

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

UNIVERSITÉ ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

BENAISSA FERIEL

BABKAR ISLAM

Thème

**Etude et dimensionnement d'une centrale de production
d'air comprimé – CO.G.B « *La Belle* » Bejaïa**

Soutenu le 01/07/2019 devant le jury composé de:

Mr. N .BOUTALBI	Président
Mr. F .MENDIL	Examineur
Mr. A .DJERRADA	Rapporteur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

Remerciement

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.

*En second lieu, nous tenons à remercier notre encadreur **M. A DJERRADA**, son précieux conseil et son aide durant toute la période du travail ainsi que notre co-promoteur **M. BRIKH OMAR** pour nous avoir prés en charge lors de notre stage.*

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail Et de l'enrichir par leurs propositions.

Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail

Dédicace

*Avec l'expression de ma reconnaissance, je dédie ce
modeste travail*

*A ma mère qui m'a entouré d'amour, d'affection
et qui fait tout pour ma réussite.*

*Qu'elle trouve ici le témoignage de ma profonde
reconnaissance*

*A mon père qui m'a soutenu et encouragé durant
ces années d'études.*

A mon jumeau et mes sœurs.

*A mes amis qui m'ont toujours encouragé, et à qui
je souhaite plus de succès.*

A mon binôme et sa famille.

*Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin
pour que ce projet soit possible, je vous dis merci.*

B.ISLAM

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A l'hommage de mes grands parents

A mes très chers parents.

*Papa, ce grand homme, toujours près à me tendre la main
lorsque j'en ai besoin, ce repère toujours présent pour guider
mes pas, ce merveilleux père qui n'a jamais hésité à tout
sacrifier*

*Maman, cette amie qui m'a donné la vie, cette déesse de
douceur toujours prête à dire que tout ira bien, cette
maman, qui partage avec nous la joie et la peine avec tout
son cœur.*

A mes chers frères Mamin, yahya

A ma chère grande mère khadidja

A Mes Chers : Oncles, tantes, cousins, cousines

*A ma meilleure et unique amie Narimen qui est pour moi
plus qu'une sœur et sa famille*

A mon âme sœur

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

A mon binôme Islam et sa famille

*Ainsi qu'à tous mes camarades de la promotion de génie
mécanique 2018/2019*

*A tous les membres de ma famille petits et grand qui m'ont
soutenu de près ou de loin*

B. Ferie

Sommaire

Nomenclature	I
Liste des figures	III
Liste des tableaux	IV
Introduction Générale.....	4
Présentation de l'entreprise CO.G.B « <i>La Belle</i> »	1

Chapitre I : Production de l'air comprimé

I.1 Introduction	5
I.2 L'air atmosphérique	5
I.1.1 Air comprimé	6
I.2.1.1 L'air comprimé comme source d'énergie.....	6
I.2.1.2 Application de l'air comprimé	6
I.2.1.3 Avantages et inconvénients de l'air comprimé.....	7
I.3 Les compresseurs	7
I.4 Traitement de l'air comprimé	17
I.4.1 Déshuileurs.....	18
I.4.2 Refroidisseur final	18
I.4.3 Assèchement de l'air.....	18
I.4.4 Filtration d'air comprimé	18
I.5 Distribution de l'air comprimé.....	19
I.5.1 Réservoir.....	19
I.5.2 Robinetterie, manodétendeurs, filtres-graisseurs, raccords rapides, purgeurs et compensateurs de dilatation	19
I.5.3 La tuyauterie.....	20
I.6 Conclusion	21

Chapitre II: Description de l'installation existante

II.1 Introduction	22
II.2 Structure de système.....	22
II.2.1 Les services.....	23
II.2.2 La salle de compression	23
II.3 Structure des compresseurs GA	23

II.4 Principe de fonctionnement	25
II.4.1 Circuit d'air et d'huile	27
II.4.2 Système de refroidissement	28
II.4.2.1 Description.....	28
II.4.3 Sécheur d'air	28
II.4.3.1 Circuit d'air comprimé dans le sécheur	29
II.4.4 Moteur d'entraînement	29
II.5 Le système de régulation	29
II.5.1 Régulation des compresseurs.....	29
II.5.1.1 Système de régulation des compresseurs de type GA.....	29
II.5.2 Système de contrôle.....	31
II.5.2.1 Contrôle automatique du fonctionnement du compresseur.....	31
II.5.2.2 Protection du compresseur.....	31
II.5.3 Panneau de commande	32
II.6 Conclusion	33

Chapitre III: Evaluation des besoins en air comprimé

III.1 Introduction	34
III.2 Pression et débit d'air comprimé	34
III.3 Calcul des pertes de charge	35
III.3.1 Différents régimes d'écoulement	36
III.3.2 Pertes de charge linéaires	37
III.3.2.1 Détermination du coefficient de frottement (λ).....	37
III.3.3 Perte de charge singulière	38
III.3.4 Différence de pression due à la hauteur.....	40
III.4 Application.....	41
III.4.1 Calcul des débits d'air comprimé	41
III.4.1.1 Calcul du débit volumique aspiré par chaque compresseur	41
III.4.1.2 Calcul du débit volumique refoule par chaque compresseur.....	42
III.4.1.3 Calcul du débit massique de chaque compresseur.....	43
III.4.2 Calcul des pertes de charges dans l'installation	45
III.4.2.1 Pertes de charge dans le réseau de la savonnerie.....	45
III.4.2.2 Pertes de charge dans le réseau de la Margarinerie.....	46

III.4.2.3 Pertes de charge dans le réseau de la Raffinage.....	47
III.4.2.4 Pertes de charge dans le réseau de conditionnement d'huile.....	48
III.4.2.5 Pertes de charge dans le réseau d'Utilités	49
III.4.2.6 Pertes de charge dans les sécheurs et les filtres	50
III.4.2.7 Calcul de la différence de pression due à la hauteur	51
III.4.2.8 Plage de régulation de la pression	54
III.4.3 Pression de service	51

Chapitre IV: Calcul Thermodynamique

IV.1 Introduction.....	52
IV.1.1 Approche intégrale de la polytropique	52
IV.1.1.1 Evolution isotherme	52
IV.1.1.2 Evolution isentropique	53
IV.1.1.3 Evolution polytropique	53
IV.2 Travail de la compression	54
IV.2.1 Rendement effectif du compresseur.....	55
IV.2.2 Puissance du compresseur	56
IV.2.3 Puissance du moteur d'entraînement.....	56
IV.2.3.1 Pertes mécaniques.....	56
IV.2.3.2 La puissance utile sur l'arbre	56
IV.3 Application.....	57
IV.3.1 Calcul des caractéristiques du compresseur	57
IV.3.1.1 Calcul du coefficient polytropique de chaque compresseur	57
IV.3.1.2 Calcul du travail théorique de chaque compresseur.....	58
IV.3.1.3 Calcul du rendement effectif de chaque compresseur	58
IV.3.1.4 Calcul du travail réel de chaque compresseur	59
IV.3.1.5 Calcul de la puissance de chaque compresseur.....	59
IV.3.1.6 Calcul de la puissance utile pour chaque compresseur	60
IV.3.2 Discussion et interprétation des résultats	61
Conclusion Générale	62
Bibliographie.....	63

Nomenclature

Symboles	Définition	Unités SI
m	Masse d'air	kg
k	Coefficient polytropique	/
r	Constante du gaz parfait	J.mol ⁻¹ .K ⁻¹
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
ΔP_{char}	Pertes de charge dans le réseau (linière et singulière)	Pa
$\Delta P_{réf}$	Ecart de régulation	Pa
ΔP_l	Pertes de charge linéaires	Pa
ΔP_s	Pertes de charge singulières	Pa
Q_v	Débit volumique	m ³ /s
Q_m	Débit massique	kg/s
$Q_{v\ asp}$	Débit volumique aspiré	m ³ /s
$Q_{v\ ref}$	Débit volumique refoulé	m ³ /s
T	Température	K
T_1	Température entrée compresseur	K
T_2	Température sortie compresseur	K
P_1	pression entrée compresseur	Pa
P_2	pression sortie compresseur	Pa
P_m	Pertes mécaniques	Pa
D	Diamètre de la conduite	m
Re	Nombre de Reynolds	/
L	La longueur de canalisation	m
D_0	Diamètre du coude	m
R_0	Rayon de courbure de coude	m
A_1	Coefficient tenant compte de l'effet de l'angle au centre δ du coude	
B_1	Coefficient tenant compte de l'effet du rayon relatif du coude	
C_1	Coefficient tenant compte de l'effet de la longueur relative de la section du coude	
W_{th}	Travail massique théorique de compresseur	kJ/kg
W_{reel}	Travail massique réel de compresseur	kJ/kg
\dot{W}	Puissance de compresseur	W
μ	Viscosité dynamique	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹
ν	Viscosité cinématique	m ² .s ⁻¹
ρ	Masse volumique de l'air	kg.m ³
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	/
δ	Angle du coude	degré
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	/
τ	Taux de compression	/
η_{eff}	Rendement effectif du compresseur	/

η_i	Rendement indiqué	/
η_m	Rendement mécanique	/
r_i	Rugosité absolue	[m]
r'	Rugosité relative	/

