.7224	292.7
-50	1.5632	-75.44	-0.2877	1.0061	4.5094	20.416	14.614	93.49	129.8	0.7202	299.5
-40	1.4958	-65.38	-0.2436	1.0059	4.3128	21.224	15.152	101.3	141.1	0.7181	306.2
-30	1.4340	-55.33	-0.2013	1.0058	4.1329	22.023	15.680	109.4	152.7	0.7161	312.7
-20	1.3771	-45.27	-0.1608	1.0057	3.9675	22.811	16.201	117.7	164.7	0.7143	319.1
-10	1.3245	-35.21	-0.1218	1.0058	3.8149	23.590	16.714	126.2	177.1	0.7126	325.4
0	1.2758	-25.15	-0.0843	1.0059	3.6738	24.360	17.218	135.0	189.8	0.7110	331.5
10	1.2306	-15.09	-0.0481	1.0061	3.5428	25.121	17.715	144.0	202.9	0.7095	337.5
20	1.1885	-5.03	-0.0132	1.0064	3.4209	25.873	18.205	153.2	216.3	0.7081	343.4
30	1.1492	5.04	0.0205	1.0067	3.3071	26.618	18.689	162.6	230.1	0.7068	349.2
40	1.1124	15.11	0.0532	1.0071	3.2007	27.354	19.165	172.3	244.2	0.7056	354.9
50	1.0779	25.18	0.0849	1.0077	3.1010	28.082	19.635	182.2	258.5	0.7045	360.5
60	1.0455	35.26	0.1156	1.0082	3.0073	28.804	20.099	192.2	273.2	0.7035	365.9
70	1.0150	45.34	0.1454	1.0089	2.9192	29.518	20.557	202.5	288.2	0.7026	371.3
80	0.9862	55.44	0.1744	1.0097	2.8361	30.225	21.009	213.0	303.5	0.7018	376.7
90	0.9590	65.54	0.2026	1.0105	2.7576	30.925	21.455	223.7	319.1	0.7011	381.9
100	0.9333	75.65	0.2301	1.0115	2.6833	31.620	21.896	234.6	335.0	0.7004	387.0
120	0.8858	95.90	0.2830	1.0136	2.5463	32.989	22.763	257.0	367.5	0.6994	397.1

## **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 se présent travail qui a été réalisé à l'issue d'un stage pratique effectué au sein de complexe CEVITAL-Bejaia, notre étude s'est fondée sur le dimensionnement d'une installation de production d'air comprimé, 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 l'installation d'air comprimé.

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.