

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 : Installations Energétiques et Turbomachines

Par :

FEDALA Nouh

YAMOUNI Massinissa

Thème

**Etude et dimensionnement d'une centrale de production d'air comprimé –Cevital
EL-Kseur**

Soutenu le octobre 2021 devant le jury composé de:

Mr. MENDIL

Président

Mr. HAMDI

Examinateur

Mr. A.DJERRADA

Rapporteur

Année Universitaire 2020-2021

Remerciements

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

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

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

*Nous remercions également les membres de jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger notre travail.
Tout le personnel de complexe CEVITAL qui nous ont beaucoup aidés à réaliser ce travail dans les bonnes conditions
Que tous ceux qui ont contribués à notre formation trouvent ici l'expression de Nos sincère gratitude.*

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

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers respectueux parents :

*Vraiment aucune dédicace ne saurait exprimer mon
attachement, mon amour et
mon affection. Je vous offre ce travail en témoignage de tous
les sacrifices et*

l'immense tendresse dont vous m'avez toujours su combler.

A mes frères : Takfarinas, M'hamed et sa petite famille, Youba

A ma chère sœur Hassiba

*Puisse dieu tout puissant vous garder et vous procurer santé et
bonheur.*

*Une spéciale dédicace à cette personne qui compte
énormément pour moi.*

A toi Hania

A mes chers amis

*En particulier mes amis de la chambre A506 qui ont été à mes
côtés et m'ont
toujours soutenu.*

A mon binôme et sa famille.

Massinissa

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers respectueux parents :

*Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour
éternel et ma considération
pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction
et mon bien être.*

*A mes frères : Hameza et ces petite filles Khoukha et Hiba
Sofiane et son petite garçon Aksel
Riadh*

*A mes trois chère sœurs Karima.Nassima.Samia et leur
maries et leur petites*

*Je ne peux exprimer à travers ses lignes tous mes sentiments
d'amour et de
tendresse envers vous, je vous souhaite la réussite dans votre
vie privées et
professionnelles*

A mes chère

*Puisse dieu tout puissant vous garder et vous procurer santé et
bonheur.*

*A mes chers amis : qui ont été à mes côtés et m'ont toujours
soutenu.*

Halim,Sofiane qui on attribuer à ce mémoire

A mon binôme et sa famille.

NOUH

Sommaire

Sommaire	iv
Liste des figures	v
Liste des tableaux	vi
Nomenclature.....	ix
Introduction Générale	1
Chapitre I Généralités sur la production d'air comprimé	
A. Historique de l'entreprise	3
B. Situation géographique	3
C. Organigramme des départements de production.....	4
I. Introduction	5
I.1 Notion sur l'air	5
I.2 Définition de l'air comprimé.....	5
I.3 Domaine d'utilisation de l'air comprimé	5
I.4 Avantages de l'air comprimé	6
I.5 Inconvénients de l'air comprimé	6
I.6 Classification des compresseurs.....	6
I.6.1 Définition du compresseur	6
I.6.2 Différentes classes de compresseurs	7
I.6.4 Compresseurs alternatifs	7
I.6.4.1 Compresseurs à pistons	7
I.6.4.2 Compresseur à membrane	8
I.6.4.2.1 Description du fonctionnement	8
I.6.5 Compresseurs rotatif	9

I.6.5.1 Compresseur à lobes.....	9
I.6.5.1.1 Description du fonctionnement	9
I.6.6 Compresseur à palettes	10
I.6.6.1 Description du fonctionnement	10
I.6.7 Compresseur à vis	10
I.6.7.1 Description du fonctionnement	10
I.6.7.2 Compresseur à vis à injection des liquides.....	11
I.6.7.3 Compresseur à vis sans huile :	11
I.6.8 Compresseurs à spirales	11
I.7 Compresseurs dynamiques	12
I.7.1 compresseurs axiaux	13
I.7.2 compresseurs centrifuges	13
I.7.2.1 Définition du compresseur centrifuge	13
I.8 Traitement de l'air comprimé	14
I.9 Sécheurs d'air	14
I.9.1. Sécheur par réfrigération	14
Conclusion :	15

Chapitre II Description de l'installation existante

II.1 Introduction :	16
II.2 Présentation de la Structure du Système	16
II.3 Les services	16
II.3.1 Service de production des boissons	16
II.3.2 Service de production des sauces	17
II.3.3 Service de production de confiture :	17
II.4 La salle de compression	18
II.5 Structure des compresseurs	18
II.6 Description du bloc compresseur	19
II.7 Principe de fonctionnement	19

II.8 Circuit d'air et d'huile.....	19
II.8.1 Circuit d'air.....	19
II.8.2 Circuit d'huile.....	19
II.9 Système de refroidissement.....	20
II.9.1 Description.....	20
II.9.2 Sécheur d'air.....	20
II.9.3 Circuit d'air comprimé dans le sécheur.....	21
II.10 Le système de régulation.....	21
II.11 Régulation des compresseurs.....	21
II.11.1 Système de régulation des compresseurs.....	21
II.11.1.1 La charge.....	21
II.11.1.2 La décharge.....	22
II.12 Système de contrôle.....	22
II.13 Panneau de commande.....	23
Conclusion.....	24
Chapitre III Pertes de charge et pression de refoulement	
III.1 Introduction.....	25
III.2 Pression et débit d'air comprimé.....	25
III.3 Calcul des pertes de charge.....	26
III.3.1 Différents régimes d'écoulement.....	26
III.3.2 Pertes de charge linéaires.....	27
III.3.2.1 Détermination du coefficient de frottement (λ).....	28
a. Cas écoulement laminaire $Re < 2000$	28
b. Cas d'un écoulement turbulent : $Re > 3000$	28
III.3.3 Perte de charge singulière.....	29
III.3.4 Différence de pression due à la hauteur.....	30
III.4 Application.....	30
Etude de l'installation avec système de refroidissement.....	30

III.4.1 Calcul des débits d'air comprimé	30
III.4.2 Calcul du débit massique du compresseur.....	31
III.4.3 Calcul du débit volumique.....	31
Calcul du débit volumique aspiré aux conditions de référence (FAD)	31
III.4.3.1 Calcul du débit volumique refoulé par le compresseur :	32
III.4.3.2 Calcul du débit volumique à la sortie du sécheur :	32
III.5 Calcul des pertes de charge dans l'installation.....	32
III.6 pertes de charge dans le réseau de production de boisson.....	32
III.6.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L	32
III.6.2 Pertes de charge singulières ΔP_s	33
III.7 Pertes de charge dans le réseau de production des sauces :	34
III.7.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L	34
III.7.2 Pertes de charge singulières ΔP_s	34
III.8 Pertes de charge dans le réseau de production de confiture (fruit).....	35
III.8.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L	35
III.8.2 Pertes de charge singulières ΔP_s	35
III.9 Pertes de charge dans les sécheurs et les filtres.....	36
III.10 Calcul de la différence de pression due à la hauteur	36
III.11 Plage de régulation de la pression	37
III.12 Pression de refoulement.....	37
III.13.Calcul des pertes de charge avec différents diamètres	37
Etude de l'installation sans système de refroidissement	38
III.14 Calcul des pertes de charge dans l'installation.....	38
III.14.1 Pertes de charge dans le réseau de production de boisson	38
III.14.1.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L	38
III.14.1.2 Pertes de charge singulières ΔP_s	39
III.14.2 Pertes de charge dans le réseau de production de sauce :	39
III.14.2.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L	39

III.14.2.2 Pertes de charge singulières ΔP_s	40
III.14.3 Pertes de charge dans le réseau de production de confiture (fruit).....	41
III.14.3.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L	41
III.14.3.2 Pertes de charge singulières ΔP_s	41
III.15 Pertes de charge dans les filtres	42
III.16 Calcul de la différence de pression due à la hauteur	42
III.17 Plage de régulation de la pression	42
III.18 Pression de service.....	42
III.19 Calcul des pertes de charge avec différents diamètres :	43
Conclusion	44
Chapitre IV Calcul thermodynamique et analyse des performances du compresseur	
IV.1 Introduction	45
IV.1.1 Approche polytropique de la compression.....	45
IV.1.2 Compression isotherme	45
IV.1.3 Compression isentropique	45
IV.1.4 Compression polytropique	46
IV.1.4.1 Polytropique refroidie.....	46
IV.1.4.2 Ploytropique et l'adiabatique irréversible	46
IV.2 Travail de la compression.....	47
IV.2.1 Evolution isothermique	47
IV.2.2 Evolution isentropique	48
IV.2.3 Evolution polytropique.....	48
IV.3 Chaleur de la compression	48
IV.3.1 Transformation isotherme	48
IV.3.2 Transformation isentropique	48
IV.3.3 Transformation polytropique.....	49
IV.4 Rendement effectif du compresseur	49
IV.5 Puissance du compresseur	49

IV.6 Puissance du moteur d'entraînement.....	50
IV.6.1 Pertes mécaniques	50
IV.6.2 La puissance utile sur l'arbre.....	50
IV.7 Application	50
IV.7.1 Analyse des performances du compresseur avec un système de refroidissement.....	50
IV.7.1.2 Calcul du travail théorique du compresseur	50
IV.7.1.3 Calcul du rendement du compresseur	50
IV.7.1.4 Calcul du travail réel du compresseur	51
IV.7.1.5 Calcul de la puissance du compresseur	51
IV.7.1.6 Calcul de la puissance utile du compresseur	51
IV.8 Discussion des résultats.....	51
IV.9 Analyse des performances du compresseur sans système refroidissement.....	52
IV.9.1 Calcul du travail théorique du compresseur	52
IV.9.1.2 Calcul du rendement du compresseur	52
IV.9.1.3 Calcul du travail réel du compresseur	53
IV.9.1.4 Calcul de la puissance du compresseur	53
IV.9.1.5 Calcul de la puissance utile du compresseur	53
IV.10 Discussion des résultats.....	53
Conclusion	54
Conclusion générale	55
Références Bibliographiques	56
ANNEXES.....	57
Résumé	63
Abstract.....	63

Liste des figures

Figure.1 : Situation géographique de l'entreprise.....	3
Figure .2: Organigramme des départements de production.....	4
Figure I.1 : Classification des compresseurs	7
Figure I.2: Compresseur à simple effet.....	8
Figure I.3 : Cylindre à double effet	8
Figure I.4: Compresseur à membrane.....	9
Figure I.5 Principe de fonctionnement du compresseur à lobes	9
Figure I.6: Compresseur à palettes	10
Figure I.7: Vis mâle et femelle	10
Figure I.8: Cycle du compresseur spiral	12
Figure I.9: Compresseur centrifuge	12
Figure I.10: Compresseur centrifuge	12
Figure I.11: compresseur axial	13
Figure I.12: Compresseur centrifuge	13
Figure I.13: Différentes étapes de production d'air comprimé	14
Figure I.14: Sécheur d'air	14
Figure II.1 : Schéma de l'installation	16
Figure II.2 : Bloc compresseur	19
Figure II.3 : Circuit Air/Huile dans le compresseur	19
Figure II.4 : Système de refroidissement	20
Figure II.5 : Schéma d'écoulement dans le sécheur d'air.....	20

Figure II.6: Système de régulation.....	21
Figure II.6 : Système de contrôle.....	22
Figure IV.1 : Diagramme pression-volume : représentation des différentes compressions	47

Liste des tableaux

Tableau II.1: Identification des machines de Production (B boisson).....	17
Tableau II.2: Identification des machines de production (B sauce)	17
Tableau II.3: Identification des machines de production (B fruit)	18
Tableau. II.4 : Représentatif des caractéristiques du compresseur	18
Tableau II.5: panneaux de commande	23
Tableau III.1 Régimes d'écoulement.....	27
Tableau.III.2 Calcul Itératif pour les 2 paramètres (T, P)	31
Tableau.III.3 : Représentatif des débits obtenus par les calculs d'un seul compresseur.....	32
Tableau III.4: Calcul des paramètres de l'écoulement	34
Tableau III.5: Calcul des pertes de charge.....	34
Tableau III.6: Calcul des paramètres de l'écoulement	35
Tableau III.7: Calcul des pertes de charge.....	35
Tableau III.8: Calcul des paramètres de l'écoulement	36
Tableau III.9: Calcul des pertes de charge.....	36
Tableau III.10: détermination de la pression de refoulement	37
Tableau III.11: Calcul des paramètres de l'écoulement avec différents diamètres	38
Tableau III.12: Calcul de la pression de refoulement avec différents diamètres.....	38
Tableau III.13: Calcul des paramètres de l'écoulement	40
Tableaux III.14 : Calcul des pertes de charge.....	40
Tableau III.15: Calcul des paramètres de l'écoulement	41
Tableau III.16 : Calcul des pertes de charge.....	41
Tableau III.17: Calcul des paramètres de l'écoulement	42
Tableau III.18 : Calcul des pertes de charge.....	42

Tableau III.19: Calcul de la pression de refoulement.....	43
Tableau III.20: Calcul des paramètres de l'écoulement	43
Tableau III.21: Calcul des pertes de charge.....	44
Tableau III.22: Calcul de la pression de refoulement avec différents diamètres.....	44
Tableau IV.1 : Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur.....	51
Tableau IV.2 : Comparaison entre les résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur.....	51
Tableau IV.3 : Comparaison entre les paramètres calculés et les données du constructeur.....	52
Tableau IV.4 : Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur.....	53
Tableau IV.5 : Comparaison entre les résultats thermodynamiques avec ceux de constructeur.....	53
Tableau IV.6 : Comparaison entre les paramètres calculés et les données du constructeur.....	54

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unités SI
m	Masse d'air	kg
N	Coefficient polytropique	/
R	Constante du gaz	J/kg.K
t	Temps	S
V	Vitesse	m/s
P	Pression de gaz	Pa
P_{ser}	Pression de service	Pa
ΔP_H	Différence de pression due à la hauteur	Pa
P_c	Pression de refoulement du compresseur	Pa
ΔP_{char}	Pertes de charge dans le réseau (linière et singulière)	Pa
ΔP_l	Pertes de charge linéaires	Pa
ΔP_s	Pertes de charge singulières	Pa
ΔP_t	Pertes de charge totale	Pa
$\Delta P_{réf}$	Ecart de régulation	Pa
Q_v	Débit volumique	m ³ /s
Q_{vref1}	Débit volumique refoulé Par le compresseur	m ³ /s
Q_{vref2}	Débit volumique refoulé Apres le sécheur	m ³ /s
T	Température	K
T_1	Température d'entrée du compresseur	K
T_2	Température d'sorite du compresseur	K
P_1	Pression d'entrée du compresseur	Pa
P_2	Pression de sortie du compresseur	Pa
P_2	Pertes mécaniques	Pa
P_m	Diamètre de canalisation	M
D	Diamètre du coude	M
D_0	Rayon de courbure	M
R_0	Coefficient tenant compte de l'effet de l'angle aucentreδ du coude	kJ/kg
A_1	Coefficient tenant compte de l'effet du rayon relatif du coude	kJ/kg
B_1	Travail massique théorique de compresseur	W
W'	Travail massique réel de compresseur	W
$W_{réel}$	Puissance utile	/
W_u	Puissance de compresseur	/
\dot{W}	Rendement effectif du compresseur	[m]
η_{eff}	Rendement indiqué	/
η_i	Rugosité absolue	
ri	Rugosité relative	

Symboles grecs

γ	Gamma	
η	Rendement	
τ	rapport de pression (Taux de compression)	
ρ	la masse volumique	kg/m ³
Δ	l'écart	
θ	Transformation isotherme	
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
Λ	Coefficient de perte de charge linéaire	/
Δ	Angle du coude	Degré
ξ	Coefficient de perte de charge linéaire	/

Indices et exposants

asp	Aspiration
C	Compression
Cte	Constant
eff	Effectif
E	évolution, extérieur
F	Frottement
In	Indiqué
Ir	Irréversible
Is	Isentropique
M	Mécanique
P	Polytropique
R	Réversible
ref	Refoulement
Th	Théorique
tot	Totale

Abréviations

FAD	Free Air Dilivring
SO.GE.D.I.A	Société de gestion et d'étude du développement des industries agroalimentaire
E.NA.JU.C.	Entreprise nationale des jus et des conserves
CO.J.EK	Conserves et jus d'El-Kseur
R.B	Retour de bouteille
P.E.T	Polytéréphtalate d'éthylène

Introduction Générale

Introduction Générale

L'air comprimé est une forme d'énergie potentielle utilisée pratiquement dans tous les process industriels, ses caractéristiques le rendent irremplaçable dans la mise en œuvre de nombreuses applications.

Ainsi la production de l'air comprimé se fait principalement à l'aide des compresseurs. Un compresseur est une machine qui sert à comprimer de l'air d'une basse pression à une pression plus élevée. Les compresseurs se présentent essentiellement sous deux types : Les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs.

L'entreprise Cevital EL-Kseur qui couvre plusieurs activités dans le domaine agroalimentaire fait appel à d'importantes quantités d'air comprimé pour assurer le fonctionnement et plus précisément la commande de plusieurs machines de production. C'est au sein de cette entreprise, fleuron du groupe Cevital, que nous avons mené notre projet de fin d'études, celui-ci consiste en un dimensionnement énergétique d'une centrale de production d'air comprimé.

La centrale de production d'air comprimé est constituée de trois compresseurs de type volumétrique à vis, elle est destinée à alimenter trois lignes de production :

- Production des boissons
- Production des sauces
- Production de confiture

Le présent mémoire s'articule autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur la production d'air comprimé, le second chapitre est dédié à la description de l'installation existante, le troisième chapitre traite du calcul des pertes de charge du réseau de distribution et des pressions de refoulement, le quatrième chapitre est consacré au calcul des différentes grandeurs énergétiques des compresseurs. Enfin nous clôturons notre mémoire par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités sur la production d'air comprimé

A. Historique de l'entreprise

La conserverie d'EL-KSEUR a été mise en activité en avril 1977 par la SO.GE.D.I.A. (Société de gestion et d'étude du développement des industries agroalimentaires) dans le but d'augmenter la production étant faible et d'absorber excédent en produits agricoles ; lors de la restructuration de 1982, elle est devenue l'entreprise nationale des jus et des conserves (l'E.NA.JU.C.), divisée en filiale autonomes en 1998, CO.J.E.K. (Conserves et jus d'EL KSEUR) est l'une de ces filiales jusqu'à 2007 ; à partir de cette année elle est devenue une filiale du groupe CEVITAL.

B. Situation géographique

L'unité C.O.J.E.K, est située dans la commune d'EL KSEUR, à 25Km du chef-lieu de Bejaia et à quelque mètre de la zone ferroviaire, elle est implantée dans une région à vocation agricole à droite de la route nationale N°26 liant ALGER-BEJAIA.