Liste des figures

Figure I.1	Classification des compresseurs	8
Figure I.2	Types des compresseurs dynamiques	9
Figure I.3	Schéma descriptif d'un compresseur centrifuge	9
Figure I.4	Compresseur axial.....	10
Figure I.5	Types des compresseurs volumétriques	11
Figure I.6	Compresseur à piston	12
Figure I.7	Compresseur à membrane.....	13
Figure I.8	Compresseur à palette - principe de fonctionnement.....	14
Figure I.9	Compresseur à lobes - principe de fonctionnement	15
Figure I.10	Cycle des compresseurs à spirales.....	15
Figure I.11	Compresseur double vis SRM.....	16
Figure II.1	Schéma de l'installation	22
Figure II.2	Compresseur Série GA.....	24
Figure II.3	Bloc compresseur	25
Figure II.4	Schéma d'un compresseur à double vis.....	26
Figure II.5	Circuit Air/Huile dans le compresseur.....	27
Figure II.6	Système de refroidissement.....	28
Figure II.7	Schéma d'écoulement dans le sécheur d'air	28
Figure II.8	Système de régulation.....	30
Figure II.9	Système de contrôle	31
Figure IV.1	Evolution thermodynamiques.....	54

Liste des tableaux

Tableau I.1 Composition molaire de l'air	5
Tableau I.2 Les Avantages et les inconvénients de l'air comprimé	7
Tableau I.3 Les avantages et les inconvénients de chaque compresseur	17
Tableau II.1 mise en œuvre et la consommation en air comprimé pour chaque service	23
Tableau II.2 Pression de service des compresseurs	23
Tableau II.3 Panneau de commande	32
Tableau III.1 Régimes d'écoulement	36
Tableau III.2 Les débit volumique et massique de chaque compresseur	44
Tableau III.3 Pertes de charge dans l'installation	50
Tableau IV.1 Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur	61
Tableau IV.2 Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur.....	61

Présentation de l'entreprise

Présentation de l'entreprise CO.G.B « *La Belle* »

I Présentation de l'entreprise

Les premiers travaux ont été lancés en 1942 par le groupe « Lesieur Afrique » interrompus lors de la deuxième guerre mondiale, puis repris pour être achevés en 1948 année de sa mise en service.

Cette unité fut nationalisée en 1968, attaché à la société nationale des corps gras pour être intégrée à partir du premier octobre 1973 à la société nationale de gestion et de développement de l'industrie « SO.GE.DIA ».

En 1977 la société des corps gras « CO.G.B » entre en partenariat avec la société agroalimentaire « La belle » en lui cédant 70% des actions (le reste appartient à l'état).

Notre travail consiste à étudier l'unité principale UP7.

L'UP7 est l'unité principale de « CO.G.B » situé à Béjaia à 250 km à l'est d'Alger, elle s'étend sur 13 hectares, qui a pour rôle de produire, distribuer et commercialiser tous les produits relèvent de son secteur à travers le territoire national.

II Infrastructure et équipement de l'unité

- Raffinerie d'huile (une capacité de production de 400 tonnes/jour).
 - Fabrication des bouteilles et conditionnement d'huile.
 - Savonnerie et conditionnement savon (une capacité de production de 150 tonnes/jour).
 - L'utilité (chaufferie, dissolution soude et traitement des eaux usées).
 - Margarinerie (une capacité de production de 80 tonne/jour).
 - Atelier de maintenance.
 - Infrastructure portuaire (bacs de stockage plus pipe liaison usine-port).
 - Bacs de stockage (12 bacs de 500 m³ + 15 bacs de 1200 m³).
- Pour ce qui concerne le plan de masse voir « figure.1 ».

III Mission de CO.G.B « *La Belle* »

- L'exploitation et la gestion des activités de production et de toute autre activité industrielles liées à son sujet.
- L'insertion d'activité dans le cadre de la politique nationale de développement.

IV Situation géographique

Le complexe CO.G.B « *La Belle* » est implanté dans la zone industrielle d'IHADDADEN à 2 km du chef-lieu de la wilaya de Béjaia, qui est limitée par :

Oued seghir au nord ;

ECOTEX (CCB) et la route des Aurès au sud ;

Entreprise nationale de liège à l'ouest,

EDIMIA à l'est ;



Figure 1 Situation géographique de l'entreprise

V Structure de l'entreprise

L'entreprise est constituée de plusieurs départements qui sont à leur tour repartis en différents services, comme le montre l'organigramme de la « fig. 2 »

V.1 Organigramme des départements de production de C O.G.B «*La Belle*»

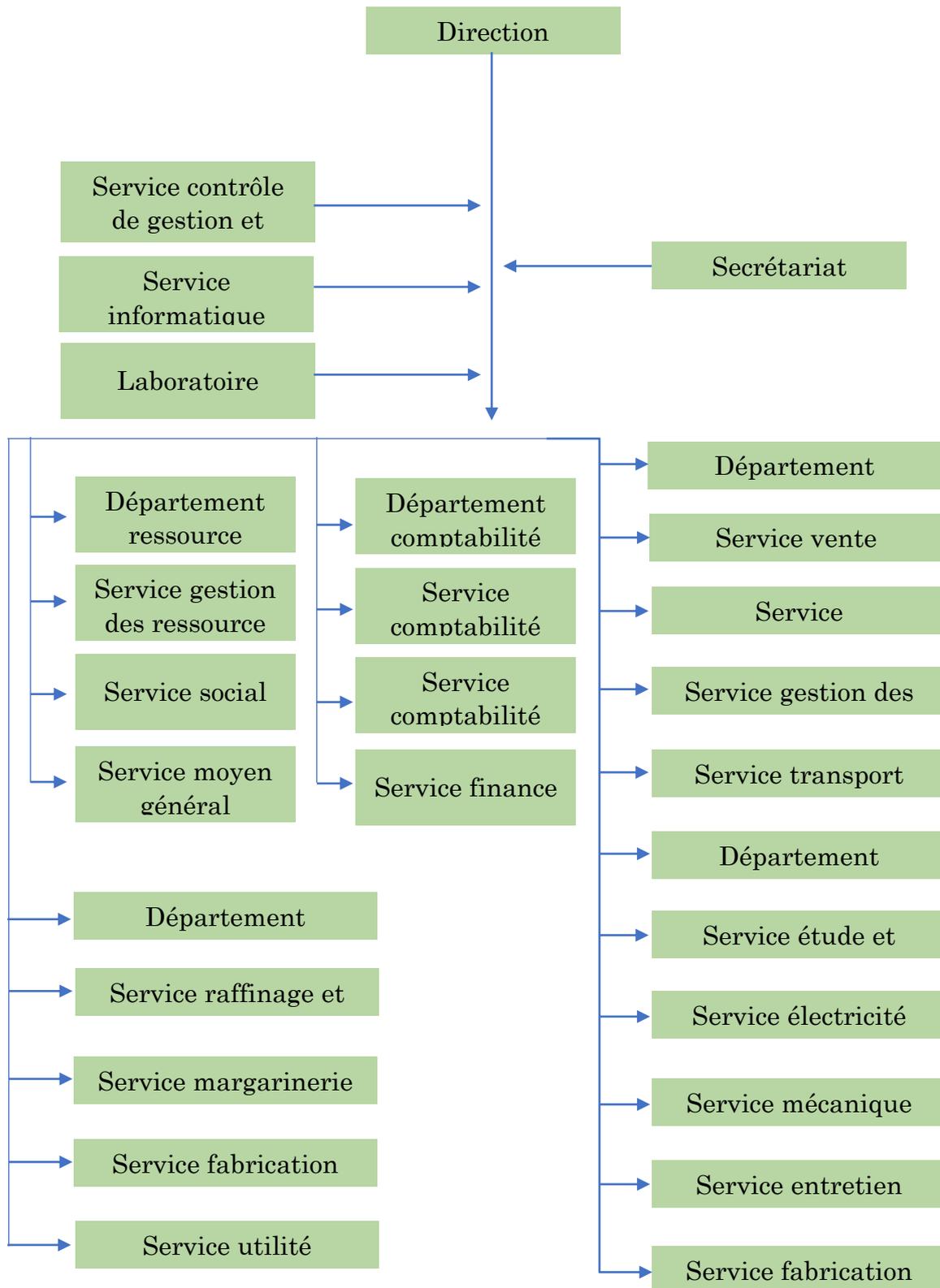


Figure 2 Organigramme des départements de production de CO.G.B «*La Belle*»

Introduction générale

Introduction Générale

L'air comprimé est considéré comme le quatrième énergie, après l'électricité, le gaz naturel et l'eau et l'une des énergies les plus utilisée actuellement par l'industrie grâce à sa souplesse de mise en œuvre.

La compression de l'air se fait à l'aide des compresseurs qui sont juste pour aspirer l'air, le comprimer puis le refouler ; cela nous à encourager à étudier cette précieuse machine : son fonctionnement, ses types, ses options.

La société algérienne agroalimentaire des corps gras de Bejaia « la belle » s'occupe de plusieurs secteurs d'activité qui nécessitent l'utilisation de l'air comprimé servant au fonctionnement de différentes machines.

La production de cet air comprimé est assurée par une salle de compression constituée de trois compresseurs.

Le complexe « la belle » comporte cinq services distincts pour lequel l'utilisation de l'air comprimé est plus qu'indispensable, ces services sont comme suit :

- Savonnerie et conditionnement du savon.
- Margarinerie.
- Raffinerie d'huile.
- Fabrication de bouteilles et conditionnement d'huile.
- Les utilités (chaufferie, station de dissolution de soude et de traitement des eaux).

Nous nous sommes intéressés au niveau de l'entreprise CO.G.B « *La Belle* » à l'étude et le dimensionnement des moyens de production d'air comprimé et au fonctionnement du système de cette installation. Ce système est doté du trois compresseurs d'air à vis lubrifié chacun entraîné par un moteur électrique.

Notre étude sera composée de cinq chapitres :

Le premier chapitre sera consacré aux généralités sur l'air comprimé dans laquelle nous présenterons la procédure de production de l'air comprimé et sa distribution.

Dans le chapitre deux après avoir décrit le fonctionnement des compresseurs à double vis qui sont utilisées dans l'entreprise on a ajouté la description et le principe de fonctionnement de quelques composants de ces compresseurs afin de mieux comprendre la conception et le mode de fonctionnement.

Dans Le troisième chapitre nous avons présenté le dimensionnement énergétique de l'installation, pertes de charge et leurs applications pour assurer la pression nécessaire des services.

Enfin notre travail se termine par une conclusion générale.

Production de l'air comprimé

I.1 Introduction

L'air comprimé est une forme d'énergie emmagasinée qui sert à faire fonctionner des machines, des équipements ou des procédés industriels. L'air comprimé est utilisé dans la plupart des industries de fabrication et dans certaines industries de services, notamment dans les cas où l'utilisation directe de l'électricité pour alimenter des outils ou des appareils se révèle peu pratique, voire dangereuse.

I.2 L'air atmosphérique

L'air est un mélange de gaz incolore, inodore et sans goût. C'est un mélange de plusieurs gaz, principalement composé d'oxygène (21%) et d'azote (78%). Cette composition est relativement constante, du niveau de la mer jusqu'à une altitude de 25 kilomètres. L'air n'est pas une substance chimique pure, mais un mélange. C'est pourquoi il peut être séparé dans ses éléments constitutifs, par exemple, par liquéfaction.

L'air atmosphérique est toujours plus ou moins contaminé avec des particules solides, par exemple, poussière, sable, cristaux de suie et de sel. Le degré de contamination est plus élevé dans les zones peuplées et plus bas dans les campagnes et à des altitudes plus élevées [1].

Tableau I.1 Composition molaire de l'air

Composants	Concentration molaire	Masse molaire kg/kmol
Azote	0.7809	28.0134
Oxygène	0.2095	31.9988
Argon	0.0093	39.9480
Autres gaz	0.0030	/

Quelques caractéristiques physiques de l'air sec

1 m³ à 0° C (273° K) et à la pression de 101300 Pascal (1,013 bar) possède une masse de 1, 293 kg.

Une masse d'air de 1 kg occupe dans ces conditions 0,774 m³.

L'air se liquéfie à – 192°C

I.1.1 Air comprimé

L'air comprimé est propre, simple et efficace. Lorsque l'air est comprimé, il n'existe pas de risque d'échappement de gaz dangereux ou d'autres produits nocifs. C'est une source d'énergie qui n'est ni combustible, ni polluante.

Lorsque l'air est comprimé, la concentration d'humidité et de contaminants augmente.

Si ce mélange corrosif est toléré dans le système, il a cependant un effet néfaste sur l'équipement pneumatique : temps d'arrêt de production, détérioration de la machine et réduction de la durée de vie des équipements [2].

I.2.1.1 L'air comprimé comme source d'énergie

Utiliser la puissance de l'air comprimé présente de nombreux avantages. Premièrement, en tant que source de puissance, l'air comprimé est à la fois propre et sans danger. Deuxièmement, il peut aussi être utilisé pour des tâches diverses comme l'actionnement d'outils et de pistons afin de déplacer ou de refroidir des matériaux [4].

I.2.1.2 Application de l'air comprimé

Les applications des compresseurs sont très diversifiées, on donne quelques exemples d'utilisation de ces machines :

- Les circuits de commande pneumatique et Automatismes.

Utiliser par les robots automatisés, les industries textiles, les industries agroalimentaires, en emballage, les imprimeries, ...

- Les outillages pneumatiques

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

- Air de process

Utilisé en nettoyage industriel, sablage, microbillage, cryogénique (CO₂), humidification par atomisation.

- Transport pneumatique

Utilisé en cimenterie, industrie céréalière [8].

I.2.1.3 Avantages et inconvénients de l'air comprimé

Tableau I.2 Avantages et inconvénients de l'air comprimé [8]

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - fluide ambiant donc gratuit - anti déflagrant - échappement à l'air libre, utilisation très souple - facile à transporter, à stocker - facilité de détection - insensible à la température - compressibilité - Une bonne fiabilité des appareils 	<ul style="list-style-type: none"> - Difficultés d'étanchéité d'où fuites - Énergie faiblement concentrée - Régulation de débit difficile - Avide d'eau d'où usure par détente et corrosion

I.3 Les compresseurs

I.3.1 Historique

Les premiers compresseurs, qui découlaient de la construction des machines à vapeur, étaient en disposition horizontale avec une ou deux lignes de cylindres disposées de part et d'autre d'un volant ou d'un moteur. Vers le milieu du 19e siècle, la connaissance des grands principes de la thermodynamique permit de voir l'intérêt d'une compression multi-étage, avec refroidissement intermédiaire. À la fin du 19e siècle, les constructeurs souhaitaient augmenter les vitesses de rotation afin de diminuer l'encombrement et d'augmenter les performances de ces machines. On vit alors la nécessité d'utiliser des clapets automatiques.

Hanns Hörbiger, en 1895, à Vienne, rendit possible le souhait des constructeurs en leur proposant les premiers clapets automatiques.

L'augmentation de la vitesse de rotation du vilebrequin obligea à repenser la composition de la structure, pour des raisons d'équilibrages des efforts [5].

I.3.2 Définition

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

Les fluides traversant les compresseurs peuvent être de nature diverse, (Gaz pur, Mélange gazeux, Vapeur surchauffée ou saturée).

I.3.2.1 Classification

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs paramètres :

- ✓ Principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique) ;

- ✓ Mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif) ;
- ✓ Les compresseurs d'air ;
- ✓ Les compresseurs des gaz.

En général il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs (compresseurs dynamiques) [5].

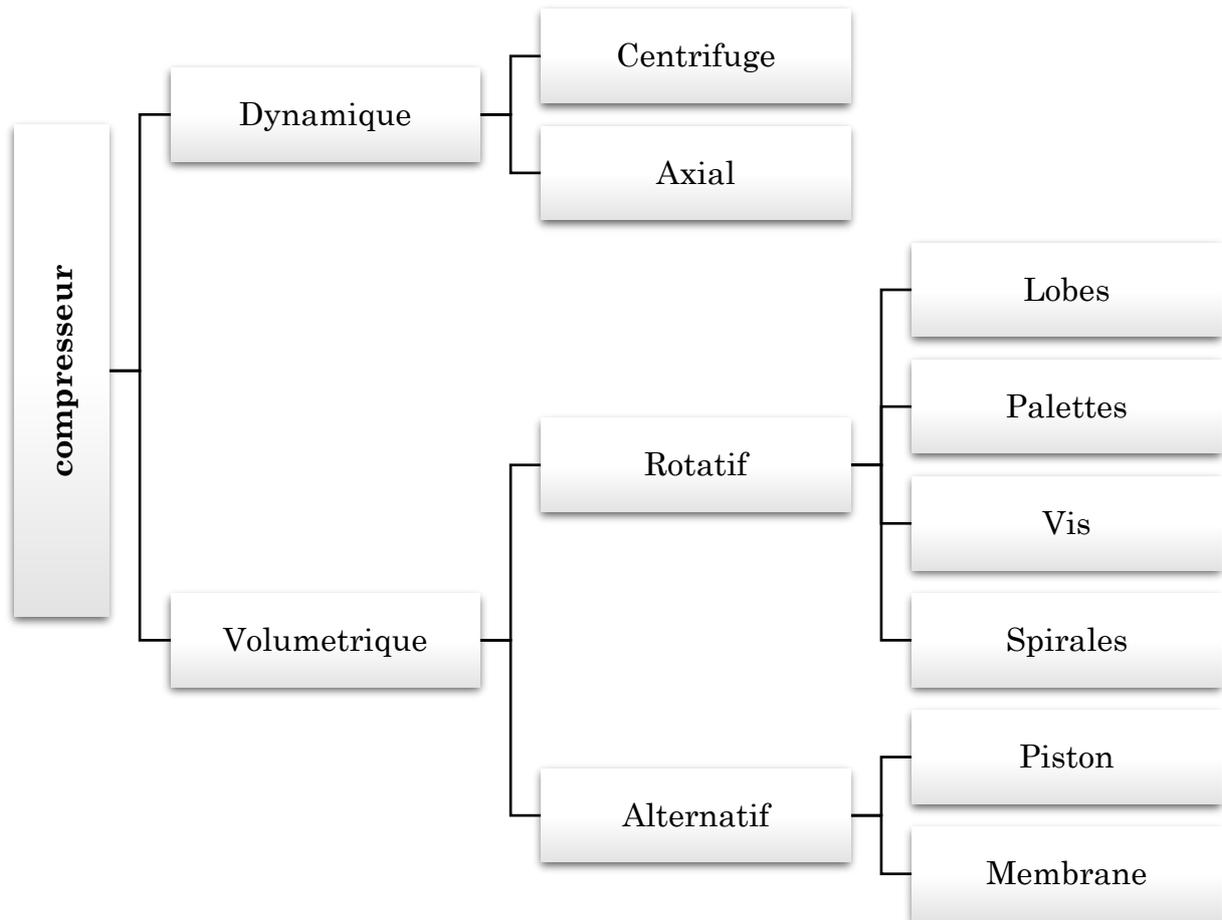


Figure I.1 Classification des compresseurs

I.3.2.1.1 Les compresseurs dynamiques

Les compresseurs dynamiques sont disponibles en version axiale et radiale. Ils sont fréquemment appelés turbocompresseurs. Ceux avec la conception radiale sont appelés compresseurs centrifuges. Un compresseur dynamique travaille à une pression constante, contrairement à un compresseur volumétrique qui fonctionne avec un débit constant.