Tous ces caractères lui confèrent un emplacement stratégique favorable facilitant les opérations d'approvisionnement et de distribution des produits.

Le plan de masse de l'entreprise est représenté dans la figure ci-dessous.

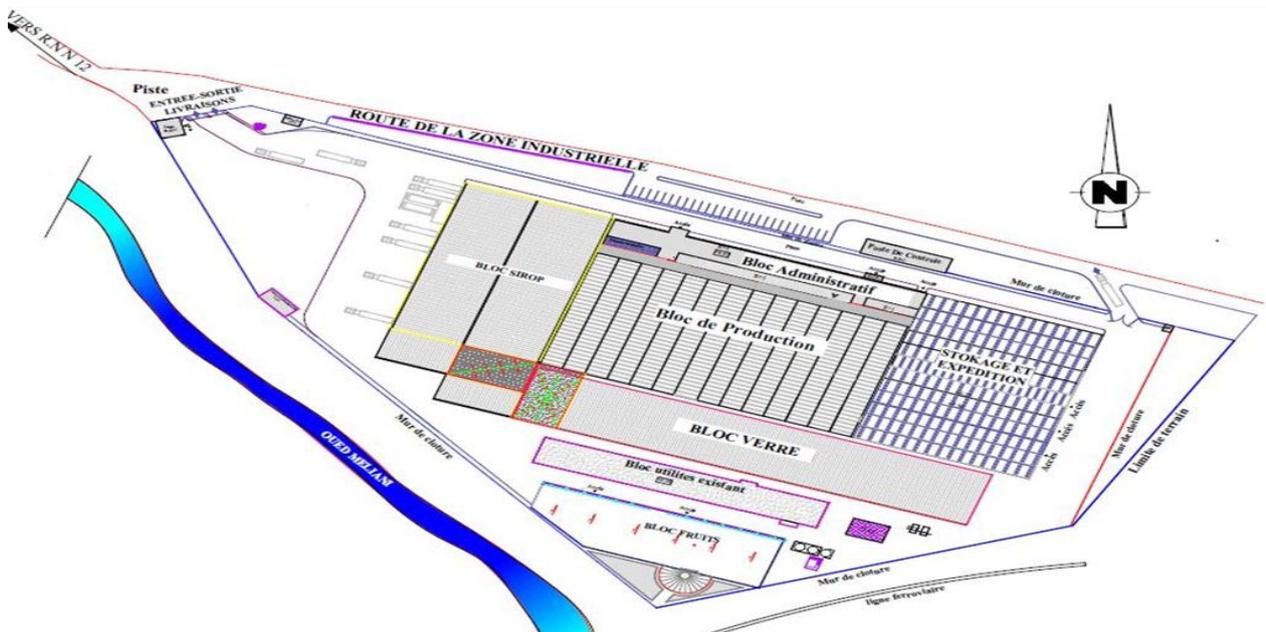


Figure.1 : Situation géographique de l'entreprise

C. Organigramme des départements de production

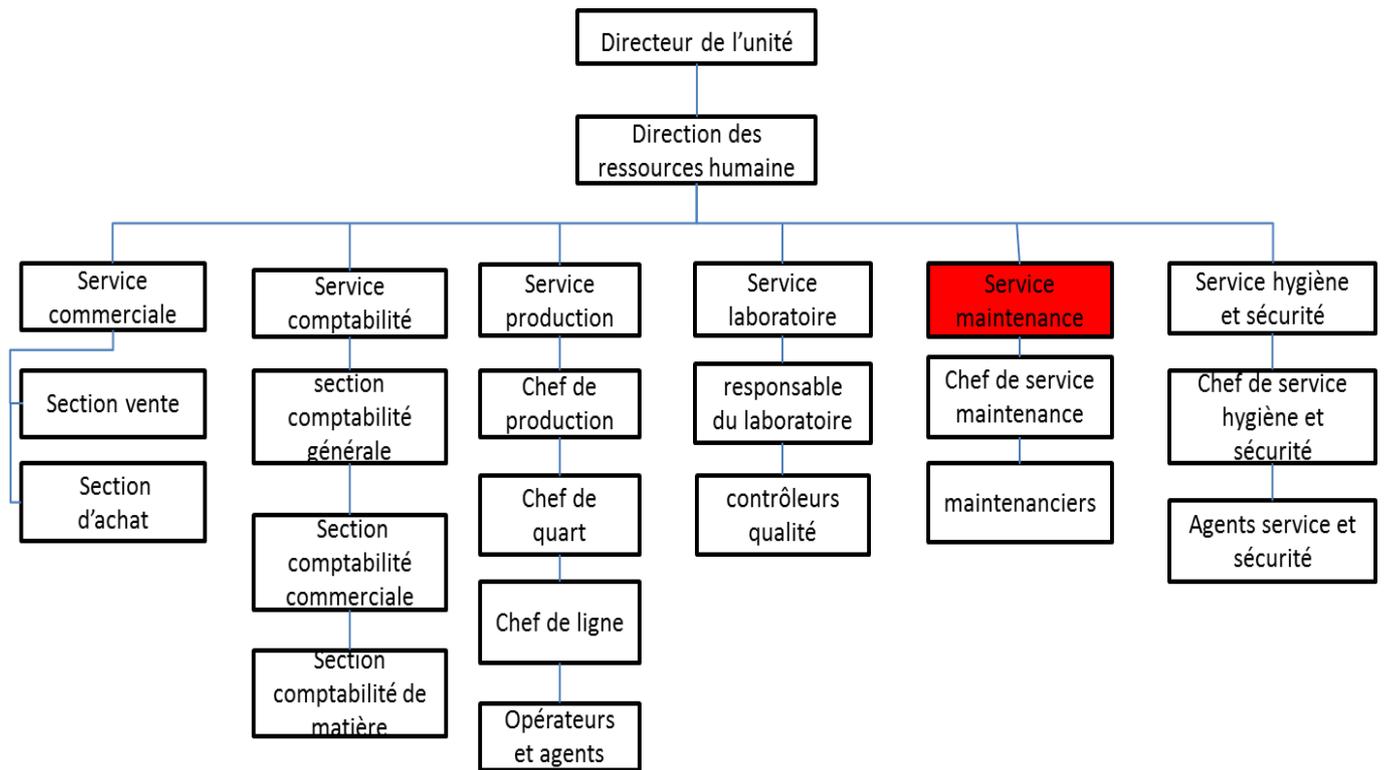


Figure .2: Organigramme des départements de production.

I. Introduction

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

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

I.1 Notion sur l'air

L'air est un mélange de gaz incolore, inodore, il est approximativement composé en fraction molaire ou en volume [1] :

- 78 % d'azote
- 21 % d'oxygène
- Moins de 1 % d'autre gaz dont
 - Les gaz rares principalement de l'argon 0.93%,
 - Néon 0.0018%
 - Krypton 0.00012%
 - Xénon 0.00009%
 - Oxyde de carbone et le méthane avec 0.04% et 0.000172 %

I.2 Définition de l'air comprimé

Contrairement aux liquides, les gaz sont des fluides compressibles, cela se traduit par le fait qu'un volume d'air donné peut être réduit, entraînant une augmentation de la pression dans le nouveau volume obtenu. La compression de l'air est effectuée dans une machine dotée d'une source de puissance mécanique [1].

Sous sa forme la plus simple, lorsque l'air est comprimé, il n'existe pas de risques d'échappement de gaz dangereux ou d'autres produits nocifs, c'est une source d'énergie qui n'est pas combustible, ni polluante [2].

I.3 Domaine d'utilisation de l'air comprimé

L'air comprimé est également une « utilité » : son usage peut devenir très large, il peut aussi être utilisé comme une source d'énergie dans des circuits de commande complexe ou comme source d'énergie de puissance pour actionner des vérins ou des moteurs rotatifs.

Les divers domaines tels que :

- Les commandes pneumatiques :

Utilisation par les robots automatisés, les industries textiles, les industries agroalimentaire, en emballage, les imprimeries, ...

- Les outillages pneumatiques

Utilisé en chaînes de montage, fabrication métallique, industrie du bois/PVC/ et dans le domaine médical.

- processus d'air

Utilisé en nettoyage industriel, sablage, microbillage, humidification par atomisation.

Transport pneumatique

Utilisé en cimenterie, industrie céréalière [3].

I.4 Avantages de l'air comprimé

- L'air est un fluide compressible, élastique et capable d'absorber une grande quantité d'énergie. Cette dernière propriété est possible grâce aux compresseurs pouvant le comprimer et le stocker dans des réservoirs.
- L'air accumulé et très souple, il peut actionner des mécanismes ou alimenter des circuits de commande.

Les systèmes pneumatiques exigent un minimum d'entretien.

- L'air est une énergie sécuritaire et non toxique même les fuites dans les conduites ne pouvant être dommageables pour les personnes se trouvant dans leurs environnements immédiats.
- Il est facile à transporter, à stocker, à contrôler et à réguler, sa pression et son volume pouvant varier par réfrigération ou rapport de la chaleur. [5]

I.5 Inconvénients de l'air comprimé

L'air comprimé possède de nombreux inconvénients : [5]

- Les grandes dépenses de l'utilisation de l'air comprimé proviennent du mauvais entretien des compresseurs.
- L'installation inadéquate des circuits de distribution et non-conditionnement de l'air tout au long de son utilisation.
- Les échappements d'air sont bruyants et imposent à l'installation des silencieux.
- Difficultés d'étanchéité des fuites.

I.6 Classification des compresseurs

I.6.1 Définition du compresseur

Un compresseur est un organe mécanique destiné à augmenter uniquement par un procédé mécanique la pression d'un gaz. Pour exercer la même fonction sur un liquide quasi incompressible, on utilise une pompe [4]

I.6.2 Différentes classes de compresseurs

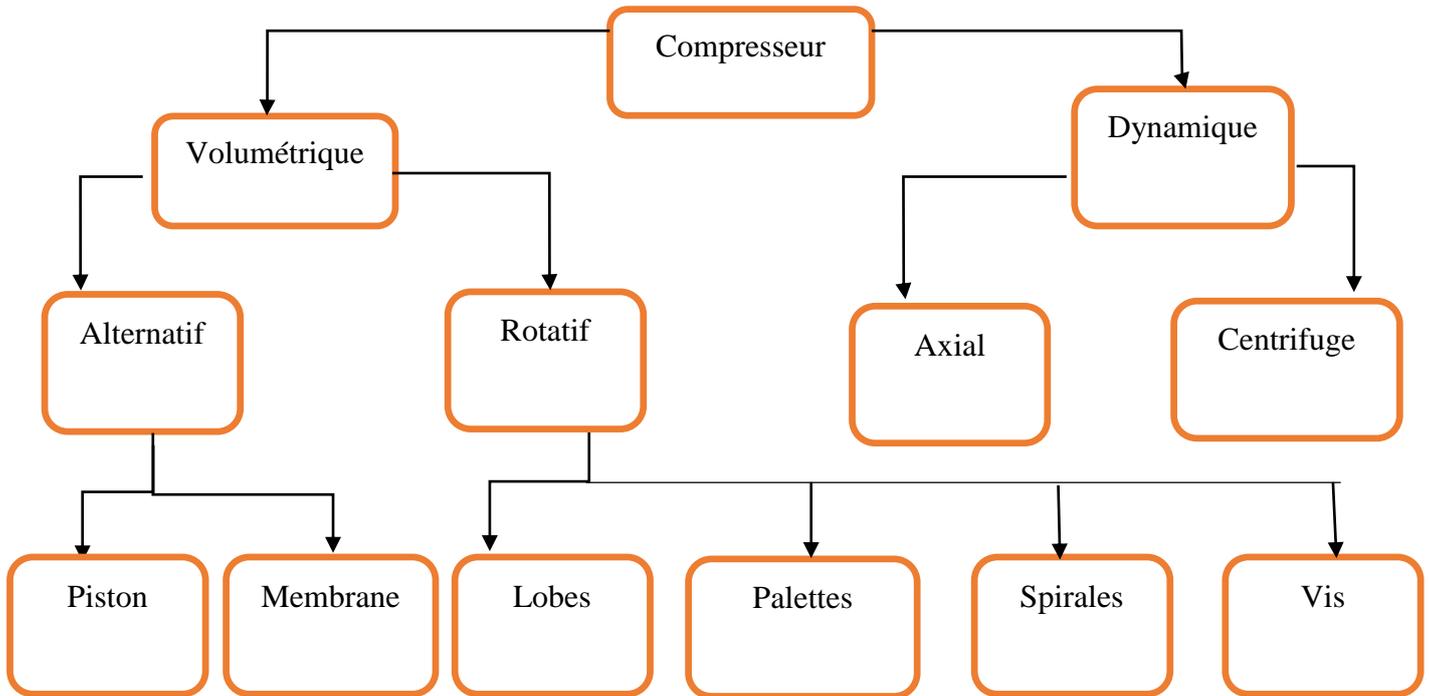


Figure I.1 : Classification des compresseurs

On distingue deux grandes familles de compresseurs :

- Les compresseurs à déplacement ou volumétriques et les compresseurs dynamiques. Sous une forme arborescente, les différentes technologies de compresseurs volumétriques et dynamiques que nous allons passer en revue [6].

I.6.4 Compresseurs volumétriques alternatifs

I.6.4.1 Compresseurs à pistons

Dans un compresseur à piston, chaque piston est animé d'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 gaz que vers la chambre du piston. À l'inverse, le clapet d'échappement ne peut laisser passer le gaz 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.

➤ Mono étagé

Un compresseur mono-étagé possède un ou plusieurs cylindres. Chaque cylindre comprime l'air pour le faire passer de la pression atmosphérique à la pression de service. Si le taux de compression désiré est faible selon la nature du gaz. On l'appelle le taux de compression de rapport de la pression absolue de refoulement sur la pression absolue d'aspiration.

➤ Multi étagé

Un compresseur multi-étage possède deux cylindres ou plus connectés en série, dans lesquels l'air est comprimé progressivement jusqu'à la pression finale. Entre les étapes, l'air comprimé est refroidit par l'air ou par l'eau. Cela permet d'améliorer l'efficacité, tout en obtenant une pression bien supérieure à celle obtenue avec un compresseur mono-étagé.

Cylindres

➤ A simple effet

La compression ne s'effectue que d'un seul côté du piston. Les clapets d'aspiration et de refoulement sont disposés dans la tête du cylindre. C'est la version la plus simple du compresseur à piston, réservé aux machines de faible capacité.

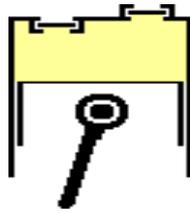


Figure I.2: Compresseur à simple effet

➤ Double effet

Pour doubler approximativement la capacité volumique du cylindre, la compression s'effectue des deux côtés du piston, alternativement côté tête (effet 1) et côté vilebrequin (effet 2).

Chaque chambre est équipée de clapets d'aspiration et de refoulement connectés à des circuits d'aspiration et de refoulement communs. Les capacités d'aspiration des deux effets peuvent être légèrement différentes en raison du volume occupé par la tige du piston côté vilebrequin et des volumes morts qui peuvent être différents.

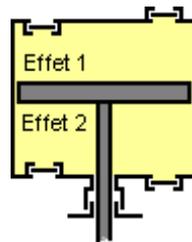


Figure I.3 : Cylindre à double effet

I.6.4.2 Compresseur à membrane

I.6.4.2.1 Description du fonctionnement

La déformation élastique de la membrane garantit une aspiration et une compression du gaz, et le système hydraulique assure la flexion de la membrane lorsque le piston se déplace dans le cylindre hydraulique, le piston agit sur le fluide hydraulique, transmettant ainsi son mouvement oscillatoire à la membrane.

Le rôle de la plaque perforée est d'assurer la répartition du fluide sur la membrane, qui est

généralement composé de trois disques métalliques .l'avantage de ce système c'est qu'il permet la détection de la rupture de la membrane par mesure de pression, La membrane assure une étanchéité statique côté gaz procédé [7], [8].

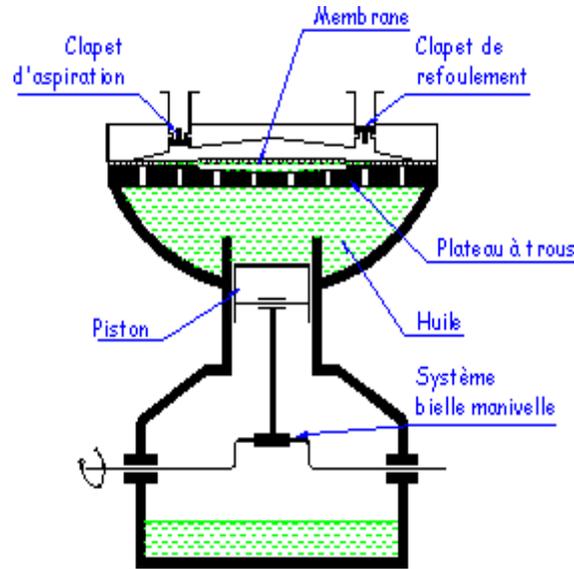


Figure I.4:Compresseur à membrane.

I.6.5 Compresseurs rotatif

I.6.5.1 Compresseur à lobes

I.6.5.1.1 Description du fonctionnement

Ils comprennent deux rotors engrenés qui ont le profil d'un lobe. Ils sont logés dans un corps muni de deux orifices, un pour l'aspiration, l'autre pour le refoulement. L'engrenage des deux rotors est réalisé à l'aide d'un couple de pignons de synchronisation placé à l'extérieur de la machine. L'entraînement des deux rotors se fait en sens inverse l'un de l'autre.

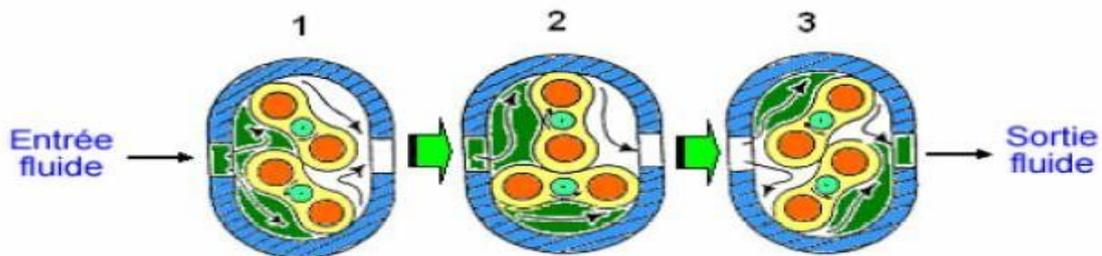


Figure I.5: Principe de fonctionnement du compresseur à lobes

Le gaz est entraîné par la rotation des lobes de l'aspiration vers le refoulement, sans variations de volume au cours du passage de l'aspiration vers le refoulement. La rotation des rotors se faisant sans contact, il n'est pas nécessaire de les lubrifier et la compression est donc exempte d'impuretés.