La performance d'un compresseur dynamique est affectée par les conditions extérieures, par exemple, un changement dans la température d'entrée résulte dans un changement de capacité [7].

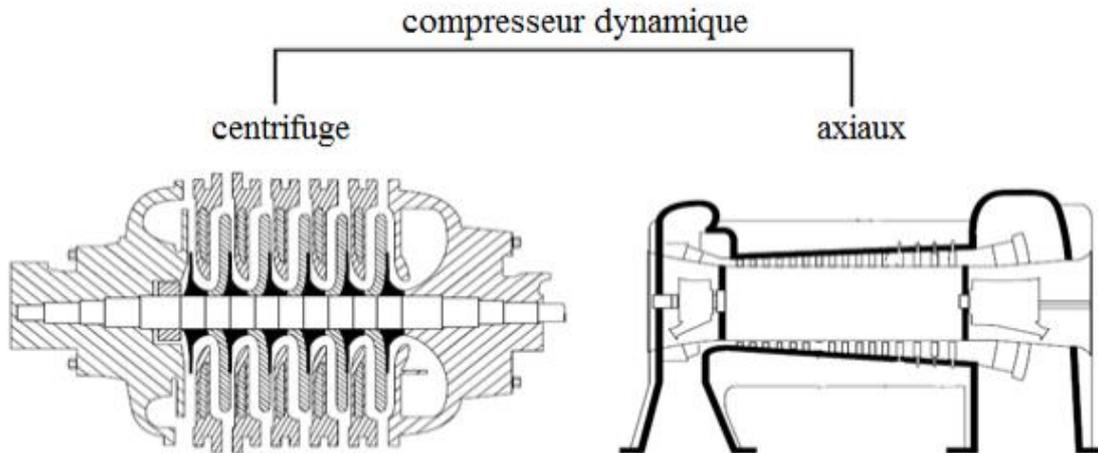


Figure I.2 Types des compresseurs dynamiques[6]

I.3.2.1.1.1 Les compresseurs centrifuges

Un compresseur centrifuge se caractérise par son flux de décharge radial. L'air est aspiré au centre d'une roue rotative à pales radiales et est 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. [7]

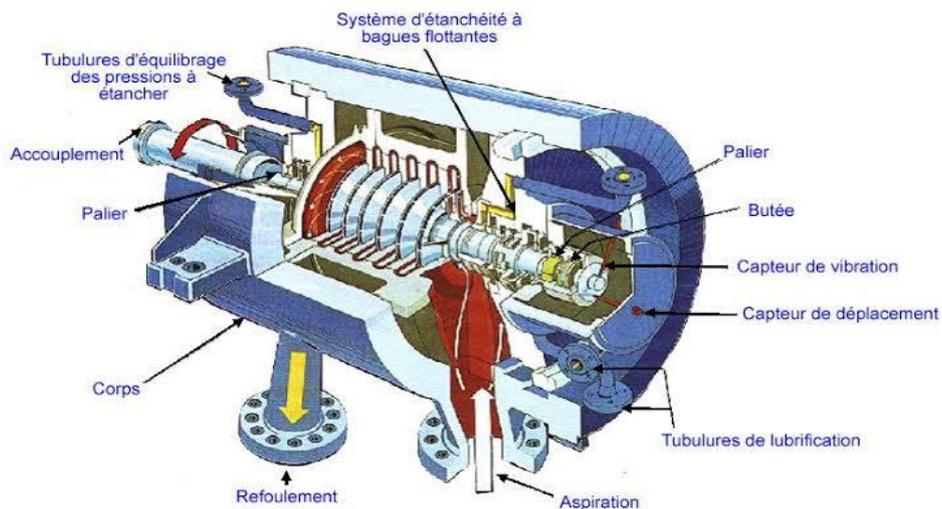


Figure I.3 Schéma descriptif d'un compresseur centrifuge

I.3.2.1.1.2 Les compresseurs axiaux

Un compresseur axial a un flux axial, dans lequel l'air ou le gaz passe le long de l'arbre du compresseur à travers des rangées de pales rotatives et fixes. De cette façon, la vitesse de l'air augmente progressivement au même temps que les lames fixes convertissent l'énergie cinétique à une pression. Un tambour d'équilibrage est généralement intégré dans le compresseur pour contrebalancer la poussée axiale.

Les compresseurs axiaux sont généralement plus petits et plus légers que leurs équivalents les compresseurs centrifuges et fonctionnent normalement à des vitesses plus élevées. Ils sont utilisés pour des débits constants et élevés à une pression relativement modérée, par exemple dans les systèmes de ventilation. Compte tenu de leur vitesse de rotation élevée, ils sont idéalement couplés à des turbines à gaz pour la génération d'électricité et la propulsion des avions [7].



Figure I.4 Compresseur axial

I.3.2.1.2 Les compresseurs volumétriques

Un compresseur volumétrique renferme un volume de gaz ou air et augmente ensuite la pression en réduisant le volume fermé à travers le déplacement d'un ou plusieurs membres en mouvement [7].

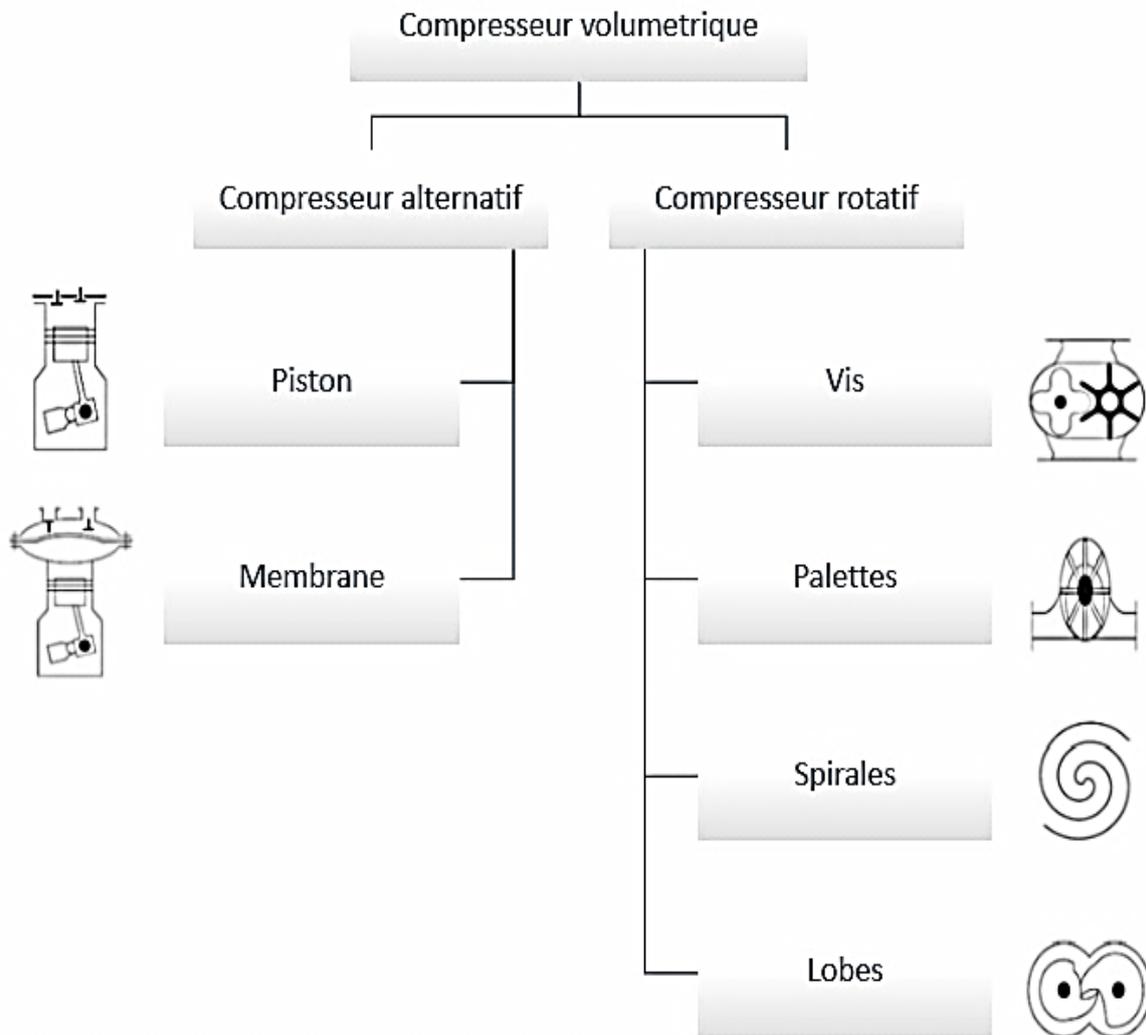


Figure I.5Types des compresseurs volumétriques

I.3.2.1.2.1 Compresseur alternatif

Les compresseurs alternatifs sont les compresseurs volumétriques les plus courants. Les petits compresseurs assurent un débit d'air modéré dans les garages, les usines de fabrication, les ateliers, les réservoirs pressurisés et pour la commande d'appareils de mesure et d'outils pneumatique.

Les gros compresseurs sont utilisés pour alimenter les systèmes pneumatiques d'installation industriel, faire fonctionner de l'équipement et des machines, comme souffleurs de suie dans les chaudières et pour alimenter certains appareils de mesure. On utilise également les compresseurs alternatifs pour comprimer des gaz comme le gaz carbonique, l'hydrogène, l'azote, et les réfrigérant.[5]

a- Compresseurs à piston

Principe de fonctionnement

Le mouvement du piston vers le bas commande l'ouverture du clapet d'aspiration et l'introduction d'air dans la cavité entre le cylindre et le piston. La course ascendante du piston commande la fermeture du clapet d'aspiration et entraîne la compression de l'air dans l'espace restreint. La pression de l'air augmente à mesure que le volume diminue. Lorsque la pression régnant dans l'espace au-dessus du piston dépasse la pression de la conduite de refoulement, le clapet de refoulement s'ouvre et laisse s'échapper l'air comprimé dans la conduite.

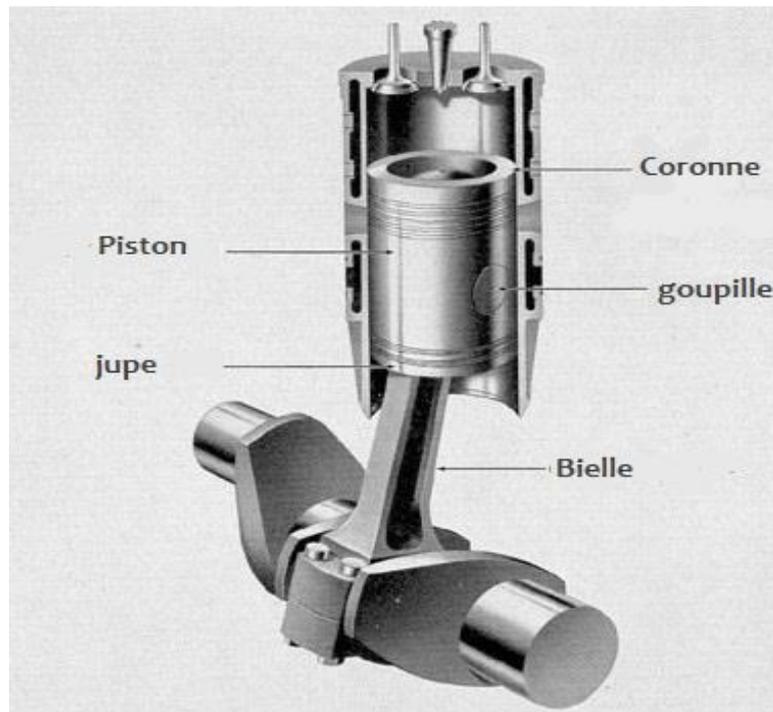


Figure I.6Compresseur à piston

b- Compresseurs à membranes

Principe de fonctionnement

Ce type de compresseur à membranes métalliques commandé hydrauliquement est constitué principalement par une partie mécanique et une tête de compression.

La partie mécanique, dont la pièce principale est un bâti en fonte, renferme un système mécanique classique bielle-manivelle qui transforme le mouvement de rotation de l'organe moteur en un mouvement alternatif du piston de la tête de compression. La lubrification des paliers de même que la compensation des fuites d'huile autour du piston sont assurées par un ensemble de lubrification intégré.

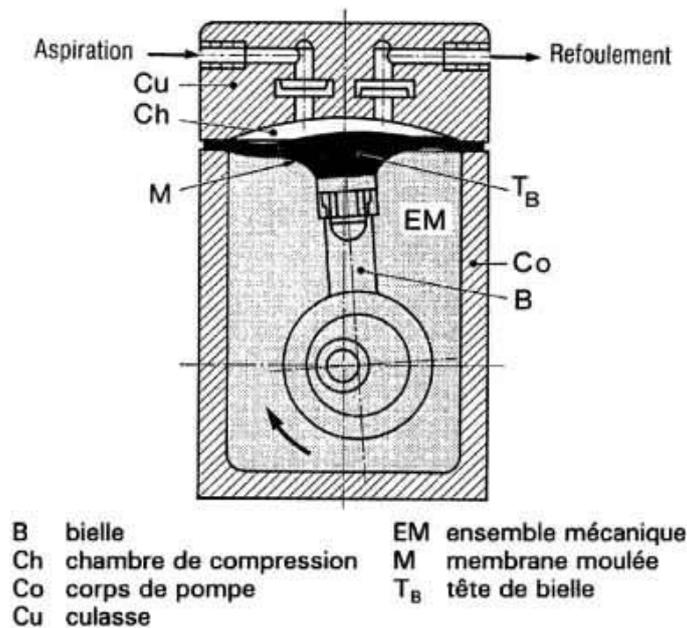


Figure I.7 Compresseur à membrane [5]

I.3.2.1.2.2 Compresseurs rotatifs

Les compresseurs rotatifs sont maintenant utilisés dans des applications qui nécessitaient auparavant l'utilisation d'un compresseur volumétrique. Les compresseurs volumétriques rotatifs peuvent être couplés directement aux moteurs d'entraînement et fonctionner à haute vitesse.

Dans l'ensemble, leur poids, leur dimension et la mise de fonds sont habituellement inférieurs à ceux des compresseurs alternatifs puisqu'ils ne comportent ni clapet d'aspiration, ni clapet de refoulement et assurent un moins bon rendement à faible charge.

En effet, leur rendement est faible lorsque la charge est partielle à cause des fuites les surfaces de contact. La table 4 donne la liste des capacités, des pressions et des dimensions des moteurs d'entraînement de ces compresseurs.

Ces machines sont utilisées aux mêmes fins que les machines alternatives de taille moyenne

Alimentation en air d'usines.

Alimentation d'appareils de mesure et de commande.

Procédé chimique et de raffinage d'huile.

Séchage à vide.

Transport pneumatique.

Ventilation de mines et de tunnels.

Production de neige.

a- Compresseurs à palettes

Principe de fonctionnement

Dans un cylindre et autour d'un axe excentré tourne un rotor tangent au cylindre et pourvu de palettes radiales qui coulissent dans leur logement et sont constamment appliquées sur la paroi par la force centrifuge.

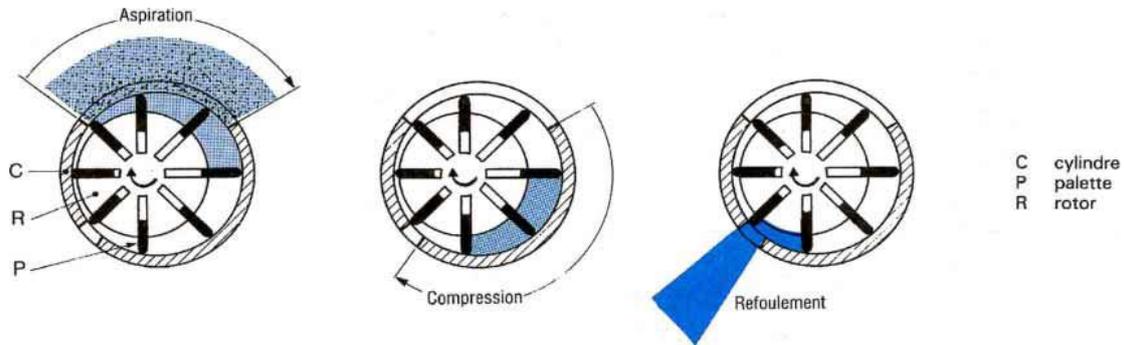


Figure I.8 Compresseur à palette - principe de fonctionnement

b- Compresseurs à lobes

Principe de fonctionnement

Compresseurs à dents ou à piston rotatifs pour les uns, à lobes pour les autres, ils utilisent un principe identique. Dans un même stator se trouvent deux rotors non lubrifiés.

Ces deux rotors, synchronisés en rotation, tournent en sens inverse et comportent chacun une ou deux dents qui vont permettre en un tour d'effectuer un ou deux cycles aspiration, compression puis refoulement, et cela en masquant ou dégageant des orifices d'aspiration et de refoulement pratiqués sur les côtés du carter

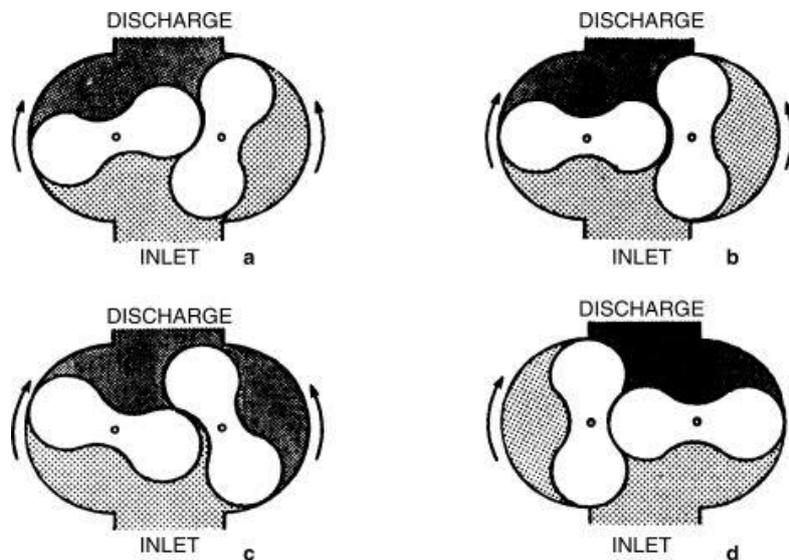


Figure I.9 Compresseur à lobes - principe de fonctionnement

c- Compresseurs à spirales

Le compresseur rotatif à spirale est composé de spirales fixes et de spirales mobiles. Il est entraîné par la poulie d'un vilebrequin. Grâce à un arbre excentrique, la spirale mobile se rapproche et s'écarte de la spirale fixe, l'air emprisonné est comprimé dans cet espace et est 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].