I.6.6 Compresseur à palettes

I.6.6.1 Description du fonctionnement

Compresseur à palettes est constitué d'un stator dans lequel tourne un rotor excentré. Ce dernier est muni de rainures dans lesquelles coulissent des palettes qui sont plaquées contre la paroi du stator par la force centrifuge. Sous l'action de la force centrifuge, les palettes sont continuellement appliquées contre le cylindre. Le volume compris entre deux palettes est variable.

Le gaz aspiré par augmentation progressive du volume est ensuite emprisonné entre deux palettes et transporté vers le refoulement. Dans cette zone de refoulement, le volume diminue et le gaz comprimé s'échappe dans la tuyauterie de refoulement.

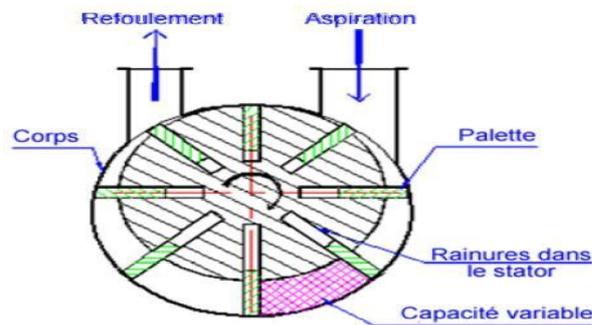


Figure I.6:Compresseur à palettes

I.6.7 Compresseur à vis

I.6.7.1 Description du fonctionnement

Le compresseur à vis se compose de deux vis synchronisées contre rotatives présentées par différents profils s'engrenant tournant en sens inverse. La compression du gaz s'effectue à son passage dans les orifices des deux vis. On joue sur la diminution du volume qui conduit à une augmentation de pression, l'air aspiré est comprimé en continu jusqu'à la compression finale, puis refoulé par les conduites de pression.



Figure I.7: Vis mâle et femelle

On distingue deux types des compresseurs à vis :

I.6.7.2 Compresseur à vis à injection des liquides

Dans un compresseur à vis à injection de liquide, l'air comprimé est refroidit par un liquide de refroidissement dans la chambre de compression entre les vis. Le fluide de refroidissement, généralement de l'huile, circule dans un circuit fermé entre les réservoirs de liquide, les refroidisseurs et les unités de vis. Il est mélangé à l'air avant la compression. La température de fonctionnement du compresseur est par conséquent maintenue à environ 80 °C, indépendamment de la charge et de la pression. Immédiatement après la compression, le fluide de refroidissement est séparé de l'air comprimé dans le séparateur d'huile. L'air comprimé circule ensuite dans un refroidisseur final avant d'être acheminé vers le réservoir d'air [10].

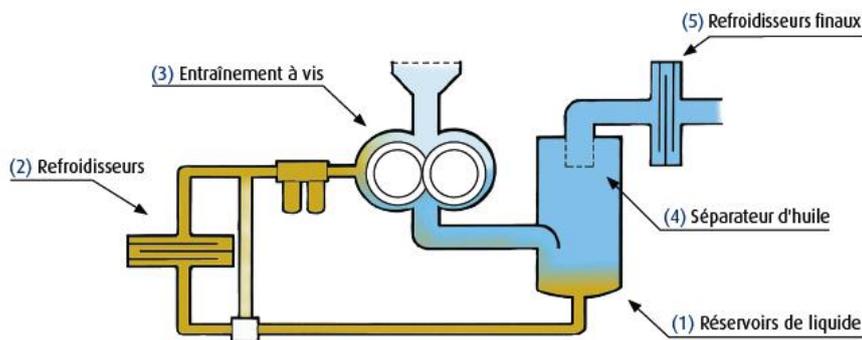


Figure I.8 : Principe de fonctionnement du compresseur à vis à injection liquide

I.6.7.3 Compresseur à vis sans huile :

Sur le compresseur à vis compressant sans huile, l'air comprimé dans la chambre de compression n'entre pas en contact avec l'huile, un entraînement synchronisé assure la rotation des rotors. Sans que les surfaces des profils se touchent.

I.6.8 Compresseurs à spirales

Le compresseur rotatif à spirale est généralement un type de compresseur volumétrique orbitale sans l'huile. Il est entraîné par la poulie d'un vilebrequin à course réduite qui constitue d'une spirale fixe monté dans un carter et d'une spirale orbitale motorisé qui se déplace excentrique, la spirale mobile se rapproche et s'écarte de la spirale fixe, l'air emprisonné est comprimé dans cet espace et chassé vers le centre du compresseur (sortie), puis vers le conduit d'admission du moteur.

Dans un compresseur scroll Co-rotatif, les deux centres des volutes sont décalés avec suffisamment de précision pour que les deux spirales s'effleurent. Ces deux spirales sont en rotation autour de leur centre respectif, elles tournent dans le même sens et à la même vitesse. Le système peut être utilisé soit en compresseur soit en turbine suivant le sens de rotation des volutes. Le volume des poches formées entre les deux spirales varie avec la rotation de celles-ci et entraîne la compression du fluide [2].

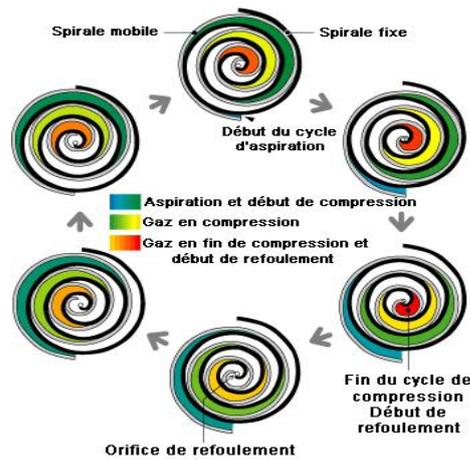


Figure I.9: Cycle du compresseur spiral

I.7 Compresseurs dynamiques

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

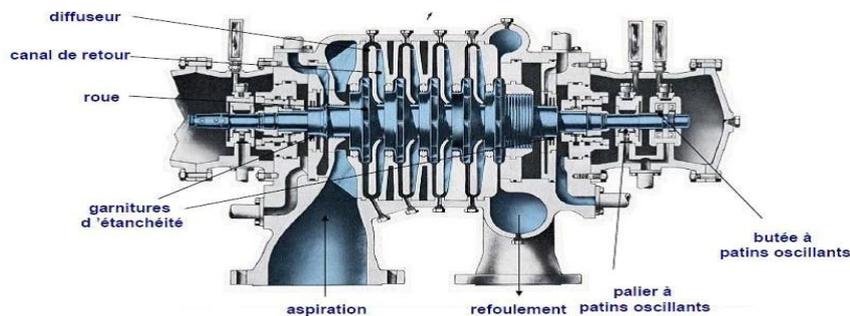


Figure I.10: Compresseur centrifuge

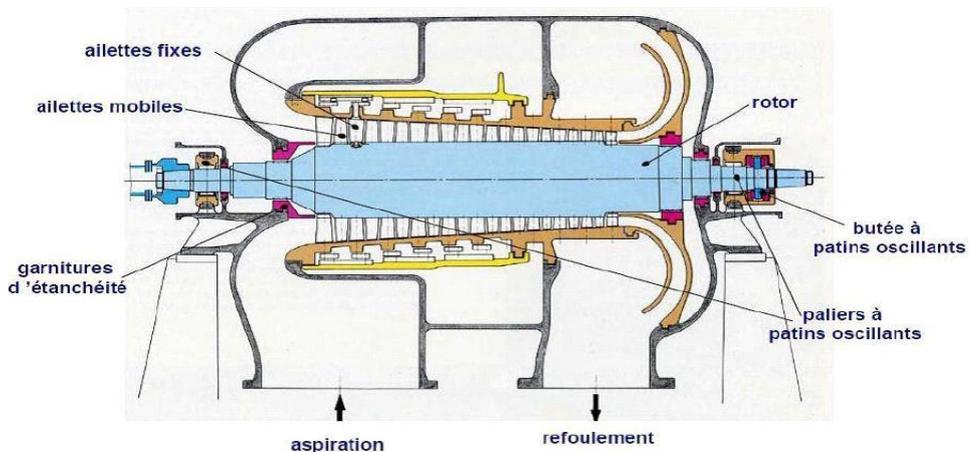


Figure I.11: Compresseur centrifuge

La classification de ces machines est basée sur la forme géométrique des roues:

I.7.1 Compresseurs axiaux

Les compresseurs axiaux ne sont pas refroidis, la compression est faite sans échange de chaleur avec l'extérieur. Ce sont des machines réceptrices à écoulement axial du fluide compressible, ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation, ils sont caractérisés par le nombre d'étages important et le taux de compression n'est pas élevé.



Figure I.12: compresseur axial

I.7.2 Compresseurs centrifuges

I.7.2.1 Définition du compresseur centrifuge

Un compresseur centrifuge se caractérise par son débit de refoulement radial. L'air est aspiré au centre d'une roue rotative à pales radiales et poussé vers le périmètre de la roue par des forces centrifuges. Le mouvement radial de l'air entraîne simultanément une augmentation de la pression et une génération d'énergie cinétique. Avant que l'air soit conduit au centre de la roue de l'étage suivant de compresseur, il passe par un diffuseur et une volute où l'énergie cinétique est convertie en pression.

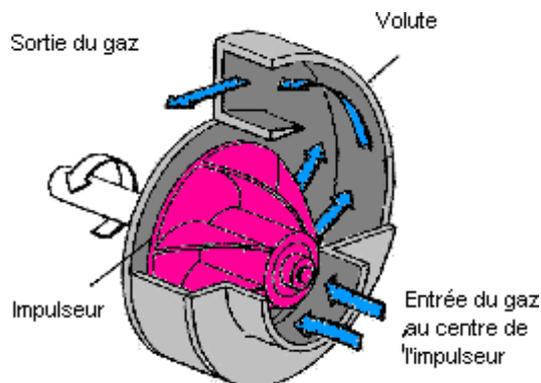


Figure I.13: Compresseur centrifuge

I.8 Traitement de l'air comprimé

Le traitement de l'air comprimé se fait en différentes étapes :

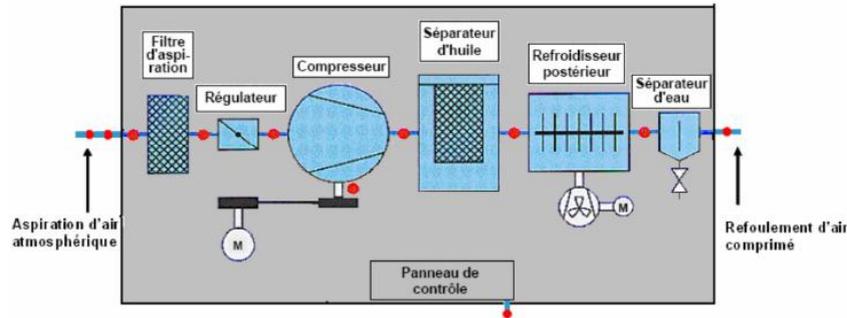


Figure I.14: Différentes étapes de production d'air comprimé

La production de l'air comprimé est regroupée dans un local fermé, ce qui permet de confiner les nuisances associées aux compresseurs et de faciliter l'intervention de maintenance. [9]

I.9 Sécheurs d'air

I.9.1. Sécheur par réfrigération

Ce type de sécheur consiste à refroidir l'air comprimé à une température inférieure à son point de rosée à l'aide d'un échangeur de chaleur raccordé à un groupe frigorifique conventionnel (compresseur-condenseur-évaporateur) ce qui provoque de la condensation de l'humidité qu'il contient. L'eau liquide est ainsi formée et est récupérée par un séparateur d'eau, tandis que l'air comprimé asséché est dirigé vers le réseau. Généralement, un échangeur air-air réchauffe l'air en sortie de sécheur pour éviter toute condensation sur les canalisations d'air comprimé. Le point de rosée sous pression obtenu est de l'ordre de 3 °C. Le point de rosée de l'air ainsi séché détendu à la pression atmosphérique est de l'ordre de -20 °C. Un point de rosée de 3 °C constitue un maximum sous peine de voir l'échangeur se boucher par givrage. Plusieurs types d'échangeurs peuvent être utilisés, les plus courants étant des échangeurs à plaques ou des échangeurs 3 en 1 comme la colonne de Bouhy.



Figure I.15: Sécheur d'air.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons bénéficié de plusieurs informations importantes sur le principe de fonctionnement de l'installation. En effet dans cette partie, nous avons rassemblé des définitions et des généralités sur les différents types de compresseur et les composantes de l'installation d'air comprimé.

Chapitre II

Description de l'installation existante

II.1 Introduction :

Notre étude est basée sur l'étude de l'installation de l'air comprimé au niveau du pôle de CEVITALEL-KSEUR(COJEK).

Les outils pneumatiques et les systèmes à air comprimé sont utilisés dans tous les secteurs industriels, en particulier l'industrie alimentaire. La consommation d'air comprimé varie d'un secteur à l'autre suivant l'activité et les besoins des procès.

Dans ce chapitre on expose le fonctionnement et les différents éléments constituant le compresseur à vis lubrifié.

II.2 Présentation de la Structure du Système

Le système se compose de 3 services qui sont alimentés par une salle de compression via un réseau de distribution de l'air comprimé :

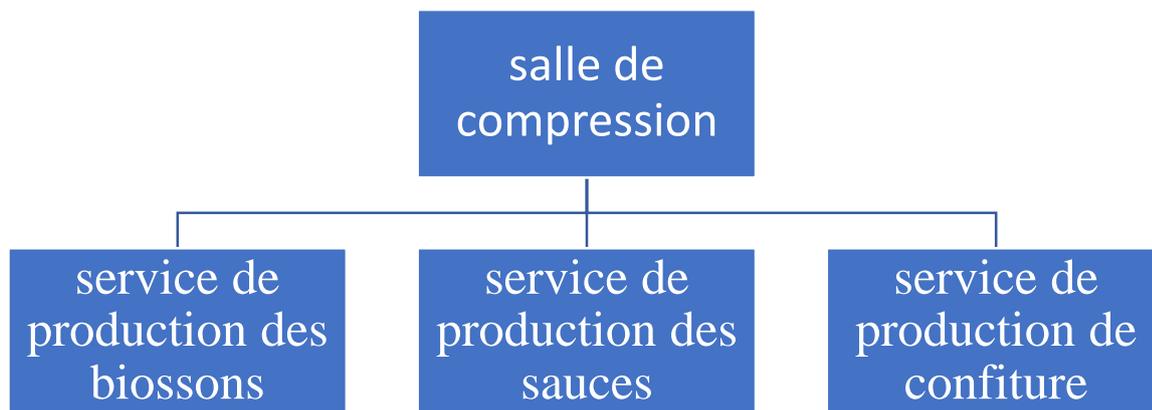


Figure II.1 : Schéma de l'installation

II.3 Les services.

II.3.1 Service de production des boissons: dans ce service la chaîne de production se répartit en deux lignes :

- **La ligne de P.E.T:** qui permet la production des boissons en plastique 1 L et 2L.
- **La ligne R.B :** qui permet la production des boissons en verre de 0,25 L.

Machines de production des boissons		
Souffleuse	Décaisseuse	
Remplisseuse	Laveuse caisses	0% de consommation d'air comprimé
Boucheuse	Laveuse bouteilles	
Mixeur	Remplisseuse	
Heuft (éjection bouteilles)	Capsuleuse	
Etiqueteuse	Pasteurisateur	0% de consommation d'air comprimé
Fardeuse	Etiqueteuse	
Palettiseuse	encaisseuse	
Haussuse	bandeuse	0% de consommation d'air comprimé

Tableau II.1: Identification des machines de Production (B boisson)

II.3.2 Service de production des sauces :

Ce service destiné à produire des sauces (mayonnaise, harissa, ketchup), se compose de plusieurs machines qui sont :

Machines de production des sauces	Souffleuse	
	Remplisseuse	
	Boucheuse	
	Check (éjection)	
	Inspectrice	
	Sécheur 0% de consommation d'air comprimé	
	Etiqueteuse	
	Vario-Pack	
	Logo-Pack	
	Palettiseuse	
	Banderoleuse 0% de consommation d'air comprimé	
	Rinceuse	

Tableau II.2: Identification des machines de production (B sauce)

II.3.3 Service de production de confiture :

Ce service se constitue de deux lignes :

- **la ligne d'écrasement** : qui permet le broiement de la matière.
- **les produits pâteux** : nécessaires à la fabrication de la confiture.

Machines de production de confiture	Elévateur boîte 0% consommation d'air comprimé	
	Doseuse	0% consommation d'air comprimé
	Sertisseuse	
	Pasteurisateur	
	Mis en carton manuel	
	Réception fruit	
	Elévateur fruit	
	Broyeur	
	Passoir verticale	
	Boule de cuisant	
	Remplisseuse aseptique	

Tableau II.3: Identification des machines de production (B fruit)

II.4 La salle de compression

On dispose de 3 compresseurs de même marque Ingersoll Rand R90I dont deux en marche et le troisième en standby, réservé pour la maintenance et en cas de défaillances.

Nombre de compresseur	Type de compresseur	plage de compresseur	Puissance du compresseur	Débit de référence
3	R90i	[6-----10]	90 kW	1000 m ³ /h

Tableau. II.4 : Représentatif des caractéristiques du compresseur

II.5 Structure des compresseurs

Les compresseurs dont dispose l'entreprise ont la même structure et chaque compresseur comprend :

- un block compresseur
- un séparateur d'huile
- un filtre d'entrée d'air
- un purgeur
- un système de refroidissement
- un sécheur d'air comprend un circuit réfrigérant
- un moteur d'entraînement
- un système de commande
- un filtre d'air intégré
- un ventilateur.

II.6 Description du bloc compresseur

Dans des machines volumétriques à vis birotors, la compression se fait par réduction de volume. Ils sont de type à piston rotatif ; cet effet de piston est dû à l'engrenage de deux rotors à l'intérieur d'un carter. La forme hélicoïdale de ces compresseurs fait qu'on l'appelle compresseur à vis.

Le rotor primaire est en général composé de quatre lobes ; le rotor secondaire est en générale composé de six lobes (ou cannelures). Les lobes du rotor primaire s'inscrivent dans les cannelures du rotor secondaire et impliquent un sens de rotation inverse du rotor.