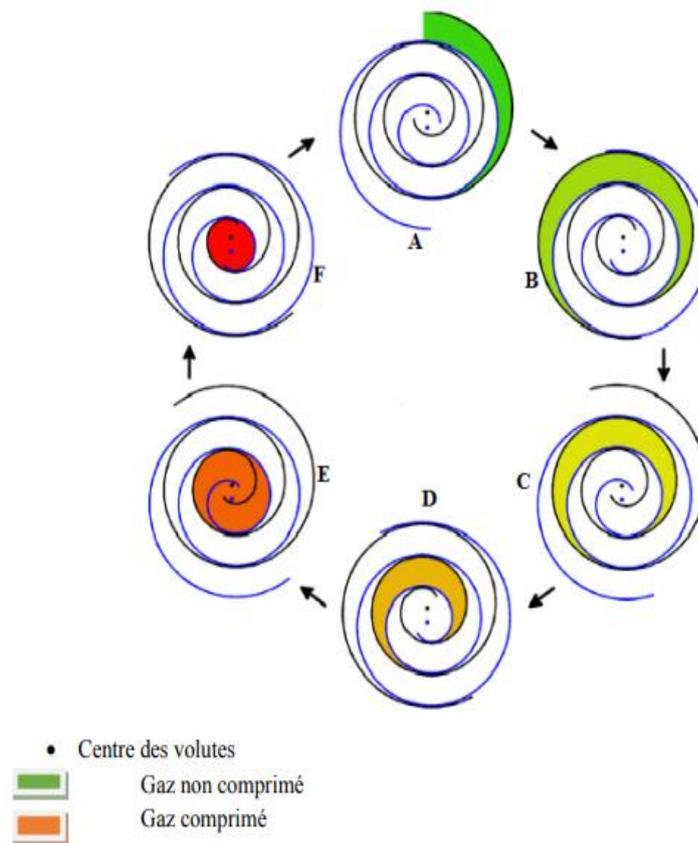


Figure I.10 Cycle des compresseurs à spirales [2]

d- Compresseur doubles vis

Principe de fonctionnement

La variation du volume occupé par l'air que l'on désire comprimer est obtenue par le déplacement relatif de deux rotors à l'intérieur d'un carter de forme appropriée.

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

Ces profils sont décalés le long de l'axe de la machine suivant une hélice à pas constante, d'où le nom d'hélico-compresseur également donné à la machine.

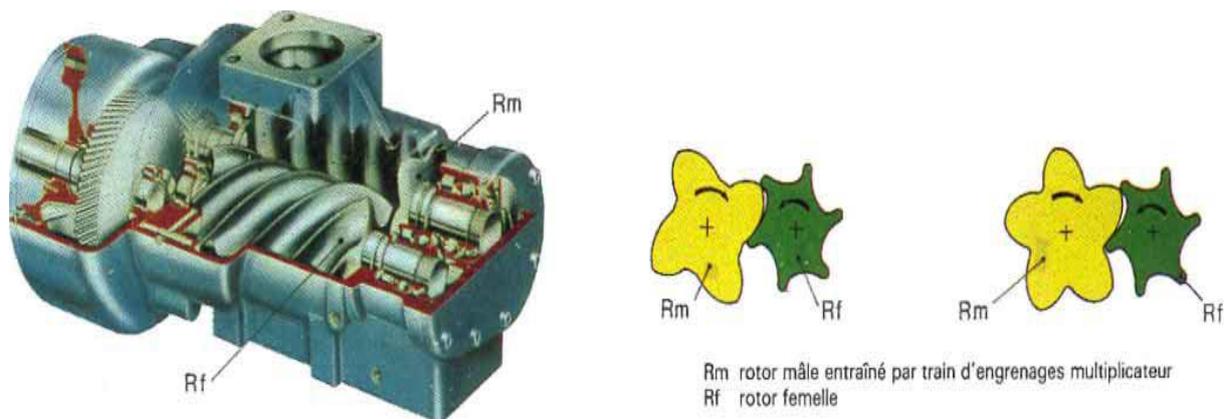


Figure I.11 Compresseur double vis SRM [5]

I.3.2.2 Critères de choix des compresseurs

Les critères de choix de compresseur dépendent des paramètres suivants :

Qualité du gaz ;

Propreté du gaz ;

Nocivité du gaz ;

Débit de gaz ;

Pression (taux de compression) [8]

I.3.2.3 Avantages et inconvénients de chaque compresseur

Tableau I.3 Avantages et inconvénients de chaque compresseur

Type de compresseur	Compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamiques	
	Alternatifs	Rotatifs	Centrifuge	Axiaux
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> -Bien adaptés aux petits débits. -Peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions. - Relativement couple à exploiter. 	<ul style="list-style-type: none"> -Peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit. -Débit régulier. -Fiabilité Satisfaisante. -Débit plus régulier que les compresseurs Alternatifs. 	<ul style="list-style-type: none"> -Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz Relativement Souple à exploiter -Excellent fiabilité 	<ul style="list-style-type: none"> -Très bon rendement. -Bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées. -Excellent fiabilité
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> -Débit pulsé -Fiabilité moyenne au niveau des soupapes -Obligation d'avoir une machine secourus 	<ul style="list-style-type: none"> -Pas appliqué aux hautes pressions (maxi 50 Bars). 	<ul style="list-style-type: none"> -Pas adapté aux faibles débits. -Pompage à faible débit rend l'exploitation délicate. -Prix élevé. 	<ul style="list-style-type: none"> -Rotors de grande taille délicate à construire et coûteux.

I.4 Traitement de l'air comprimé

La sécurité et la longévité des machines dépendent pour beaucoup de conditionnement de l'air comprimé en entrée de chacune d'elles. L'air contient toujours de la vapeur d'eau. Lorsqu'il est comprimé, il s'échauffe, il se refroidit ensuite dans le réseau de distribution, ce qui entraîne la condensation sous forme de brouillard d'une partie de la vapeur d'eau. Cette eau se mélange à l'huile

émise par le compresseur et aux poussières de rouille des tuyauteries du réseau.[4]

I.4.1 Déshuileurs

Les compresseurs lubrifiés, bien qu'équipés de séparateurs, laissent dans l'air d'huile sous formes d'aérosols et à l'état de vapeur. Il est absolument nécessaire de piéger ces quelques p.p.m. d'huile. Le déshuilage se fait par des filtres équipés de cartouches utilisant la propriété de coalescence, l'huile est évacuée par des purgeurs, si possible vers des bidons récupérateurs. Selon le degré de filtration demandé, il existe des cartouches macaroniques (1 p.p.m d'huile résiduel) et submicroniques (0.01 p.p.m) qui peuvent être installées en série.

Si nécessaire, des cartouches ou des bidons remplis de charbon actif piègent les vapeurs d'huile. Ces cartouches ne se régénèrent pas. Elles doivent être chargées dès une augmentation de leur perte de charge. Leur efficacité est meilleure lorsque la température d'air est basse.[4]

I.4.2 Refroidisseur final

A la sortie de compression, l'air est chaud (80 °C pour les vis lubrifiées, 150 °C pour les vis sèches). Aussi, aujourd'hui tous les compresseurs sont proposés complets avec un refroidisseur final qui permet de délivrer de l'air à une température supérieure de 6 à 10 °C à la température de l'air ou de l'eau ayant servi au refroidissement.

Un séparateur de condensats piège l'eau qui est évacuée par :

- des purgeurs mécanique à flotteur (en absence d'huile : cas des vis sèches) ;
- des purgeurs à détection de niveau électronique, qui permettent de ne purger qu'à bon escient et éviter des pertes d'air comprimé.[4]

I.4.3 Assèchement de l'air

La grande majorité des systèmes de compression d'air ou sont munis de sécheurs conçus pour éliminer une quantité plus ou moins importante de vapeur d'eau résiduelle. En effet, l'air comprimé est habituellement saturé de vapeur d'eau à la sortie du refroidisseur final.

On exprime le degré d'assèchement requis en précisant la température de saturation désirée (ou point de rosée) à la sortie du sécheur et à la pression du système.[4]

I.4.4 Filtration d'air comprimé

La filtration de l'air comprimé vise à extraire les contaminants suivants :

- L'eau en suspension ;
- Les gouttelettes d'huile ;
- Les vapeurs d'huile ;
- Les particules solides ;

Le degré de filtration requis pour chacun des quatre types de contaminants dépend de l'usage et de l'emplacement du filtre. Il faut tenir compte de la protection de l'appareil et considérer une qualité d'air comprimé qui satisfera uniquement les besoins réels. Il est inutile de filtrer tout l'air comprimé pour extraire toute trace de vapeurs d'huile s'il faut en traiter une partie seulement. Cependant, si l'air d'alimentation d'un sécheur n'est pas filtré afin d'en extraire l'eau en suspension et les gouttelettes d'huile, la charge du sécheur augmente, ce qui peut se traduire par une dépense d'énergie plus grande.[4]

I.5 Distribution de l'air comprimé

A la sortie de la station on trouve des éléments nécessaires à la distribution et à l'acheminement de l'air comprimé jusqu'au postes d'utilisation

I.5.1 Réservoir

On distingue deux types de réservoir d'air comprimé dans les réseaux de distribution le réservoir principal et le réservoir d'appoint. Le réservoir principal a pour fonctions :

- De réduire, dans le réseau de distribution, les pulsations de pression que peuvent engendrer la plupart des compresseurs volumétriques ;
- De permettre un délai satisfaisant entre les démarrages et les arrêts ou entre les phases de charge et de délestage des compresseurs ;
- D'absorber les demandes soudaines qui peuvent excéder la capacité des compresseurs ;
- De favoriser le dépôt de gouttelettes d'eau et d'huile entraînées à la sortie du refroidisseur final ;

Les réservoirs d'appoint installés localement permettent d'accumuler une quantité d'air suffisante pour le fonctionnement d'appareils requérant un débit important, mais de façon intermittente et soudaine. Les réservoirs sont réalisés en tôle d'aciers soudés. Ils sont cylindriques à fond bombés.[4]

I.5.2 Robinetterie, manodétendeurs, filtres-graisseurs, raccords rapides, purgeurs et compensateurs de dilatation

On choisira de préférence des vannes à passage direct (sauf pour les hautes pressions : 40 bars et plus), ou des robinets à boisseau présentant des pertes de charge minimales. Pour certaines utilisations, l'air comprimé doit être détendu.