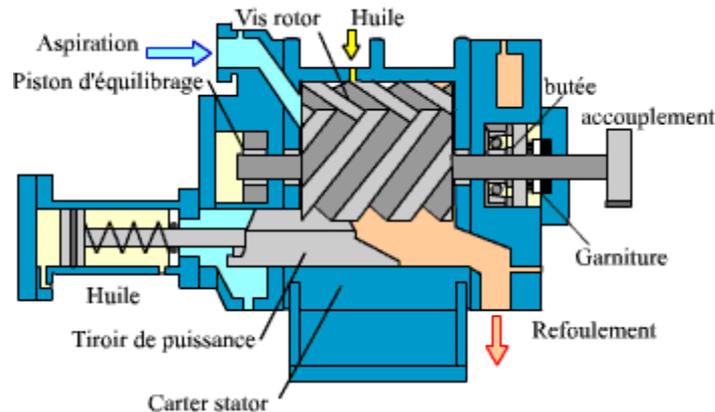


Figure II.2 : Bloc compresseur [10]

II.7 Circuit d'air et d'huile

La figure ci-dessous montre la circulation de l'huile dans le compresseur :

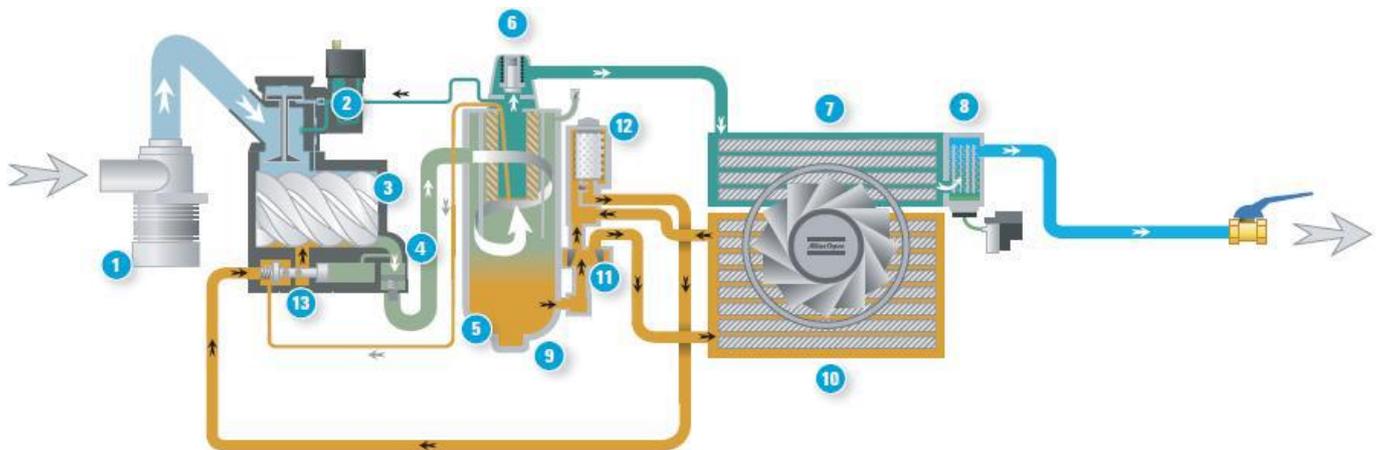


Figure II.3 : Circuit Air/Huile dans le compresseur [8]

II.7.1 Circuit d'air

L'élément compresseur comprime l'air aspiré via le filtre d'air et la vanne d'entrée ouverte. L'air comprimé et l'huile pénètrent dans le réservoir d'air/huile par le clapet anti-retour. L'air est forcé à travers la soupape de sortie de la vanne et le refroidisseur d'air. Ce dernier comprend un séparateur d'eau.

Le clapet anti-retour empêche le retour de l'air comprimé si le compresseur cesse de fonctionner.

II.7.2 Circuit d'huile

Dans un séparateur d'huile, la plus grande partie de l'huile est éliminée du mélange air/huile par décantation. L'huile restante est éliminée par le séparateur d'huile. L'huile s'accumule dans la partie inférieure du séparateur, agissant comme un réservoir d'huile.

II.8 Système de refroidissement

II.8.1 Description

Le système comprend un refroidisseur d'air et un refroidisseur d'huile.

Le refroidisseur est refroidi par le ventilateur.

Les compresseurs sont fournis avec un Système d'eau de refroidissement

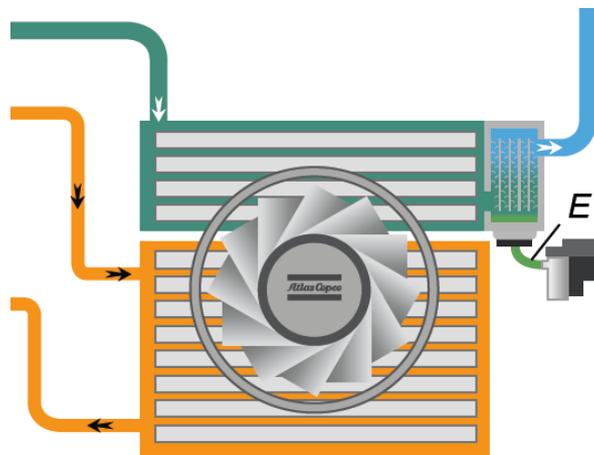


Figure II.4 : Système de refroidissement [10]

II.8.2 Sécheur d'air

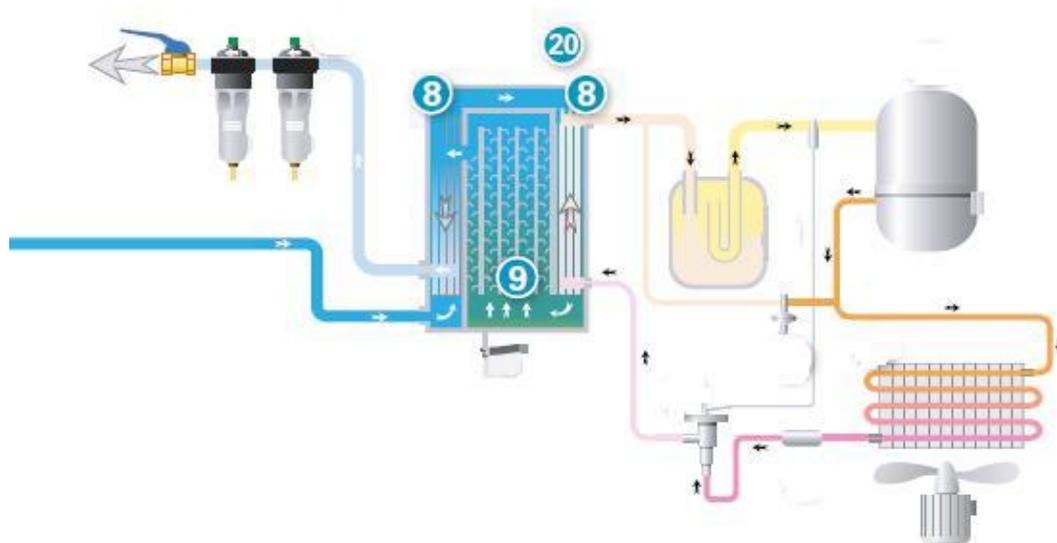


Figure II.5 : Schéma d'écoulement dans le sécheur d'air [11]

II.8.3 Circuit d'air comprimé dans le sécheur

En tant que moteurs d'entraînement, ils doivent fournir suffisamment de puissance pour démarrer le compresseur, l'accélérer à pleine capacité et garantir qu'il fonctionne dans diverses conditions comme prévu. La plupart des compresseurs d'air utilisent des moteurs à induction conventionnels.

II.9 Le système de régulation

II.10 Régulation des compresseurs

La spécification de tout compresseur consiste à faire varier le débit volumétrique aux conditions d'aspiration en fonction de la pression du système.

Dans les systèmes à air comprimé, la régulation assure la pression du système à l'intérieur d'une plaque. Lorsque le système se compose de plusieurs compresseurs, le contrôle fera fonctionner l'ensemble en fonction des variables et de la fonction de chaque appareil du système.

II.10.1 Système de régulation des compresseurs

Les compresseurs Ingersoll Rand fonctionnent selon le principe réglementaire du « tout ou rien » avec une plage de pression réglable de 0.1 à 1.5 bars.

L'entrée d'air est entièrement réglable ou entièrement ouverte pour une efficacité optimale et un fonctionnement économique

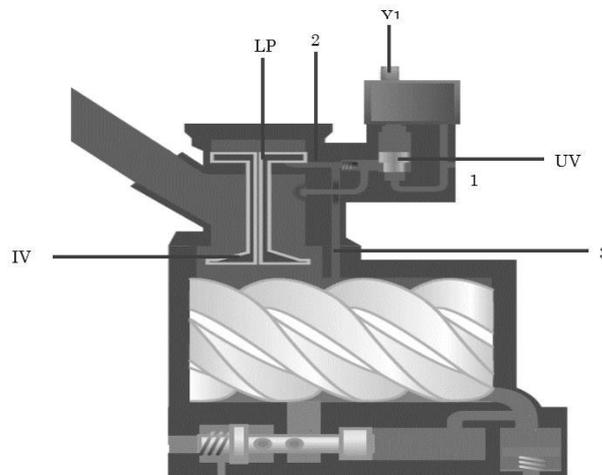


Figure II.6: Système de régulation [12]

II.10.1.1 La charge

C'est le débit d'air du compresseur et supérieur à celle de l'air à la consommation, conduit à une augmentation de la pression dans le réseau.

La pression de décharge lorsque elle est atteinte

1. La désactivation de l'électrovanne (Y1), rétractation de la vanne du plongeur
2. Arrête de la soupape de décharge (UV---vanne de décompression)
3. La vanne mais en relation :

➤ pression de réservoir 1

- la chambre 2
- ouverture de décompression 3

4. Le soulèvement du plongeur et entrainer par la chambre 2

La stabilisation a la valeur basse de la pression qui mène à une aspiration minime de l'air en continu et refoulé aux déchargeurs.

II.10.1.2 La décharge

La pression de charge et atteinte si la pression du réseau est en baisse

1. l'élévation du plongeur est par l'activation de l'électrovalve
2. la soupape d'compression et contrôlé par l'électrovalve
3. fermeture de l'ouverture de d'compression par la soupape d'air(3)
 - l'arrête de l'apport de la chambre 2
 - la descente du plongeur
 - l'ouverture de la vanne à l'entrée complètement
 - la marche en charge du compresseur, reprend du refoulement d'air à 100%

II.11 Système de contrôle

Les compresseurs sont dotés d'un système de contrôle et de régulation **Ingersoll rand**

(Figure II.6) qui assure les fonctions suivantes :

- Contrôle du compresseur
- Protection du compresseur

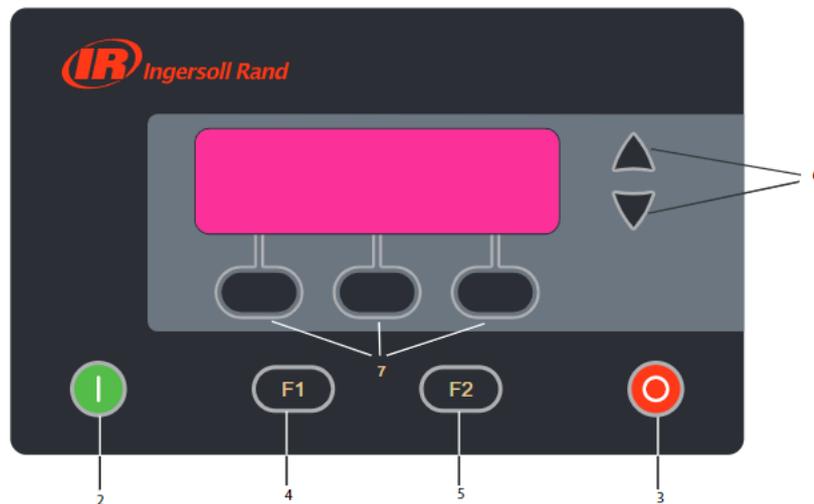


Figure II.7 : Système de contrôle [14]

II.12 Panneau de commande

Ré	Désignation	Fonction
1	Commandant auto- LED	Fonctionnement automatique Indique que le régulateur est auto-LED commandant de manière mécanique le compresseur : Le compresseur est chargé, Déchargé, arrêté et redémarré selon la consommation d'air et les limitations programmées dans le régulateur.
2	Tension sur LED LED d'alarme générale	Indique que la tension est allumée.
3	LED d'alarme générale	Est allumée si un avertissement d'arrêt la condition existe. Clignote si une condition d'arrêt Existe, si un capteur utilisé pour protéger le compresseur est hors service ou Après un arrêt d'urgence.
4	Affichage	Indique les messages relatifs à Condition de fonctionnement du compresseur, à un besoin de service ou une faute. Voir "Utilisateur Manuel pour Elektronikon Sous-menu «sections» du régulateur STATUS DATA "et" Submenu "UN SERVICE".
5	Touches de fonction	Touches pour contrôler et programmer le compresseur
6	Touches de défilement	Touches pour faire défiler l'affichage.
7	Touche Tabulateur	Touche pour accéder au champ suivant de l'affichage.
8	Touche de démarrage	Appuyez sur le bouton pour démarrer le compresseur. LED (a) s'allume indiquant que, le régulateur est opérationnel (en fonctionnement automatique). La LED Après avoir déchargé manuellement le compresseur.
9	Touche d'arrêt	Appuyez sur le bouton pour arrêter le compresseur. LED (a) sort. Le compresseur sera déchargé pendant 30 secondes avant de s'arrêter.
S3	bouton d'arrêt d'urgence	Appuyez sur le bouton pour arrêter immédiatement le bouton du compresseur, En cas d'urgence. Après avoir remédié aux problèmes, Débloquez le bouton en le tournant dans le sens inverse des aiguilles d'une montre.

Tableau II.5: panneaux de commande [14]

Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté des différents ateliers qui consomment de l'air comprimé. Nous avons vu les principaux éléments composant l'installation de production d'air comprimé ainsi que les éléments de protection et de régulation, de sécurité, et d'indication.

Chapitre III

Pertes de charge et pression de refoulement

III.1 Introduction

Notre étude au niveau de l'entreprise CEVITAL –ELKSEUR est précisément basée sur une centrale de production d'air comprimé qui alimente différents services à une pression de 6.2 bars à travers des canalisations.

III.2 Pression et débit d'air comprimé

La pression atmosphérique est de 101325 Pa, elle vaut exactement 1 atm absolu (norme ISO8778).

Le débit d'air Q_v dans un circuit, correspond au volume déplacé, par unité de temps :

$$Q_v = \frac{v}{t} \quad (\text{III.1})$$

Q_v : Débit volumique en [m³/s].

v : Volume en [m³].

t : Temps en [s].

La relation entre le débit massique et le débit volumique :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (\text{III.2})$$

Q_m : Débit massique [kg/s].

ρ : Masse volumique d'air [kg/m³].

Si on assimile l'air à un gaz parfait, on aura :

$$P \cdot v = r \cdot T \quad (\text{III.3})$$

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (\text{III.4})$$

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T} \quad (\text{III.5})$$

Avec :

P : Pression du gaz en [Pa]

r : Constante du gaz =287.1 [J/.kgK]

T : Température du gaz en [K]

Un débit massique Q_m s'exprime en débit volumique Q_v aux conditions de pression P et de température T de l'air

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \frac{P}{r \cdot T} \cdot Q_v \quad (\text{III.6})$$

Sur la plaque signalétique du compresseur, nous pouvons lire le débit volumique de la machine mesuré dans les conditions FAD (free air delivring), condition communément admise par les utilisateurs dans le domaine de l'air comprimé.

Ces conditions sont $P_0 = 1 \text{ bar}$, $T_0 = 20^\circ\text{C}$

De ce fait les débits massique du compresseur et donnée par :

$$Q_m = \rho_0 \cdot Q_{v0} = \frac{P_0}{r \cdot T_0} \cdot Q_{v0} \quad (\text{III.7})$$

Comme y a une conservation de débit massique,

$$Q_m = cst \quad (\text{III.8})$$

Le débit volumique s'exprime comme suit :

$$Q_v = Q_{v0} \cdot \frac{P_0}{T_0} \cdot \frac{T}{P} \quad (\text{III.9})$$

Pour calculer la pression que doit assurer le compresseur on utilise la formule suivante :

1 - Equation de Bernoulli entre deux points

$$1 \rightarrow \frac{P_c}{\rho g} + H_c + \frac{V_c^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + H_s + \frac{V_s^2}{2g} + \Delta P_{charge} + \Delta P_{reg}$$

$$2 \rightarrow \frac{P_c}{\rho g} = \frac{P_s}{\rho g} + (H_s - H_c) + \left(\frac{V_s^2}{2g} - \frac{V_c^2}{2g} \right) + \Delta P_{charge} + \Delta P_{reg}$$

de 1 et 2 revient à déduire (III.10)

$$P_c = P_{Ser} + \Delta P_{char} + \Delta P_H + \Delta P_{reg} \quad (\text{III.10})$$

P_{Ser} : Pression de service

ΔP_{char} : Pertes de charge dans le réseau (linéaires et singulières)

ΔP_H : Différence de pression due à la hauteur

ΔP_{reg} : Ecart de régulation

On a :

$$\Delta P_{reg} = P_D + P_E$$

P_D : Pression de déclenchement de compresseur

P_E : Pression d'enclenchement de compresseur

III.3 Calcul des pertes de charge

La pression du fluide réel chute dans la canalisation, ou il s'écoule en raison du frottement lié à la viscosité, et ce frottement provoque la perte de charge linéaire [15].

La pression d'un fluide réel diminue après le passage à travers une singularité telle que : coude, vanne ou rétrécissement ... etc. Cette perte est dite Perte de charge singulière.

III.3.1 Différents régimes d'écoulement

L'état d'écoulement peut être défini comme le mode de mouvement des particules fluides entre elles dans l'écoulement.

Les hydrauliciens ont remarqué depuis longtemps l'existence d'états fluides, mais c'est Osborne Reynolds qui a prouvé leur existence par l'expérimentation réalisée (1883) lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré ont montré l'existence de trois régime d'écoulement : laminaire, transitoire et turbulent.