On utilise des détendeurs à membranes clapet avec une vis de réglage et munis d'un manomètre.

Il faut parfois émulsionner de l'huile dans l'air pour éviter le grippage d'organes en mouvement : vérins, turbines, etc.

On le fait au moyen d'un graisseur par barbotage. Il existe divers types de raccords rapides :

- Raccords en C utilisés sur les chantiers de travaux publics ;
- Raccords avec soupapes de fermeture utilisés dans les ateliers et les laboratoires.

Un certain nombre de constructeurs proposent des purgeurs automatiques : Ces appareils simples comprennent une cuve avec un flotteur commandant l'évacuation de l'eau. Ils peuvent être à l'origine de nombreux incidents, fuits d'air ou, au contraire, non-évacuation de l'eau. Ils seront installés, après étude, à des emplacements facilement visitables ; on doit en effet procéder à leur vérification fréquents (au minimum une fois par mois).

Il existe bien d'autres organes accessoires, en particulier des compensateurs de dilatation, des joints souples, etc. évitant la mise en tension des tuyauteries par dilatation ou la transmission de bruits et vibrations.

I.5.3 La tuyauterie

L'air comprimé produit par la centrale doit être amené à pied d'œuvre au moyen D'un réseau de distribution judicieusement établi.

Rappelons à ce sujet, quelques principes généraux à prendre en compte lors de l'étude d'une installation :

- Concevoir un réseau évolutif capable d'extension ou de branchement nouveaux et, de ce fait, prévoir pour le réseau principal une canalisation largement dimensionnée ;
- Adopter la conduite principale en boucle fermée, qui permet d'obtenir une égalité de pression à l'utilisation ;
- Réaliser des circuits fermés par type d'atelier ou par niveau de pression ;
- Eviter d'enterrer les canalisations (difficulté de surveillance et d'entretien) ;
- Rechercher le nombre minimal de restriction brusque (raccords, T, coudes...), qui sont autant d'obstacles et de frein au débit de fluide. Elles génèrent des pertes de charges affaiblissant la pression d'utilisation ;
- Eviter la condensation (notamment le collecteur principale), en plaçant à chaque point bas un réservoir équipé d'un purgeur ;

L'air produit dans la centrale est distribué aux divers points d'utilisation par un réseau de tuyauteries.

La tuyauterie est en acier noir sans soudure (norme NF A 49-111) ou en acier galvanisé, inox ou en plastique (AB, PVC) (norme NF A 49-700), pour éviter la corrosion. Pour les installations de petit diamètre, on utilise également le cuivre (norme NF A 51-120) et, pour le raccordement des flexibles, le caoutchouc, du plastique spécial (Nylon, etc.).

La ligne principale achemine l'air produit par le compresseur et les divers équipements vers le circuit principal de distribution d'air, c'est-à-dire l'endroit où l'air sera utilisé.

Pour les systèmes importants de production d'air comprimé qui desservent plusieurs sites de travail ou plusieurs secteurs, la ligne principale doit être conçue pour que chaque unité puisse être mise hors service sans perturber le reste du système.[4]

I.6 Conclusion

Ce chapitre est une présentation générale de l'air comprimé et ensemble de généralités et définitions des différents types de compresseurs et les composants de l'installation de production d'air comprimé.

Evaluation des besoins en air

II.1 Introduction

Les outils pneumatiques et les systèmes à air comprimé sont utilisés dans tous les secteurs industriels, notamment dans le domaine agroalimentaire.

La consommation de l'air comprimé varie d'un secteur à un autre suivant l'activité et les besoins des procès.

Chaque compresseur comprend un certain nombre d'éléments différents selon l'application.

Dans ce chapitre on va exposer le fonctionnement et les différents éléments constituant le compresseur à double vis lubrifié

II.2 Structure de système

Le système est composé de cinq service ou ateliers qui sont alimentés à partir d'une salle de compression via un réseau de distribution de l'air comprimé, schématisé par la Figure II.1

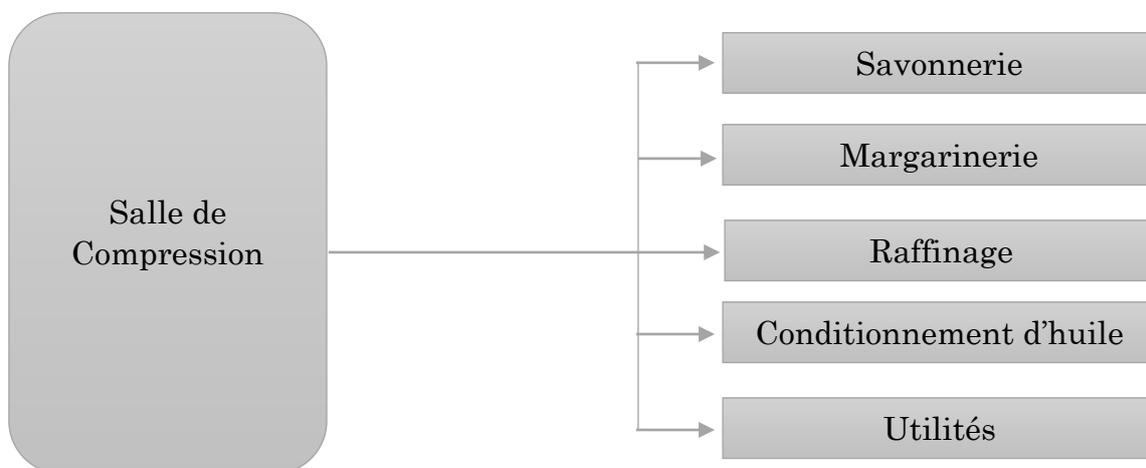


Figure II.1 Schéma de l'installation

II.2.1 Les services

Le (tableau II.1) récapitule la mise en service des ateliers et leurs consommations respectives pendant une période de 24h qui constitue un cycle.

Tableau II.1 mise en œuvre et la consommation en air comprimé pour chaque service

Service	Mise en œuvre	Consommation en [m ³ /h]
Savonnerie	Continu	220
Margarinerie	Continu	54
Raffinage	Continu	35
CDH	Continu	45
Utilité	Continu	42

II.2.2 La salle de compression

La salle de compression ou générateur d'air comprimé dispose de 3 compresseurs reliaer en parallèle dont 2 mises en marche et le 3eme Standby (tableau II.2).

Tableau II.2 Pression de service des compresseurs

Nombre de compresseurs	Type de compresseur	Plage de pression [bar]
1	GA 110	[6.2 – 7.1]
1	GA 110 FF	[6.2 – 7]
1	GA 132 W	[6.2 – 7]

II.3 Structure des compresseurs GA

Les compresseurs dont dispose l'entreprise ont la même structure et chaque compresseur comprend (**Figure II.1**) [9] :

Un bloc compresseur (les vis) (5)

Un Séparateur d'huile (8)

Filtre d'entrée d'air (9)

Purgeur a niveau d'huile (6)

Un système de refroidissement (4)

- Un sécheur d'air comprend un circuit réfrigérant (7)
- Un moteur d'entraînement (3)
- Un système de commande (10)
- Filtre d'air intégrér (2)
- Ventilateur (1)



Figure II.2 Compresseur Série GA

II.3.1 Description du bloc compresseur

Les compresseurs à vis birotors sont des machines volumétriques, 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 (**Figure II.2**) 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.

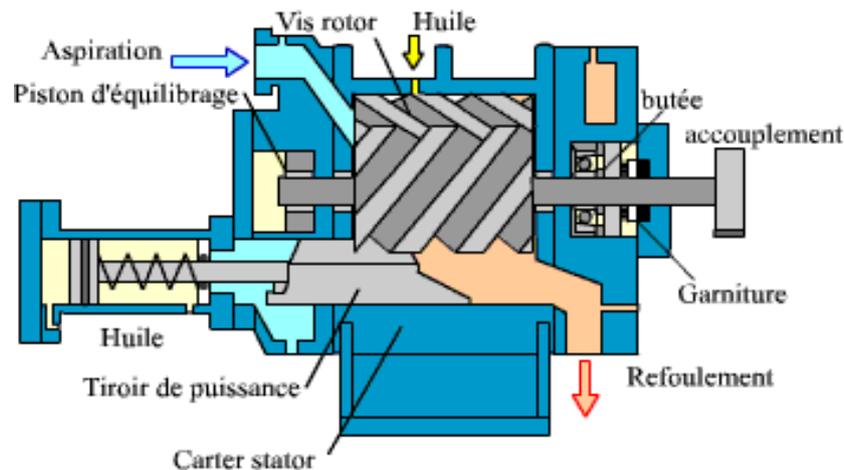


Figure II.3 Bloc compresseur

II.4 Principe de fonctionnement

La rotation des deux rotors emprisonne à l'intérieur du carter un volume d'air qui est transporté d'un bout à l'autre des vis ; on trouve donc l'orifice d'aspiration au bout des rotors et l'orifice de refoulement à l'autre bout. Ce volume d'air qui est transporté de façon continue, subit une diminution de volume, donc une augmentation de pression.