Pour différencier les régimes d'écoulement entre eux, Reynolds a développé un nombre adimensionnel qui est le Nombre de Reynolds et donné par [15] :

$$Re = \frac{\rho.V.D}{\mu} = \frac{V.D}{\nu} \quad \text{(III.11)}$$

ρ : Masse volumique de fluide [kg/m³]

V : vitesse moyenne [m/s]

D : Diamètre de la conduite [m]

μ : Viscosité dynamique du fluide [kg/m.s]

ν : Viscosité cinématique [m²/s]

$$\mu = 1.458 \cdot 10^{-06} \frac{T^{3/2}}{110.4+T} \quad \text{(III.12)}$$

Cette relation est applicable dans la plage des températures suivantes :

$$100 < T < 2000 \text{ K}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{(III.13)}$$

$$\rho = \frac{P}{r.T} \quad \text{(III.14)}$$

L'expérience montre que :

Re	Régimes d'écoulement
Re < 2000	Laminaire
2000 < Re < 3000	Intermédiaire (Transitoire)
Re > 3000	Turbulent

Tableau III.1 Régimes d'écoulement

III.3.2 Pertes de charge linéaires

Cette perte est causée par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides, il existe en tuyaux lisses, mais aussi en tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par la longueur (L), dans un tuyau de diamètre (D) apparaît une perte de pression (ΔP)

par la formule de Darcy-Weisbach

$$\Delta P = \lambda \frac{\rho.V^2}{2} \cdot \frac{L}{D} [Pa] \quad \text{(III.15)}$$

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

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{8.L.\lambda.Qv^2}{\pi^2 r T D^5} \quad (\text{III.17})$$

λ : Coefficient du frottement (de darcy)

D: Diamètre intérieur du conduit [m]

r : Constante du gaz [J/Kg K]

T : Température du fluide [K]

L: Longueur de la conduite [m]

Q_v : Débit volumique [m^3/s]

III.3.2.1 Détermination du coefficient de frottement (λ)

a. Cas écoulement laminaire Reynolds < 2000

Dans ce cas on a le coefficient λ en fonction du nombre de Reynolds, l'état de la surface n'intervient pas.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{III.18})$$

b. Cas d'un écoulement turbulent : Reynolds > 3000

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination. En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds Re est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient λ en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité ε de la canalisation. [15]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2. \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{III.19})$$

L'utilisation directe de cette formule demanderait, du fait de sa forme implicite, un calcul par approximations successives. Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook-white.

Remarque :

On fait souvent appel à des formules empiriques plus simples valables pour des cas particuliers et dans un certain domaine du nombre de Reynolds, par exemple [16] :

Formule de BLASIUS : pour des tuyaux lisses et Reynolds < 10^5

$$\lambda = (100.Re)^{-0.25} = 0.316.Re^{-0.25} \quad (\text{III.20})$$

Pour : Reynolds > 10^5

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2. \log \left(\frac{Re\sqrt{\lambda}}{2.51} \right) \quad \text{(III.21)}$$

Relation qui peut être approchée par :

$$\lambda = \frac{1}{\left[2. \log \left(\frac{Re}{4.522 \log Re - 3.8215} \right) \right]^2} \quad \text{(III.22)}$$

III.3.3 Perte de charge singulière

Ainsi que les expériences le montrent, dans beaucoup de cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse et donc on a adapté la forme suivante d'expression : [15]

$$\Delta P = \xi \frac{\rho V^2}{2} \quad \text{(III.23)}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \xi \frac{8.L.\lambda.Qv^2}{\pi^2 r T D^4} \quad \text{(III.24)}$$

V : vitesse de l'écoulement [m/s]

ξ : coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

La détermination de ce coefficient se fait comme suit :

➤ Cas des coudes

$$\xi = k_{\Delta} k_{Re} \xi_m + \xi_f \quad \text{(III.25)}$$

k_{ξ} = coefficient tenant compte de la rugosité par rapporte aux frottement du fluide

k_{Re} = coefficient tenant compte de la rugosité dû aux régime d'écoulement

Le coefficient tenant compte de perte de charge singulière des coudes concentriques continus (arrondis) est calculé d'après la formule suivante proposée par Abramovic.

$$\xi_m = A_1 B_1 C_1 \quad \text{(III.26)}$$

$$\xi_f = 0.017 \lambda \frac{R_0}{D_H} \delta^0 \quad \text{(III.27)}$$

A_1 : Coefficient tenant compte de l'effet de l'angle au centre δ_0 du coude.

B_1 : Coefficient tenant compte de l'effet du rayon relatif du coude $\frac{R_0}{D_H}$.

C_1 : Coefficient tenant compte de l'effet de la largeur relative de la section du coude $\frac{a_0}{b_0}$.

R_0 : Rayon de courbe du coude.

D_H : Diamètre intérieure du coude.

$\frac{a_0}{b_0}$: La largeur relative de la section du coude.

δ : Angle du rayon.

D'après les données de Nekrassov A_1 prend les valeurs suivantes :

$$\begin{aligned} \delta = 90^\circ & \quad A_1 = 1 \\ \delta < 70^\circ & \quad A_1 = 0.9 \sin \delta \\ \delta > 100^\circ A_1 & = 0.7 + 0.35 \frac{\delta}{90} \end{aligned}$$

La grandeur B_1 peut être calculée d'après les formules suivant :

$$\begin{aligned} \frac{R_0}{D_0} < 1 & \quad B_1 = \frac{0.21}{\left(\frac{R_0}{D_0}\right)} \\ \frac{R_0}{D_H} > 1 & \quad B_1 = \frac{0.21}{\sqrt{\left(\frac{R_0}{D_0}\right)}} \end{aligned}$$

Les grandeurs k_ξ , k_{Re} , ξ_m , $A_1 B_1 C_1$ sont déterminées d'après le tableau de l'annexe 1

$$r' = \frac{r_i}{D_0} \quad (\text{III.28})$$

r_i : Rugosité.

r' : Rugosité relative

III.3.4 Différence de pression due à la hauteur

L'expression différentielle de la relation fondamentale de la statique des fluides s'écrit :

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g \quad (\text{III.29})$$

Avec : $\rho = \frac{P}{r.T}$

Estimant que l'air s'écoule à une température constante alors dans ce cas on peut intégrer la relation antécédente

$$\int_1^2 \frac{dP}{P} = \frac{g}{r.T} \int_1^2 dZ \rightarrow \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = -\frac{g}{r.T} (Z_2 - Z_1)$$

Posant : $\Delta_H = Z_1 - Z_2$

$$P_2 = P_1 \exp\left(-\frac{g}{r.T} \cdot \Delta_H\right) \quad (\text{III.30})$$

Revient à :

$$\Delta p_H = p_2 - p_1 \quad (\text{III.31})$$

III.4 Application

A. Etude de l'installation avec système de refroidissement

III.4.1 Calcul des débits d'air comprimé

Pour un compresseur à vis lubrifié d'Ingersoll Rand : (annexe 1)

Dans notre cas le compresseur est bien refroidie ce qui revient à sa température maximal de refoulement est ; $T_{\text{ref}} = 89^\circ\text{C}$.

A partir du calcul itératif on a abouti à une solution approximative pour la température et la pression et le débit de refoulement :

		T	P ₁	Q _v	P ₂
i	1	363,15	7,5	163	8,76
i	2	362,15	8,76	140	8,37
i	3	354,45	8,37	143	8,43
i	4	354,35	8,43	142	8,41
i	5	354,15	8,41	142	8,41

Tableau.III.2 : Calcul itératif pour les 2 paramètres (T, P)

On prend :

La température de refoulement : $T_{ref} = 354,15$ K

III.4.2 Calcul du débit massique du compresseur

Les températures et les pressions d'entrée du compresseur sont prises dans les conditions des références (FAD) :

$T_0 = 293,15$ K ; $P_0 = 1$ bar

De la relation (III.7) on a :

$$Q_{m0} = \rho_0 \cdot Q_{v0}$$

$$\rho_0 = \frac{P_0}{rT_0}$$

$$\rho_0 = \frac{1 \times 10^5}{287 \cdot 293,15}$$

$$\rho_0 = 1,18 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_{m0} = 1,18 \times 0,277 = 0,3268 \text{ kg/s}$$

D'après la relation (III.8-III.9) : $Q_{m0} = Q_m$

Donc : $Q_m = 1176,48 \text{ kg/h}$

III.4.3 Calcul du débit volumique

Calcul du débit volumique aspiré aux conditions de référence (FAD)

Le débit volumique aux conditions de référence est : $Q_{v0} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$

On a : $T_{asp} = 298,15$ K ; $P_{asp} = 1,01325$ bar

Par l'équation (III.9) :

$$Q_{vasp} = Q_{v0} \cdot \frac{T}{P} \times \frac{P_0}{T_0}$$

On trouve :

$$Q_{vasp} = 1000 \cdot \frac{298,15}{1,01325 \times 10^5} \times \frac{1 \times 10^5}{293,15} \longrightarrow Q_{vasp} = 1003,74 \text{ m}^3/\text{h}$$

III.4.3.1 Calcul du débit volumique refoulé par le compresseur :

On a : $T_{ref1} = 354,15 \text{ K}$; $P_{ref1} = 8,5 \text{ bar}$

D'après la relation (III.2) :

$$Q_{vref} = \frac{0,3268 \times 287 \times 354,15}{8,5 \times 10^5} \quad Q_{vref1} = 140,68 \text{ m}^3/\text{h}$$

III.4.3.2 Calcul du débit volumique à la sortie du sécheur :

Pour :

$T_{ref2} = 313,15 \text{ K}$; $P_{ref2} = 8,5 \text{ bar}$

$$Q_{vref2} = \frac{0,3268 \times 287 \times 313,15}{8,5 \times 10^5} \longrightarrow Q_{vref2} = 124,39 \text{ m}^3/\text{h}$$

Les résultats des calculs sont résumés dans le tableau suivant :

Débits volumiques et massiques du compresseur ;

Paramètres	Le compresseur
	Ingersoll Rand 90i
Débit volumique aspiré [m ³ /h]	1003,74
Débit volumique refoulé [m ³ /h] Sans système de refroidissement	140,68
Débit volumique refoulé [m ³ /h] avec système de refroidissement	124,39
Débit massique [kg/h]	1176,696

Tableau.III.3 : Représentatif des débits obtenus par les calculs d'un seul compresseur

D'après les résultats des calculs des débits volumiques refoules par un seul compresseur qui est en marche et les débits volumiques consommé par les 3 services, on constat :

Qu'on a besoin de deux compresseurs pour satisfaire cette consommation.

III.5 Calcul des pertes de charge dans l'installation

Pour tous les calculs on prend à l'entrée des conduites :

$T = 313,15 \text{ K}$; $P = 6,2 \text{ bar}$; $r = 287 \text{ J/kg.K}$

Pour notre canalisation la matière utilisée est l'acier étiré qui présent une rugosité $\Delta=0.015$

III.6 pertes de charge dans le réseau de production de boisson

III.6.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L

Pour cette ligne on a : $L=115 \text{ m}$; $D = 40 \text{ mm}$; $Q_v = 124 \text{ m}^3/h$

$$\left. \begin{array}{l} \text{D'après la relation (III.12) :} \\ \text{D'après la relation (III.14) :} \\ \text{D'après la relation (III.13) :} \\ \text{D'après la relation (III.16) :} \\ \text{D'après la relation (III.11) :} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \mu = 1,91E - 05 \text{ kg/m.s} \\ \rho = 6.89614018 \text{ kg/m}^3 \\ v = 2.77E - 06 \text{ m}^2/s \\ V = 27,41001801 \text{ m/s} \\ Re = 396363.7524 \end{array}$$

$Re > 3000$: Le régime d'écoulement est turbulent

On a : $Re > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0,0137385$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{boisson})} = 1,023228363 \text{ bar}$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{picage})} = 0,00212412 \text{ bar}$

III.6.2 Pertes de charge singulières ΔP_s

Les vannes sont complètement ouvertes dans notre installation, donc on prend en considération que les coudes.

Pour: $D_0 = 40 \text{ mm}$; $R_0 = 88,9 \text{ mm}$; $R_0/D_0 = 2,22245 > 1 \longrightarrow B_1 = 0.140863479$

$\delta=90^\circ \Rightarrow A_1 = 1$

$a_0 = b_0 \Rightarrow C_1 = 1$

On a: $Re = 396363,7524$; $\lambda = 0,0137385$

Avec:

$$\Delta' = \Delta/D_0 = 0.375$$

D'après les tableaux **Annexe 2**:

$K_{Re} = 1$; $K_\Delta = 2$

D'après les relations (III.26), (III.27) et (III.25) on trouve :

$$\xi_m = 0,140863479$$

$$\xi_f = 0,048090835$$

$$\xi = 0,329817793$$

D'où d'après la relation (III.24) : $\Delta P_{S(\text{boisson})} = 0,0135033 \text{ bar}$

Nombre de coudes : 6 $\longrightarrow \Delta P_{S(\text{boisson})} = 0,0810199 \text{ bar}$

Les pertes de charge aux niveaux du picage $\Delta P_{S(\text{picage})} = 6,38 \text{ Exp-05 bar}$

Unité	Données		v (m ² /s)	Re	λ	V (m/s)
	Distance (m)	Diamètre (mm)				
Boisson	115	40	2,77Exp-06	396363,752	0,0137385	27,410018

Tableau III.4: Calcul des paramètres de l'écoulement

Unité	Diamètre (mm)	ΔP _L (conduit)	ΔP _S (conduit)	ΔP _L (picage)	ΔP _S (picage)
		(bar)			
Boisson	40	1,0232284	0,0810199	0,00153456	6,38E-05

Tableau III.5: Calcul des pertes de charge

III.7 Pertes de charge dans le réseau de production des sauces :

III.7.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L

Pour cette ligne on a : $L = 90\text{ m}$; $D = 40\text{ mm}$; $Q_V = 74.4\text{ m}^3/h$

- D'après la relation (III.16) : $V = 16,4460108\text{ m/s}$
- D'après la relation (III.11) : $Re = 237818,251$

$Re > 3000$: Le régime d'écoulement est turbulent

On a : $Re > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0.0151315$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{sauce})} = 0,31751301\text{ bar}$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{picage})} = 0,00212412\text{ bar}$

III.7.2 Pertes de charge singulières ΔP_s

Pour: $D_0 = 40\text{ mm}$; $R_0 = 88,9\text{ mm}$; $R_0/D_0 = 2,2225 > 1 \longrightarrow B_1 = 0.140863479$

$\delta = 90^\circ \Rightarrow A_1 = 1$

$a_0 = b_0 \Rightarrow C_1 = 1$

On a: $Re = 237818,251$; $\lambda = 0,0151315$

Avec:

$$r' = r_i/D_0 = 0,25$$

D'après les tableaux **Annexe 2** :

$K_{Re} = 1$; $K_\Delta = 1,5$

D'après les relations (III.26), (III.27) et (III.25) on trouve :

$$\xi = 0,268658754$$

$$\xi_m = 0,140863479$$

$$\xi_f = 0,057363535$$

D'où d'après la relation (III.24) : $\Delta P_{S(sauce)} = 0,0033573 \text{ bar}$

Nombre de coudes : 4 $\longrightarrow \Delta P_{S(sauce)} = 0,0134292 \text{ bar}$

D'où d'après la relation (III.24) les pertes de charge singulière aux niveaux du picage

$$\Delta P_{S(picage)} = 5,41 \text{Exp} - 05 \text{ bar}$$

Unité	Données		v (m ² /s)	Re	λ	V (m/s)
	Distance (m)	Diamètre (mm)				
Sauce	90	40	2,77Exp-05	237818,251	0,0151315	16,4460108

Tableau III.6: Calcul des paramètres de l'écoulement

Unité	Diamètre (mm)	$\Delta P_{L(\text{conduit})}$	$\Delta P_{S(\text{conduit})}$	$\Delta P_{L(\text{picage})}$	$\Delta P_{S(\text{picage})}$
		(bar)			
Sauce	40	0,31751301	0,0134292	0,00081404	5,41E-05

Tableau III.7: Calcul des pertes de charge

III.8 Pertes de charge dans le réseau de production de confiture (fruit)

III.8.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L

Pour cette ligne on a : $L = 115 \text{ m}$; $D = 40 \text{ mm}$; $Q_v = 49.6 \text{ m}^3/h$

D'après la relation (III.11) : $\left[\begin{array}{l} Re = 158545,501 \\ V = 10,9640072 \text{ m/s} \end{array} \right]$

$Re > 3000$: Le régime d'écoulement est turbulent

On a :

$Re > 10^5$ D'après la relation (III.22) $\lambda = 0,0163875$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{fruit})} = 0.19528377 \text{ bar}$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{picage})} = 0,00212412 \text{ bar}$

III.8.2 Pertes de charge singulières ΔP_s

Les vannes sont complètement ouvertes dans notre installation, donc en prend en considération que les coudes.

Pour: $D_0 = 40 \text{ mm}$; $R_0 = 88,9 \text{ mm}$; $R_0/D_0 = 2,2225 > 1 \longrightarrow B_1 = 0,140863479$

$\delta = 90^\circ \Rightarrow A_1 = 1$

$a_0 = b_0 \Rightarrow C_1 = 1$

On a:

$$Re = 158545,501; \quad \lambda = 0,0163875$$

Avec :

$$\Delta' = \Delta/D_0 = 0,375$$

D'après les tableaux Annexe 2 :

$$K_{Re} = 1 ; K_{\Delta} = 1,5$$

D'après les relations (III.26), (III.27) et (III.25) on trouve :

$$\xi_m = 0.140863479$$

$$\xi_f = 0.057363535$$

$$\xi = 0.0.268658754$$

D'où d'après la relation (III.24) : $\Delta P_s(\text{fruit}) = 0,0020992 \text{ bar}$

Nombre de coudes : 6 $\longrightarrow \Delta P_{s(\text{fruit})} = 0.0125954 \text{ bar}$

Aux niveaux du picage $\longrightarrow \Delta P_{L(\text{picage})} = 2.65 \text{Exp} - 05 \text{ bar}$

Unité	Données		v (m ² /s)	Re	λ	V (m/s)
	Distance (m)	Diamètre (mm)				
Fruit	115	40	2,77Exp-06	158545,501	0,0163875	10,9640072

Tableau III.8: Calcul des paramètres de l'écoulement

Unité	Diamètre (mm)	$\Delta P_{L(\text{conduit})}$	$\Delta P_{S(\text{conduit})}$	$\Delta P_{L(\text{picage})}$	$\Delta P_{S(\text{picage})}$
		(bar)			
Fruit	40	0,19528377	0,01259541	0,00212412	2,65Exp-05

Tableau III.9: Calcul des pertes de charge

III.9 Pertes de charge dans les sécheurs et les filtres

➤ Sécheur

D'après les tableaux (Annexe3)

Température de sortie d'air comprimé : 40°C

Le sécheur utilisé est de type DC 1260 WX

Perte de charge dans le sécheur : $\Delta(\text{Sécheur}) = 0.21 \text{ bar}$

➤ Filtre

D'après les tableaux (Annexe 4)

Température d'entrée d'air comprimé 40°C

Filtres utilisés : ATLAS COPCO DD+ SERIES

$$\Delta(\text{Filtre}) = 0.2 \text{ bar}$$

III.10 Calcul de la différence de pression due à la hauteur

Pour : $g = 9.81 \text{ m/s}^2$; $r = 287 \text{ J/kg.k}$; $T = 313,15 \text{ K}$; $P_1 = 6,2 \text{ bar}$; $\Delta H = 4,5 \text{ m}$

D'après les relations (III.30) et (III.31) : $P_2 = 6,196955386 \text{ bar}$

$$\Delta P_H = 0,003 \text{ bar}$$

III.11 Plage de régulation de la pression

Pour toute installation de production d'air comprimé des ballons de stockage sont nécessaire, pour réduire le temps de fonctionnement des compresseurs et donne une autonomie de fonctionnement au procès ; et pour cela on définit une plage de régulation de la pression qui nous permettra de définir le volume de stockage du réservoir.

$$\Delta P_R = 0,5 \text{ bar}$$

III.12 Pression de refoulement

La pression minimale nécessaire pour le fonctionnement des 3 services est égale à

$$P_{ser} = 6,2 \text{ bar}$$

$$P_C = P_{Ser} + \Delta P_{Char} + \Delta P_{Filtre} + \Delta P_{Sécheur} + \Delta P_{Régulation} + \Delta P_{Hauteur}$$

Diamètre (mm)	ΔP_{Char}	$\Delta P_{Sécheur}$	ΔP_{Filtre}	$\Delta P_{Hauteur}$	$\Delta P_{Régulation}$	$P_{Service}$	Total
	Bar						
40	1,10584664	0,21	0,2	0,003	0,5	6,2	8,2188466

Tableau III.10: détermination de la pression de refoulement

La pression minimale que doivent assurer les compresseurs est de :

$$P_C = 8,22 \text{ bar}$$

D'après les résultats de calcul on remarque que l'installation a besoin d'une pression minimal de **8,22bar** pour assurer le fonctionnement de tous les équipements.

III.13. Calcul des pertes de charge avec différents diamètres

Afin de voir l'influence du diamètre des canalisations sur la pression de refoulement du compresseur, on s'est proposé de reprendre l'étude avec deux autres diamètres.

Unité	Données		v (m ² /s)	Re	λ	V (m/s)
	Distance (m)	Diamètre (mm)				
Boisson	115	50	2,77Exp-06	317091,002	0,0143231	17,5424115
		60	2,77Exp-06	264242,502	0,0148279	12,1822302
Sauce	90	50	2,77Exp-05	190254,601	0,0158048	10,5254469
		60	2,77Exp-05	158545,501	0,0163875	7,30933814
Fruit	115	50	2,77Exp-05	126836,401	0,0171439	7,01696461
		60	2,77Exp-05	105697,001	0,0178	4,87289209

Tableau III.11: Calcul des paramètres de l'écoulement avec différents diamètres

Unité	Diamètre	ΔP_T	DP_S	DP_F	DP_R	DP_H	P_S	P_C
	(mm)	Bar						
Boisson	50	3,88Exp-01	0,21	0,2	0,5	0,003	6,2	7,50
	60	1,67Exp-01	0,21	0,2	0,5	0,003	6,2	7,28
Sauce	50	1,16Exp-01	0,21	0,2	0,5	0,003	6,2	7,229
	60	4,94Exp-02	0,21	0,2	0,5	0,003	6,2	7,1624
Fruit	50	7,48Exp-02	0,21	0,2	0,5	0,003	6,2	7,1878
	60	3,31Exp-02	0,21	0,2	0,5	0,003	6,2	7,1461

Tableau III.12: Calcul de la pression de refoulement avec différents diamètres

Remarque:

On remarque d'après les calculs obtenus que nous pouvons réduire les pertes de charges à partir d'une augmentation du diamètre de la canalisation.

B. Etude de l'installation sans système de refroidissement

Dans cette partie nous allons mettre en évidence l'influence du système de refroidissement d'air sur les performances énergétiques de l'installation.

III.14 Calcul des pertes de charge dans l'installation

Pour tous les calculs on prend à l'entrée des conduites :

$$T = 354,15 \text{ K} ; P = 6,2 \text{ bar} ; r = 287 \text{ J/kg.K}$$

Pour notre canalisation la matière utilisée est l'acier étiré qui présente une rugosité $\Delta=0.015$

III.14.1 Pertes de charge dans le réseau de production de boisson

III.14.1.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L

Pour cette ligne on a : $L=115 \text{ m} ; D = 40 \text{ mm} ; Q_v = 140 \text{ m}^3/h$

D'après la relation (III.12) :

D'après la relation (III.14) :

D'après la relation (III.13) :

D'après la relation (III.16) :

D'après la relation (III.11) :

$$\left[\begin{array}{l} \mu = 1,073E - 05 \text{ kg/m.s} \\ \rho = 7,2323439 \text{ kg/m}^3 \\ \nu = 1,46E - 06 \text{ m}^2/\text{s} \\ V = 31,388892 \text{ m/s} \\ Re = 846467,6161 \end{array} \right.$$

$Re > 3000$: Le régime d'écoulement est turbulent

On a : $Re > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0,011990$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{boisson})} = 1,276513243 \text{ bar}$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{picage})} = 0,00500758 \text{ bar}$

III.14.1.2 Pertes de charge singulières ΔP_s

Les vannes sont complètement ouvertes dans notre installation, donc on prend en considération que les coudes.

Pour:

$$R_0 = 88,9 \text{ mm} ; D_0 = 40 \text{ mm}; R_0/D_0 = 2,22245 > 1 \quad \longrightarrow B_1 = 0.19266055$$

$$\delta = 90^\circ \quad \Rightarrow A_1 = 1$$

$$a_0 = b_0 \quad \Rightarrow C_1 = 1$$

$$\text{On a: } Re = 846467,616 \quad ; \quad \lambda = 0,0119903$$

Avec:

$$\Delta' = \Delta/D_0 = 0.375$$

D'après les tableaux Annexe 2:

$$K_{Re} = 1 ; K_{\Delta} = 2$$

D'après les relations (III.26), (III.27) et (III.25) on trouve :

$$\xi_m = 0,19266055$$

$$\xi_f = 0,04733782$$

$$\xi = 0,432658921$$

D'où d'après la relation (III.24) : $\Delta P_{S(\text{boisson})} = 0,0375189017 \text{ bar}$

Nombre de coudes : 6 $\longrightarrow \Delta P_{S(\text{boisson})} = 0,22511341 \text{ bar}$

Les pertes de charge aux niveaux du picage $\Delta P_{S(\text{picage})} = 5,69 \text{ Exp-05 bar}$

Unité	Données		v (m ² /s)	Re	λ	V (m/s)
	Distance (m)	Diamètre (mm)				
Boisson	115	40	1,46Exp-06	846467,616	0,0119903	31,388892

Tableau III.13: Calcul des paramètres de l'écoulement

Unité	Diamètre (mm)	ΔP _L (conduit)	ΔP _S (conduit)	ΔP _S (picage)	ΔP _S (picage)
		Bar			
Boisson	40	1,276513243	0,22511341	0,00500758	5,69E-05

Tableau III.14 : Calcul des pertes de charge

III.14.2 Pertes de charge dans le réseau de production de sauce :

III.14.2.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L

Pour cette ligne on a : $L = 90\text{ m}$; $D = 40\text{ mm}$; $Q_V = 84\text{ m}^3/h$

➤ D'après la relation (III.16) :
 ➤ D'après la relation (III.11) :

$$\left[\begin{array}{l} V = 18,789125\text{ m/s} \\ Re = 506688,3618 \end{array} \right]$$

$Re > 3000$: Le régime d'écoulement est turbulent

On a : $Re > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0.0131343$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{sauce})} = 0,46485816\text{ bar}$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_{L(\text{picage})} = 0,00559012\text{ bar}$

III.14.2.2 Pertes de charge singulières ΔP_s

Pour: $R_0 = 88,9\text{ mm}$; $D_0 = 40\text{ mm}$; $R_0/D_0 = 2,2225 > 1 \longrightarrow B_1 = 0.192660055$

$\delta = 90^\circ \implies A_1 = 1$

$a_0 = b_0 \implies C_1 = 1$

On a: $Re = 506688,3618$; $\lambda = 0,0131343$

Avec:

$$r' = r_i/D_0 = 0,25$$

D'après les tableaux **Annexe 2** :

$K_{Re} = 1$; $K_\Delta = 1,5$

D'après les relations (III.26), (III.27) et (III.25) on trouve :

$$\xi = 0,336328646$$

$$\xi_m = 0,1926055$$

$$\xi_f = 0,04733782$$

D'où d'après la relation (III.24) : $\Delta P_{s(sauce)} = 0,031075 \text{ bar}$

Nombre de coudes : 4 \longrightarrow $\Delta P_{s(sauce)} = 0.1243 \text{ bar}$

D'où d'après la relation (III.24) les pertes de charge singulière aux niveaux du picage

$$\Delta P_{s(picage)} = 0,0055901 \text{ bar}$$

Unité	Données		Y (m ² /s)	Re	Λ	V (m/s)
	Distance (m)	Diamètre (mm)				
Sauce	90	40	1,46Exp-06	506688,36	0,0131343	18,789125

Tableau III.15: Calcul des paramètres de l'écoulement

Unité	Diamètre (mm)	$\Delta P_{L(\text{conduit})}$	$\Delta P_{S(\text{conduit})}$	$\Delta P_{L(\text{picage})}$	$\Delta P_{S(\text{picage})}$
		(bar)			
Sauce	40	0,46485816	0.1243	0,00559012	4,83Exp-05

Tableau III.16 : Calcul des pertes de charge

III.14.3 Pertes de charge dans le réseau de production de confiture (fruit)

III.14.3.1 Pertes de charge linéaires ΔP_L

Pour cette ligne on a : $L = 115 \text{ m}$; $D = 40 \text{ mm}$; $Q_v = 56 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.11) : $\left[\begin{array}{l} R_e = 339779,254 \\ V = 12,599766 \text{ m/s} \end{array} \right]$

$Re > 3000$: Le régime d'écoulement est turbulent

On a :

$Re > 10^5$ D'après la relation (III.22) $\lambda = 0,0141383$

D'après la relation (III.17) $\Delta P_{L(\text{fruit})} = 0,327580458 \text{ bar}$

D'après la relation (III.17) $\Delta P_{L(\text{picage})} = 0,013356565 \text{ bar}$

III.14.3.2 Pertes de charge singulières ΔP_s

Les vannes sont complètement ouvertes dans notre installation, donc en prend en considération que les coudes.

Pour: $R_0 = 40 \text{ mm}$; $D_0 = 88,9 \text{ mm}$; $R_0/D_0 = 2,2225 > 1 \longrightarrow B_1 = 0,19266055$

$\delta = 90^\circ \Rightarrow A_1 = 1$

$a_0 = b_0 \Rightarrow C_1 = 1$

On a: $R_e = 339779,2544$; $\lambda = 0,0141383$

Avec : $\Delta' = \Delta/D_0 = 0,25$

D'après les tableaux Annexe 2:

$$K_{Re} = 1 ; K_{\Delta} = 1,5$$

D'après les relations (III.26), (III.27) et (III.25) on trouve :

$$\xi_m = 0.19266055$$

$$\xi_f = 0.07337782$$

$$\xi = 0.336328646$$

D'où d'après la relation (III.24) : $\Delta P_{l(fruiit)} = 0,0205134533 \text{ bar}$

Nombre de coudes : 6 $\longrightarrow \Delta P_{s(fruiit)} = 0,13008072 \text{ bar}$

Aux niveaux du picage $\longrightarrow \Delta P_{s(picage)} = 8,34 \text{ Exp} - 05 \text{ bar}$

Unité	Données		v (m ² /s)	Re	λ	V (m/s)
	Distance (m)	Diamètre (mm)				
Fruit	115	40	1,46Exp-06	339779,254	0,141383	12,5997663

Tableau III.17: Calcul des paramètres de l'écoulement

unité	Diamètre (mm)	$\Delta P_{L(\text{conduit})}$	$\Delta P_{S(\text{conduit})}$	$\Delta P_{L(\text{picage})}$	$\Delta P_{S(\text{picage})}$
		(bar)			
Fruit	40	0,327580458	0,13008072	0,01335657	8,34Exp-05

Tableau III.18 : Calcul des pertes de charge

III.15 Pertes de charge dans les filtres

➤ Filtre

D'après les tableaux (Annexe 3)

Température d'entrée d'air comprimé 79°C

Filtres utilisés : ATLAS COPCO DD+ SERIES

$$\Delta_{(Filtre)} = 0.2 \text{ bar}$$

III.16 Calcul de la différence de pression due à la hauteur

Pour : $g = 9.81 \text{ m}^2/\text{s}$; $r = 287 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{K}$; $T = 354,15 \text{ K}$; $P_1 = 6,2 \text{ bar}$; $\Delta H = 4,5 \text{ m}$

D'après les relations (III.30) et (III.31) :

$$P_2 = 6,196955386 \text{ bar}$$

$$\Delta P_H = 0,003 \text{ bar}$$

III. 17 Plage de régulation de la pression

Pour toute installation de production d'air comprimé des ballons de stockage sont nécessaire, pour réduire le temps de fonctionnement des compresseurs et donne une autonomie de fonctionnement au procès ; et pour cela on définit une plage de régulation de la pression qui nous permettra de définir le volume de stockage du réservoir.

$$\Delta P_R = 0,5 \text{ bar}$$

III.18 Pression de service

La pression minimale nécessaire pour le fonctionnement des 3 services est égale à

$$P_{ser} = 6,2 \text{ bar}$$

$$P_C = P_{Ser} + \Delta P_{char} + \Delta P_{filtre} + \Delta P_r + \Delta P_h$$

Diamètre (mm)	$\Delta P_{(Totale)}$	$\Delta P_{(Filtre)}$	$\Delta P_{(Régulation)}$	$\Delta P_{(Hauteur)}$	P(Service)	P(Compresseur)
	(bar)					
40	1,50669113	0,2	0,003	0,5	6,2	8,4096912

Tableau III.19: Calcul de la pression de refoulement

La pression minimale que doivent assurer les compresseurs est de :

$$P_C = 8,41 \text{ bar}$$

D'après les résultats des calculs on remarque que l'installation a besoin d'une pression minimal de **8,41** bar pour assurer le fonctionnement de tous les équipements.

III.19 Calcul des pertes de charge avec différents diamètres :

Afin de voir l'influence du diamètre des canalisations sur la pression de refoulement du compresseur, on s'est proposé de reprendre l'étude avec deux autres diamètres.

unité	Données		v (m ² /s)	Re	Λ	V (m/s)
	Distance (m)	Diamètre (mm)				
Boisson	115	50	1,46Exp-06	677174,093	0,0124692	20,0888906
		60	1,46Exp-06	564311,744	0,0128815	13,9506185
Sauce	90	50	1,46Exp-06	40530,689	0,0136817	12,02504
		60	1,46Exp-06	337792,24	0,0141538	8,3507223
Fruit	115	50	1,46Exp-06	271823,404	0,014748	8,06385046
		60	1,46Exp-06	226519,503	0,0152748	5,59989615

Tableau III.20: Calcul des paramètres de l'écoulement

Unité	Diamètre	$\Delta P_{L(\text{conduit})}$	$\Delta P_{S(\text{conduit})}$	$\Delta P_{L(\text{picage})}$	$\Delta P_{S(\text{picage})}$
	(mm)	(bar)			
Boisson	50	0,55772147	0.1033	0,00082965	1,31Exp-05
	60	0,32373936	0.0778	0,0001446	3,17Exp-06
Sauce	50	0,28083247	0.06104	0,00055745	6,23Exp-06
	60	0,20906708	0.05695	9,73E-05	1,68Exp-06
Fruit	50	0,23408028	0,06053829	0,00132585	1,91Exp-05
	60	0,18966713	0,05639743	0,00023062	4,53E-06

Tableau III.21: Calcul des pertes de charge

Unité	Diamètre	$\Delta P_{(\text{Totale})}$	$\Delta P_{(\text{Filtre})}$	$\Delta P_{(\text{Régulation})}$	$\Delta P_{(\text{Hauteur})}$	P(Service)	P(Compresseur)
	(mm)	(bar)					
Boisson	50	0,66035748	0,2	0,5	0,003	6,2	7,56335748
	60	0.40068713	0,2	0,5	0,003	6,2	7,30368713
Sauce	50	0,34143615	0,2	0,5	0,003	6,2	7,24443615
	60	0,26511606	0,2	0,5	0,003	6,2	7,16811606
Fruit	50	0,29496352	0,2	0,5	0,003	6,2	7,19796352
	60	0,24529971	0,2	0,5	0,003	6,2	7,14829971

Tableau III.22: Calcul de la pression de refoulement avec différents diamètres**Remarque:**

On remarque d'après les calculs obtenus que nous pouvons réduire les pertes de charges à partir d'une augmentation du diamètre de la canalisation.

Conclusion :

Dans ce présent chapitre nous avons calculé la pression de refoulement du compresseur, avec et sans système de refroidissement, en commençant par les calculs des pertes de charges de chaque service pour les différents systèmes.

On note que la présence du système de refroidissement nous permet de réduire les pertes de charge et par conséquent réduit la puissance consommée par le compresseur. Par ailleurs nous avons montré qu'il est

recommandé d'utiliser des canalisations de diamètres relativement élevés à des fins de réduction de pertes de charge et donc à des gains en énergie.

Chapitre IV

Calcul thermodynamique et analyse des performances du compresseur

IV.1 Introduction

La thermodynamique est la science qui étudie les échanges d'énergie. Elle nous permet de comprendre et de prévoir les variations d'énergie entre différents systèmes en interaction grâce à des principes fondamentaux. C'est pour cela notre travail dans ce chapitre consistera à déterminer la puissance consommée et le rendement du compresseur, qui nous permettra de comparer nos résultats avec celles données par le constructeur de l'installation.

IV.1.1 Approche polytropique de la compression

La transformation polytropique appliquée à un gaz en thermodynamique est une transformation durant laquelle la pression et le volume sont reliés par la formule :

$$Pv^n = \text{constant} \quad (\text{IV .1})$$

Remarque

Le gaz généralement est considéré comme un gaz parfait.

n : coefficient polytropique de la transformation.

En faisant varier n , elle engendre un grand nombre de transformations thermodynamiques particulières.

IV.1.2 Compression isotherme

Le compresseur est continuellement refroidi afin que la température du gaz sortant égale à celle du gaz entrant.

$$PV = \text{cst} \quad (\text{IV .2})$$

IV.1.3 Compression isentropique

Le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (compression adiabatique) et la compression se fait sans perte ni frottement. Le gaz sortant sera plus chaud que le gaz entrant. La transformation est réversible, cette compression isentropique, par définition suivante

$$Pv^\gamma = \text{cst} \quad (\text{IV .3})$$

γ : Coefficient isentropique du gaz (pour l'air $\gamma = 1,4$). La relation de la place nous donne :

$$T \cdot v^{(\gamma-1)} = \text{cst} \quad \text{ou} \quad \frac{T}{P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \text{cst} \quad (\text{IV .4})$$

Ce qui permet de trouver la température à la fin de la compression. Il est possible de déterminer la température de fin de compression par l'expression :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{(\gamma-1)} \quad (\text{IV .5})$$

IV.1.4 Compression polytropique

IV.1.4.1 Polytropique refroidie

Si la compression réversible refroidie, l'évolution entre état initial et l'état final, cela est donné par la loi :

$$Pv^n = \text{cst} \quad (\text{IV.6})$$

Avec $1 < n < \gamma$ en fonction de degré de refroidissement

Il est possible de déterminer la température de fin de compression par l'expression :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{(n-1)} \quad (\text{IV.7})$$

Comme il est possible de déterminer la valeur de coefficient n par l'expression suivante :

la formule suivante vient de l'équation (IV.7)

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (\text{IV.8})$$

L'équation (VI.8) devient :

$$n = \frac{1}{1 - \left(\frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \right)} \quad (\text{IV.9})$$

IV.1.4.2 Ploytropique et l'adiabatique irréversible

Si le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur mais la compression se fait avec perte et frottement qui conduisent à transformer une partie de l'énergie fourni en chaleur transféré au gaz, l'augmentation de température du gaz est donc plus importante que dans le cas isentropique. Elle conduit à une augmentation plus rapide de la pression. La pression du gaz généralisé comme suit :

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

Lorsque $n=1 \longrightarrow PV = Nk_B T$ avec k_B et la constante de boltzmann : transformation isotherme

Lorsque $n = 0 \longrightarrow P = \text{cst}$: transformation isobare

Lorsque $n = \infty \longrightarrow P^{\frac{1}{n}} V = \text{cst}^{\frac{1}{n}}$: $V = C'$ transformation isochore

Lorsque $n = \gamma \longrightarrow PV^\gamma = \text{cst}$: transformation isentropique

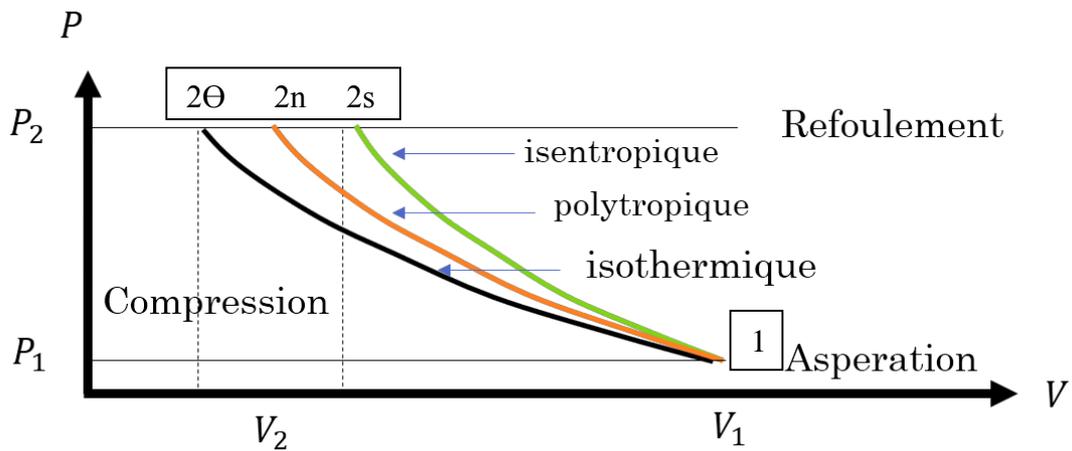


Figure IV.1 : Diagramme pression-volume : représentation des différentes compressions

IV.2 Travail de la compression

Le fluide est considéré comme gaz parfait régis par l'équation suivante :

$$PV = m \cdot r \cdot T \quad (\text{IV.10})$$

P : Pression du gaz [P_a].

v : Volume occupé par la masse m de gaz [m^3].

m : Masse de l'air [kg].

r : Constante des gaz (air) [J/kg.K].

T : Température absolue [K].

Le travail théorique dans le cas d'un système ouvert est défini comme suite :

$$W' = -P_1 v_1 - \int_1^2 P dv + P_2 v_2 \quad (\text{IV.11})$$

Le terme [$P_1 v_1 + P_2 v_2$] représente pour les transformations considérées réversibles.

En faisant l'intégration par partie :

$$\int_1^2 P dv = P_2 v_2 - P_1 v_1 - \int_1^2 v dP \quad (\text{IV.12})$$

L'équation(IV .12) devient

$$W' = \int v dP \quad (\text{IV.13})$$

IV.2.1 Evolution isothermique

Le travail de compression isotherme et la quantité de d'énergie théorique consommée par une machine thermique parfaite, lorsque le refroidissement est tel que la température reste constant [17], [18]

$$Pv = rT = cst$$

$$W'_\theta = rT \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (\text{IV.14})$$

IV.2.2 Evolution isentropique

$$Pv^\gamma = \text{cst}$$

Le travail (W') par le cycle est égale à :

$$W'_{\text{is}} = C_p \cdot (\Delta T) \quad (\text{IV .15})$$

Qui égale à :

$$W'_{\text{is}} = \frac{\gamma \cdot r}{(\gamma - 1)} [T_2 - T_1] \quad (\text{IV .16})$$

IV.2.3 Evolution polytropique

On a :

$$Pv^n = \text{cst}$$

Le travail (W'_p) est égale à :

$$W'_p = \frac{n \cdot r}{n - 1} [T_2 - T_1] \quad (\text{IV .18})$$

Le travail réel de compresseur est donné par l'expression suivante :

$$W_{\text{reel}} = \frac{W'_p}{\eta_{\text{eff}}} \quad (\text{IV .19})$$

IV.3 Chaleur de la compression

Selon le premier principe de la thermodynamique des systèmes ouverts :

$$w' + Q = \Delta H \quad (\text{IV .20})$$

Avec :

$$\Delta H = C_p [T_2 - T_1] \quad (\text{IV .21})$$

IV.3.1 Transformation isotherme

$$\Delta H = 0 \text{ et } Q_\theta = -W_\theta \quad (\text{IV .22})$$

$$Q_\theta = -rT \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (\text{IV .23})$$

IV.3.2 Transformation isentropique

L'évolution adiabatique s'effectue sans échange de chaleur, la transformation est réversible, donc la relation (VI. 20) devient :

$$W'_{\text{is}} = \Delta H \quad (\text{IV .24})$$

$$\rightarrow Q_{\text{is}} = 0 \quad (\text{IV .25})$$

IV.3.3 Transformation polytropique

Dans le cas de transformation polytropique, il y a un échange de chaleur non nul, donc selon le premier principe des systèmes ouverts :

$$Q_p = \Delta H - W'$$

On a

$$\Delta H = C_p [T_2 - T_1] \text{ et } W' = \frac{n.r}{n-1} [T_2 - T_1]$$

$$Q_p = C_p [T_2 - T_1] - \frac{n.r}{n-1} [T_2 - T_1] \quad (\text{IV .26})$$

En remplace $C_p = \frac{\gamma.r}{\gamma-1}$

On a

$$Q_p = \frac{r}{\gamma-1} \cdot \left(\frac{n-\gamma}{n-1} \right) [T_2 - T_1] \quad (\text{IV .27})$$

Sachant que $C_v = \frac{r}{\gamma-1}$

Alors nous définissons la chaleur massique polytropique comme suit :

$$C_v \left(\frac{n-\gamma}{n-1} \right) = C_n$$

C_v : Chaleur massique dans une transformation à volume constant [J/kg.K].

C_p : Chaleur massique dans une transformation à pression constante [J/kg.K].

C_n : Chaleur massique dans une transformation polytropique [J/kg.K].

$$Q_n = C_n [T_2 - T_1] \quad (\text{IV .28})$$

IV.4 Rendement effectif du compresseur

Une relation de type de celle de Déchausse peut être utilisée lorsque on ne dispose pas des données de constructeur

$$\eta_{eff} = 0,8 - 0,004(\tau - 0,5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3} \quad (\text{IV .29})$$

Avec :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} : \text{Taux de compression}$$

IV.5 Puissance du compresseur

$$\dot{W} = Q_m \cdot W_{reel} \quad (\text{IV .30})$$

IV.6 Puissance du moteur d'entraînement

IV.6.1 Pertes mécaniques

L'équation empirique suivante permet d'estimer les pertes mécaniques dans le roulement et les joints d'étanchéité :

$$P_m = (\dot{W})^{0,4} \quad (\text{IV .31})$$

IV.6.2 La puissance utile sur l'arbre

La puissance utile est définie comme suite :

$$\dot{W}_u = \dot{W}_{reel} + P_m \quad (\text{IV .32})$$

IV.7 Application

IV.7.1 Analyse des performances du compresseur avec un système de refroidissement

IV.7.1.2 Calcul du travail théorique du compresseur

On a ; $T_2 = 354.15 \text{ K}$; $T_1 = 298.15 \text{ K}$; $P_1 = 1.013 \text{ bar}$; $P_2 = P_c = 8.21 \text{ bar}$

D'après la relation (IV.9) :

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

On trouve :

$$n = \frac{1}{0.91769}$$

$$n = 1.089$$

D'après la relation (IV .18) :

$$W' = \left(\frac{n \cdot r}{n - 1} \right) [T_2 - T_1]$$

$$W' = \frac{1,089 \cdot 287}{1,089 - 1} [354.145 - 298,15]$$

$$W' = 196,65 \text{ KJ/kg}$$

IV.7.1.3 Calcul du rendement du compresseur

$$\tau = \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 8.094$$

En appliquant la relation (IV;30)

$$\eta_{eff} = 0,8 - 0,004(\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3}$$

On trouve :

$$\eta_{eff} = 0,697 = 69,7\%$$

IV.7.1.4 Calcul du travail réel du compresseur

On applique la relation (IV.19)

$$W_{réel} = \frac{W'}{\eta_{eff}}$$

$$W_{réel} = 282.137 \text{ kJ/kg}$$

IV.7.1.5 Calcul de la puissance du compresseur

En utilisant la relation (IV.31)

$$\dot{W} = Q_m \cdot W_{réel}$$

On a : $Q_m = 0.3268 \text{ kg/s}$

$$\dot{W} = 92,20 \text{ kW}$$

IV.7.1.6 Calcul de la puissance utile du compresseur

D'après les relations (IV.31) et (IV.32)

La puissance utile que doit assurer le moteur électrique pour le compresseur est défini comme suit :

$$P_m = 6,107 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_u = 98,307 \text{ kW}$$

Paramètre	le travail théorique w' [kJ/kg]	Le travail réel W_{reel} [kJ/kg]	Le rendement effectif η_{eff} [%]	La puissance Du compresseur \dot{w} [kW]	La puissance utile \dot{W}_u [kW]
Résulta	196,65	282,137	69,7	92,20	98,307

Tableau IV.1 : Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur

IV.8 Discussion des résultats

Pour se permettre de valider nos calculs thermodynamiques précédent, on a comparé nos résultats avec ceux du compresseur qui existe dans l'installation comme indique le tableau suivant :

Paramètre	Compresseur installé	Besoins d'installation
Pression minimal [bar]	6	6,2
Pression maximal [bar]	10	8.5
Puissance du compresseur [kW]	90	92,20

Tableau IV.2 : Comparaison entre les résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur

Paramètre	Puissance du compresseur kW		Erreurs %
	Puissance calculée	Donnée du Constructeur	
Ingersoll rand i90	92,2 Kw	90 kW	2,38

Tableau IV.3 : Comparaison entre les paramètres calculés et les données du constructeur

D'après les résultats de tableau précédent, on constate que les résultats trouvés ne sont pas trop différents par rapport au compresseur installé, la différence de puissance du compresseur dû aux différences des conditions de l'air comprimé.

IV.9 Analyse des performances du compresseur sans système refroidissement

VI.9.1 Calcul du travail théorique du compresseur

$$P_1 = 1,013 \text{ bar} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

Etat final :

$$P_2 = 8,4 \text{ bar} = 8,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

De la relation (IV .9) on calcule le coefficient polytropique pour un compresseur très refroidie :

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

On a ; $T_2 = 354,15 \text{ K}$; $T_1 = 298,15 \text{ K}$; $P_1 = 1,013 \text{ bar}$; $P_2 = P_c = 8,41 \text{ bar}$

➤ **Calcul de n :**

$$n = \frac{1}{1 - \left(\frac{\ln\left(\frac{354,15}{298,15}\right)}{\ln\left(\frac{8,4}{1,013}\right)} \right)} = 1,088$$

Avec $n=1,088$

D'après la relation (IV .18) :

$$W' = \left(\frac{n \cdot r}{n - 1} \right) [T_2 - T_1]$$

$$W' = \frac{1,088 \cdot 287}{1,088 - 1} [354,15 - 298,15]$$

$$W' = 198,708 \text{ kJ/kg}$$

IV.9.1.2 Calcul du rendement du compresseur

$$\tau = \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 8,288$$

En appliquant la relation

$$\eta_{\text{eff}} = 0,8 - 0,004(\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3}$$

On trouve :

$$\eta_{\text{eff}} = 0,694 = 69,4\%$$

IV.9.1.3 Calcul du travail réel du compresseur

En utilisant la relation (IV.19)

$$W_{\text{réel}} = \frac{w'}{\eta_{\text{eff}}}$$

$$W_{\text{réel}} = 287,983 \text{ kJ/kg}$$

IV.9.1.4 Calcul de la puissance du compresseur

En utilisant la relation (IV.31)

$$\dot{W} = Q_m \cdot W_{\text{réel}}$$

On a : $Q_m = 0,3268 \text{ kg/s}$

$$\dot{W} = 94,112 \text{ kW}$$

IV.9.1.5 Calcul de la puissance utile du compresseur

D'après les relations (VI.31) et (VI.32)

La puissance utile que doit assurer le moteur électrique pour le compresseur est défini comme suit :

$$P_m = 6,1582 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_u = 100,27 \text{ kW}$$

Paramètre	le travail théorique w' [kJ/kg]	Le travail réel $W_{\text{réel}}$ [kJ/kg]	Le rendement effectif η_{eff} [%]	La puissance Du compresseur \dot{w} [kW]	La puissance utile \dot{W}_u [kW]
Résulta	198,708	287,983	69,4	94,112	100,27

Tableau IV.4 : Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur

IV.10 Discussion des résultats

Afin de permettre de valider nos calculs thermodynamiques précédents, on a comparé nos résultats avec ceux du constructeur du compresseur qu'il existe dans l'installation comme indique le tableau suivant :

Paramètre	Compresseur installé	Besoins d'installation
Pression minimal [bar]	6	6,2
Pression maximal [bar]	10	8.5
Puissance du compresseur [kW]	90	94,112

Tableau IV.5 : Comparaison entre les résultats thermodynamiques avec ceux de constructeur

Chapitre IV Calcul thermodynamique et analyse des performances du compresseur

Paramètres	Puissance (kW)		Erreur%
	Puissance calculée	Donnée du Constructeur	
R90i	94.112	90	4,112

Tableau IV.6 : Comparaison entre les paramètres calculés et les données du constructeur

D'après les résultats de tableau précédent, on constate que les résultats trouvés ne sont pas trop différents par rapport au compresseur installé, la différence de puissance du compresseur dû aux différences des conditions de l'air comprimé.

Conclusion

D'après les résultats obtenus à travers les calculs thermodynamiques sur l'installation des deux systèmes (avec ou sans refroidissement) et celle du compresseur installé, on constate que les valeurs sont très rapprochées. On conclut que dans une unité de production d'air comprimé on peut minimiser la consommation d'énergie en choisissant une installation avec un système de refroidissement, c'est ce que l'on remarque d'après les résultats trouver, dans ce cas une économie d'énergie mécanique substantielle peut être obtenue.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Le présent travail traite du dimensionnement énergétique d'une centrale de production d'air comprimé desservant les chaînes de production de l'entreprise Cevital implantée dans la commune d'EL-Kseur à quelques kilomètres du chef-lieu de Wilaya de Béjaïa.

Le premier paramètre que nous avons été amenés à déterminer est la pression de refoulement du compresseur. Celle-ci est égale à la somme de la pression de service exigée par le fonctionnement des machines et de la perte de pression causée par les pertes de charge opérant le long des canalisations. Dès les premiers calculs nous nous sommes aperçus que le calcul des pertes de charge dépend lui-même de la pression de refoulement du compresseur par le biais de la masse volumique qui impacte de manière significative le débit volumique donc la vitesse de l'air et par voie de conséquence les pertes de charge.

Nous avons procédé par une méthode itérative pour gérer cette dépendance entre la pression de refoulement du compresseur et des pertes de charge, ainsi la pression de refoulement a été déterminée.

Il est cependant important de signaler qu'en amont de ce premier calcul nous avons été amenés à considérer que le fonctionnement du compresseur suit une loi polytropique puisqu'il s'agit d'un compresseur à vis lubrifié. L'huile de lubrification évacuant une quantité de chaleur non négligeable, le constructeur du compresseur garantit une température de refoulement ne dépassant pas les 89 °C. Ces considérations nous ont conduits à déterminer un exposant polytropique relativement faible nous rapprochant plutôt d'une compression isotherme.

La température de l'air comprimé en écoulement joue un rôle important dans la valeur du débit volumique s'écoulant dans les canalisations donc sur l'intensité des pertes de charges. Pour mettre ce phénomène en évidence nous présentons deux calculs avec et sans système de refroidissement ; le système de refroidissement étant incorporé au sécheur d'air.

Notre étude a porté aussi sur l'influence du diamètre des canalisations sur les pertes de charge du réseau.

A l'issue de notre étude nous aboutissons à une puissance consommée par le compresseur de l'ordre de 92 kW, le constructeur, sur la place signalétique du compresseur affiche une puissance de 90 kW ce qui conforte et valide le modèle de fonctionnement polytropique que nous avons proposé.

Notre étude relève les avantages des compresseurs à vis lubrifiés et suggère de refroidir l'air au niveau des sécheurs en faisant appel même à un groupe frigorifique, tel que recommandé pour certains sécheurs.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] OLIVER SONNENTAG, Notions de base de l'atmosphère (effets, composition, Structure, histoire) janvier 2012
- [2] Bernard GOURMELEN et Jean-François LEONE, « Air comprimé dans L'industrie », Technique d'ingénieur 2006.
- [3] Manuel de formation TOTAL (Les compresseurs)
- [4] ADEME : Agence de l'Environnement et la Maitrise de l'énergie France / 2013 / ISBN 2-908131-40-4
- [5] libellés. Avantage .inconvenient, l'air comprimé, utilisation (ESA formation – blogspots.com)
- [6] Compresseurs volumétriques, Thierry DESTOOP, Ingénieur de l'Ecole Universitaire D'Ingénieurs de Lille (EUDIL), Docteur en Mécanique Responsable de projets Recherche et Développement à La société Thomé –Crépelle
- [7] Compressed Air Manual, Atlas CopcoAirpower NV, Belgium, 2010
- [8] Compresseurs volumétriques, Thierry DESTOOP, Ingénieur de l'Ecole Universitaire
- [9] JAQUE FAISENDIER et Call mécanisme hydraulique et pneumatique 8eme Edition /ref : 621.2/05.2
- [10] AiRworthingtoncreyssensac, Le_Guide_de_l'air_comprimé, les principes de l'air comprimé
- [11] Document Atlas Copco, « Manuel d'instruction » N° 2922 1653 02, Janvier2008.
- [12] Document Lafarge. Manuel de l'utilisateur pour le régulateur Elektronikon
- [13] Kenouhe Massinissa et Ait Aldjet Rachid, Mémoire fin d'étude « étude et automatisation d'une installation de production d'air comprimé COGB » Année2009.
- [14] www.ingersollrandproducts.com
- [15] J. CARBONNET et M. ROQUES, Mécanique des fluides académies deNancy-Metz
- [16] MARCO CALEFFI Hydraulique (8), perte de charge linière. Dans lesInstallations FranceLa Masaltière Quartier Pélingron26120 Montmeyran octobre
- [17] Henri Fauder, Mécanique des fluides & des solides appliquée à la chimie, Lavoisier, 2011
- [18] Process. Free. Fr

ANNEXES

Annexe 1 :

9.0 OPERATING INSTRUCTIONS

<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">7.5</div> barg RUNNING LOADED MODE: MOD/ACS	-CURRENT STATUS- AMBIENT TEMP 0-46 C AIREND DISCHARGE TEMP 89 C *
MAIN MENU	

DISPLAY SCREEN

The display screen is divided into three functional areas, as seen in the typical CURRENT STATUS screen shown here.

The left side continuously shows the ambient pressure in large numbers showing the running condition of the machine and the line below that showing the present mode of operation.

The right side shows various items or lists such as the machine's CURRENT STATUS readings, the MAIN MENU, the OPERATOR SETPOINTS list, etc. Any of the lists can be moved up or down by pressing the arrow buttons to the right of the screen. The small arrow(s) displayed in the upper right corner of the screen indicate when you can move up and/or down through a list. The arrow buttons are also used to change an individual item's value. At certain times, items and/or their values are "highlighted". This means that they are displayed as light characters on a dark background.

<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">8.5</div> barg RUNNING LOADED MODE: MOD/ACS	-CURRENT STATUS- AMBIENT TEMP 0-46 C AIREND DISCHARGE TEMP 89 C *
MAIN MENU	

The bottom of the screen is divided into thirds with the words in each small box showing the function of the button directly beneath it. The words will change in these boxes depending on what actions are permitted at any

CURRENT STATUS ITEMS

- Ambien Temperature
- Airend Discharge Temperature
- Injerted Temperature

Annexe 2:

Coefficient de pertes de charges des coudes

A_1 est exprimé en fonction de δ° sur le graphique a) ou approximativement dans le tableau 6.2.

Tableau 6-2

δ°	$< 70^\circ$	90°	$> 100^\circ$
A_1	$0,9 \sin \delta^\circ$	1,0	$0,7 + 0,35 \frac{\delta^\circ}{90^\circ}$

B_1 est exprimé en fonction de R_0/D_H sur le graphique b) ou approximativement dans le tableau 6.3.

Tableau 6-3

R_0/D_H	0,5 - 1,0	$> 1,0$
B_1	$\frac{0,21}{\left(\frac{R_0}{D_H}\right)^{2,5}}$	$\frac{0,21}{\sqrt{R_0/D_H}}$

$\frac{a_0}{b_0}$	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
C_1	1,30	1,17	1,09	1,00	0,90	0,85	0,85	0,90	0,95	0,98	1,00	1,00

Δ^+	R_0/D_H									
	0,5 - 0,55					0,55 - 1,5				
	Re									
	$3 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$		$> 4 \cdot 10^4$		$3 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$		$4 \cdot 10^4 - 2 \cdot 10^5$		$> 2 \cdot 10^5$	
	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ
0	$45 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	1,0	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	1,0
0 - 0,001	$45 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	$1 + 0,5 \cdot 10^3 \Delta$	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	$\lambda_\Delta / \lambda_V$	1,0	$1 + \Delta \cdot 10^3$
$> 0,001$	$45 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	$\approx 1,5$	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	$\approx 2,0$	1,0	$\approx 2,0$

Coefficient pour le calcul des pertes de charges au niveau des coudes.

DRYER DESIGN AND PERFORMANCE DATAS:

Medium	Compressed air
Operating pressure:	max. 14 bar (ü)
Medium temperature:	max. +70 °C
Ambient temperature:	min. +1 °C / max. +50 °C
Protection class:	IP 40
Refrigerant:	R407C
Noise pressure level:	< 70dB (A) in 1m distance

type	volumes flow*	volume flow*	pressure drop	power supply	energy consumption	cooling water requirement	air connections	weight	cool water connections
	m ³ /h	m ³ /min	bar	V/Ph/Hz	kW	m ³ /h	BSP	kg	BSP
DC 0490 WX	490	8,17	0,09	230/1/50	0,83	0,13	G 2"	89	G 1/2"
DC 0630 WX	630	10,50	0,13	230/1/50	0,95	0,16	G 2"	91	G 1/2"
DC 0750 WX	750	12,50	0,07	230/1/50	1,15	0,20	G 2 1/2"	138	G 3/4"
DC 0870 WX	870	14,50	0,13	230/1/50	1,23	0,21	G 2 1/2"	147	G 3/4"
DC 0960 WX	960	16,00	0,15	230/1/50	1,32	0,27	G 2 1/2"	158	G 3/4"
DC 1050 WX	1050	18,00	0,17	400/3/50	1,66	0,29	DN 80	225	G 3/4"
DC 1260 WX	1260	21,00	0,21	400/3/50	2,32	0,35	DN 80	227	G 3/4"
DC 1500 WX	1500	25,00	0,13	400/3/50	2,40	0,42	DN 80	256	G 3/4"
DC 1650 WX	1650	27,50	0,16	400/3/50	2,65	0,59	DN 80	257	G 3/4"

*according to ISO 7183 @ 7 barg

Correction factor for operating pressure changes	barg	4	5	6	7	8	10	12	14
Factor	(F1)	0,77	0,86	0,93	1,00	1,05	1,14	1,21	1,27

Correction factor cooling water inlet temperature changes	°C	25	30	35
Factor	(F2)	1,00	0,96	0,90

Correction factor for DewPoint changes:	°C	3	5	7	10
Factor	(F4)	1	1,09	1,19	1,37

Correction factor for inlet air temperature changes:	°C	≤ 25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Factor	(F3)	1,20	1,12	1,00	0,83	0,69	0,59	0,50	0,44	0,39	0,37

Corrected dryer capacity = Standard dryer capacity x (F1) x (F2) x (F3) x (F4)

Annexe 4 :

Instruction book



5 Technical data 16 bar filters

5.1 Reference conditions

Air inlet pressure	7 bar(e)	102 psig
Air inlet temperature	20°C	68 °F
Ambient temperature	20°C	68 °F

5.2 Principal data

Maximum compressed air inlet pressure	16 bar(e)	232 psig
Minimum compressed air inlet pressure	1 bar(e)	15 psig
Minimum compressed air inlet temperature	1°C	34°F
Maximum compressed air inlet temperature for QD+	35°C	95 °F
Minimum ambient temperature	1°C	34 °F
Maximum ambient temperature for QD+ filters.	35°C	95 °F
Maximum ambient temperature for other types	65°C	149 °F
Maximum recommended pressure drop (not for QD+ filters)	0.35 bar(e)	5 psig

5.3 Specific data

DD+/PD+ filter

		DD+		PD+		
Challenge/inlet oil concentration	mg/m ³	3	10	0.1	3	10
Dry pressure drop filter element	mbar	60		75		
Wet pressure drop filter element	mbar	150	155	165	185	190
Dry pressure drop filter	mbar	85		100		
Wet pressure drop filter	mbar	170	180	190	210	215
Oil carry-over (aerosol)	mg/m ³	0.02	0.07	< 0.001	0.002	0.008
Total mass efficiency	%	99.3		99.92		
Remark		Typical installation (1)		Typical installation (1)		
Air purity class ISO 8573-1:2010		[2:-:3]		[1:-:2]		

(1) Typical installation: Compressor + refrigerant dryer/WSD + DD+ + PD+

Annexe 5 :

i Ingersoll Rand Standard – 50 Hz Performance										
Model	Max. Pressure		Nominal Power		Capacity (FAD)*		Dimensions (LxWxH)		Weight (Air-Cooled)	
	bar	psig	kW	hp	m ³ /min	cfm	mm	in	kg	lb
R90i	7.5	110	90	125	16.71	590	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,420	5,335
	8.5	125	90	125	15.72	555	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,420	5,335
	10.0	145	90	125	14.02	495	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,420	5,335
	14.0	200	90	125	10.25	362	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,420	5,335
R110i	7.5	110	110	150	20.76	733	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,550	5,620
	8.5	125	110	150	19.20	678	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,550	5,620
	10.0	145	110	150	17.50	618	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,550	5,620
	14.0	200	110	150	13.76	486	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,550	5,620
R132i	7.5	110	132	175	25.20	890	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,926	6,450
	8.5	125	132	175	23.93	845	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,926	6,450
	10	145	132	175	21.10	745	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,926	6,450
	14	200	132	175	17.53	619	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,926	6,450
R160i	7.5	110	160	200	29.45	1,040	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,926	6,450
	8.5	125	160	200	29.02	1,025	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,926	6,450
	10	145	160	200	25.77	910	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,926	6,450
	14	200	160	200	20.50	724	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,926	6,450

ie Ingersoll Rand Premium – 50 Hz Performance										
Model	Max. Pressure		Nominal Power		Capacity (FAD)*		Dimensions (LxWxH)		Weight (Air-Cooled)	
	bar	psig	kW	hp	m ³ /min	cfm	mm	in	kg	lb
R90ie	7.5	110	90	125	18.01	636	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,744	6,050
	8.5	125	90	125	17.50	618	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,744	6,050
	10.0	145	90	125	15.43	545	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,744	6,050
	14.0	200	90	125	13.03	460	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,744	6,050
R110ie	7.5	110	110	150	22.09	780	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,744	6,050
	8.5	125	110	150	20.39	720	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,744	6,050
	10.0	145	110	150	18.89	667	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,744	6,050
	14.0	200	110	150	15.40	544	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,744	6,050
R132ie	7.5	110	132	175	26.19	925	2,855x1,836x2,032	112x72x80	3,198	7,050
	8.5	125	132	175	25.34	895	2,855x1,836x2,032	112x72x80	3,198	7,050
	10	145	132	175	22.79	805	2,855x1,836x2,032	112x72x80	3,198	7,050
	14	200	132	175	18.35	648	2,855x1,836x2,032	112x72x80	3,198	7,050
R160ie	7.5	110	160	200	31.09	1,098	2,855x1,836x2,032	112x72x80	3,198	7,050
	8.5	125	160	200	30.30	1,070	2,855x1,836x2,032	112x72x80	3,198	7,050
	10	145	160	200	27.21	961	2,855x1,836x2,032	112x72x80	3,198	7,050
	14	200	160	200	21.95	775	2,855x1,836x2,032	112x72x80	3,198	7,050

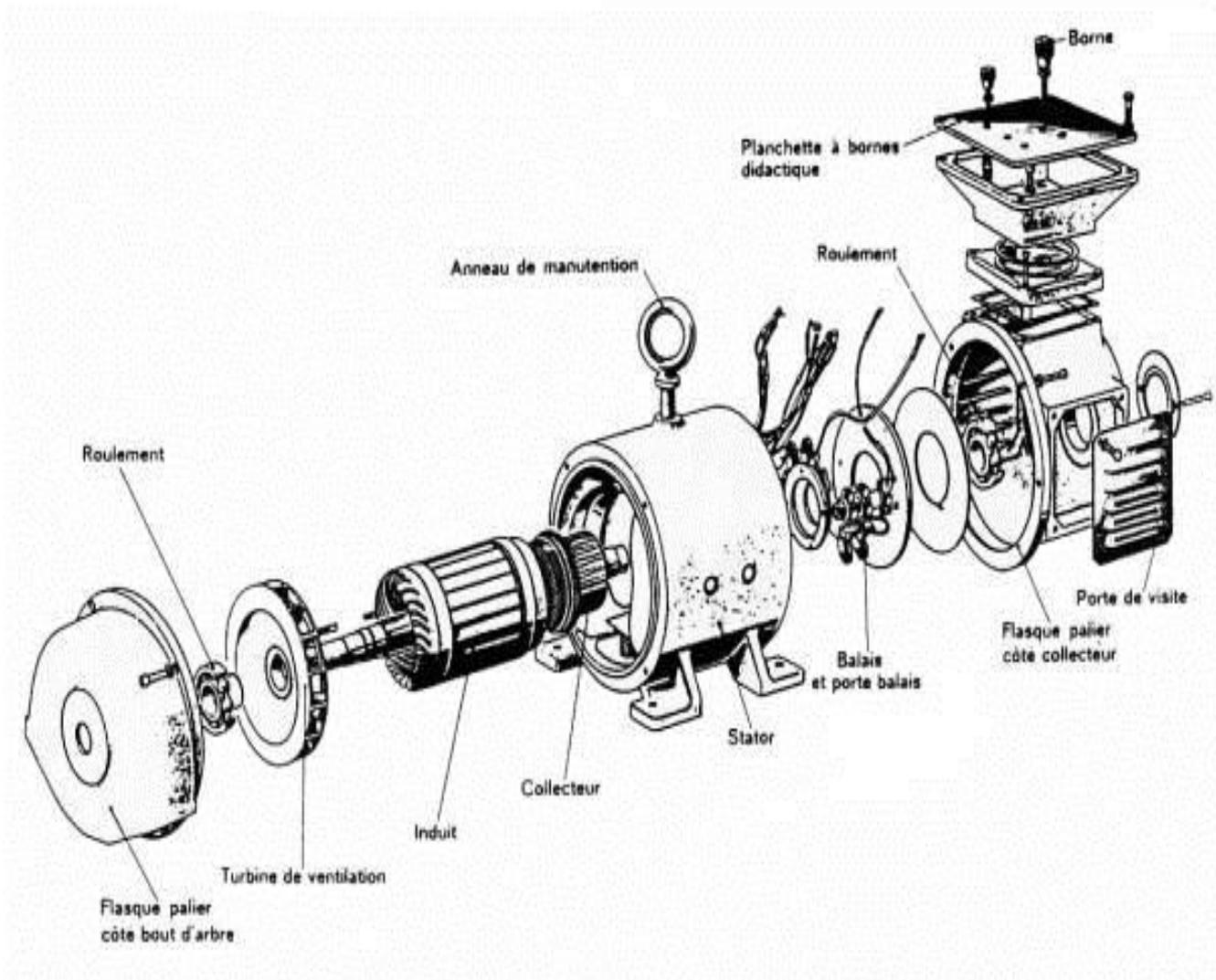
n Ingersoll Rand Nirvana Standard – 50 Hz Performance										
Model	Max. Pressure		Nominal Power		Capacity (FAD)**		Dimensions (LxWxH)		Weight (Air-Cooled)	
	bar	psig	kW	hp	m ³ /min	cfm	mm	in	kg	lb
R90n	4.5-10	65-145	90	125	8.47-17.95	299-634	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,060	4,540
R110n	4.5-10	65-145	110	150	8.47-21.66	299-765	2,703x1,466x2,032	106x58x80	2,060	4,540
R132n	4.5-10	65-145	132	175	8.47-24.44	299-863	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,363	5,210
R160n	4.5-10	65-145	160	200	8.47-28.88	299-1,020	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,363	5,210

ne Ingersoll Rand Nirvana Premium – 50 Hz Performance										
Model	Max. Pressure		Nominal Power		Capacity (FAD)**		Dimensions (LxWxH)		Weight (Air-Cooled)	
	bar	psig	kW	hp	m ³ /min	cfm	mm	in	kg	lb
R90ne	4.5-10	65-145	90	125	8.86-18.7	313-661	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,495	5,500
R110ne	4.5-10	65-145	110	150	8.86-23	313-811	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,495	5,500
R132ne	4.5-10	65-145	132	175	8.86-27.24	313-962	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,495	5,500
R160ne	4.5-10	65-145	160	200	8.86-32.05	313-1,132	2,855x1,836x2,032	112x72x80	2,495	5,500

*FAD (Free Air Delivery) is full-package performance including all losses. Tested per ISO 1217:2009 Annex C and measured at 0.5 bar g/10 psig lower than maximum pressure.

**FAD (Free Air Delivery) is full-package performance including all losses. Tested per ISO 1217:2009 Annex C and capacity range measured at 7.0 bar g/100 psig.

Annexe 6 :



Résumé

Notre travail a été réalisé à l'issue d'un stage pratique effectué au sein de complexe CEVITAL EL-Kseur. Il consiste à faire une étude de dimensionnement énergétique d'une centrale de production d'air comprimé desservant les chaînes de production de l'entreprise.

Notre but été amenés à la détermination de la pression de refoulement du compresseur, et les pertes de pression causé par les pertes de charge opérant tous aux le long de la canalisation. On s'intéresse aussi à l'analyse des performances de compresseur dans laquelle on fait l'étude thermodynamique du compresseur à vis.

Mots clés : air comprimé (1) ,pression de service (2),pression de refoulement (3), pertes de charges (4),puissance du compresseur (5) .

Abstract

Our work was carried out at the end of a practical internship carried out within the complex bejaia it consist in carrying out an energy sizing study of compressed air production serving the company's production lines.

Our goal was brought to the determination of the compressor discharge compressor and the pressure losses, caused by the pressure drops operating throughout the pipeline.

We are also interested in the analysis of compressor performance in which we make the thermodynamic study of screw compressors.