Pour assurer l'étanchéité et le refroidissement dans le bloc compresseur de l'huile et injectée. Elle se mélange à l'air, lubrifie les rotors et assure l'étanchéité entre les points du rotor et le carter. L'huile absorbe également partiellement la chaleur produit par la compression. [10]

Le cycle de fonctionnement est constitué en trois transformations qui sont (figure II.3).

- **Aspiration**

Du fait de la rotation des rotors, l'air est aspiré à travers l'orifice d'admission et remplit les espaces interlobaires. Ces espaces augmentent au fur et à mesure de la rotation jusqu'à leur développement complet.

En fin de remplissage des espaces interlobaires, l'admission est fermée et la phase d'aspiration se termine avec une quantité d'air renfermée dans le compresseur.

- **Compression**

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

- **Refoulement**

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

Après refoulement, le mélange air/huile passe dans un séparateur qui recueille l'huile. Cette huile est refroidie, filtrée puis pompé pour être à nouveau injectée dans l'orifice d'admission d'air. L'huile travaille donc en circuit fermé. [11]

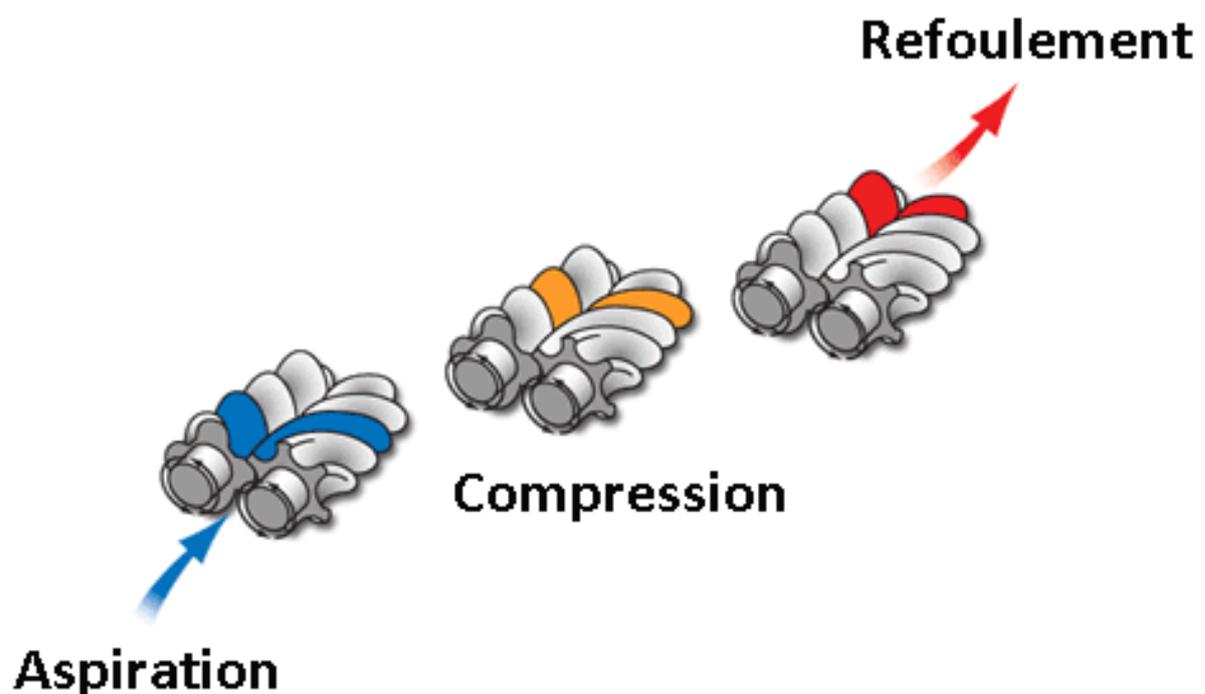


Figure II.4 Schéma d'un compresseur à doublevis

II.4.1 Circuit d'air et d'huile

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

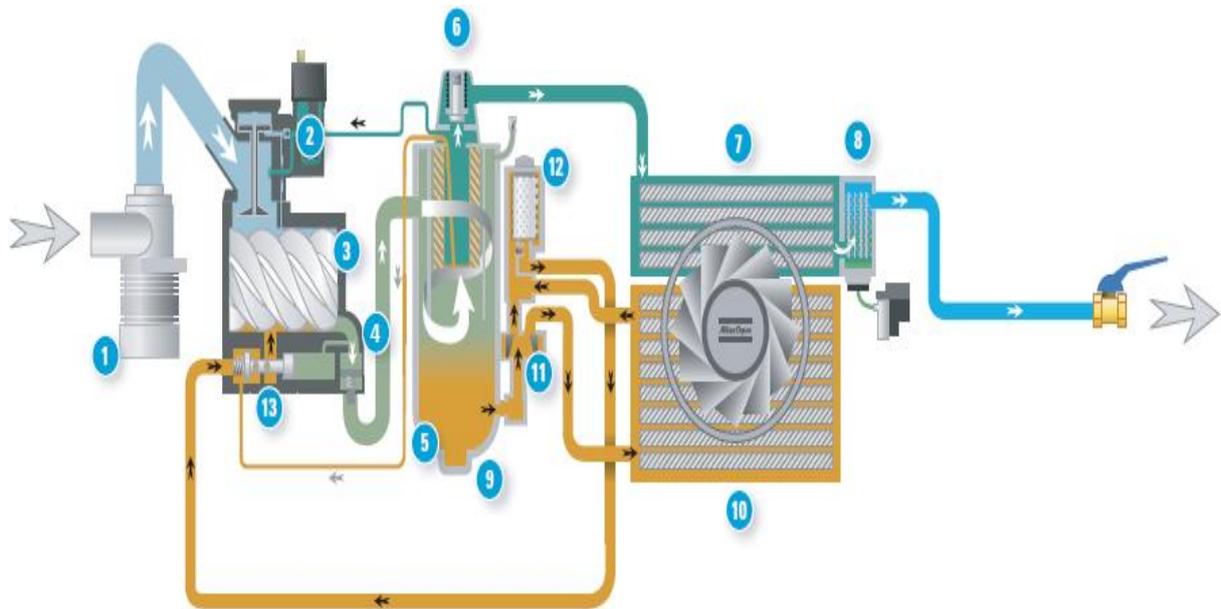


Figure II.5 Circuit Air/Huile dans le compresseur

II.4.1.1 Circuit d'air

L'élément compresseur (3) comprime l'air aspiré via le filtre d'air (1) et la vanne d'entrée (2) ouverte. L'air comprimé et l'huile pénètrent dans le réservoir d'air/séparateur d'huile (5) via le clapet anti-retour (13). L'air est refoulé à travers la vanne de sortie via la soupape (6) et le refroidisseur d'air (7). Ce dernier comprend un séparateur d'eau (8). Le clapet anti-retour (13) empêche le retour d'air comprimé si le compresseur est arrêté.

II.4.1.2 Circuit d'huile

Dans le séparateur d'huile (5), 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 (9). L'huile se rassemble dans la partie inférieure du séparateur d'huile (5) qui sert de réservoir d'huile. Le circuit d'huile est pourvu d'une vanne de dérivation thermostatique (11), si la température de l'huile est inférieure au point de consigne, celle-ci coupe l'alimentation du refroidisseur d'huile (10). A partir du séparateur d'huile (5), l'air sous pression véhicule l'huile à travers le filtre d'huile (12) et le clapet d'arrêt d'huile (13) pour atteindre l'élément compresseur (3) et ses points de lubrification.

II.4.2 Système de refroidissement

II.4.2.1 Description

Le système comprend un refroidisseur d'air (Ca) et un refroidisseur d'huile (Co) (GA 110 – GA 110FF ont deux refroidisseurs d'huile).

Sur GA, les refroidisseurs sont refroidis par les ventilateurs (FN2 / 3) (GA 110 et – GA 110FF sont équipés d'un ventilateur). GA sont fournis avec un Système d'eau de refroidissement

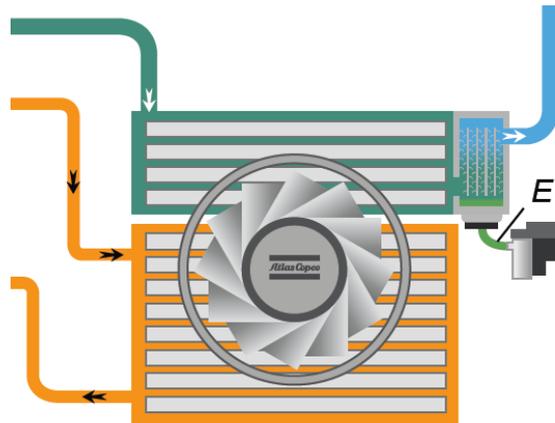


Figure II.6 Système de refroidissement [9]

II.4.3 Sécheur d'air

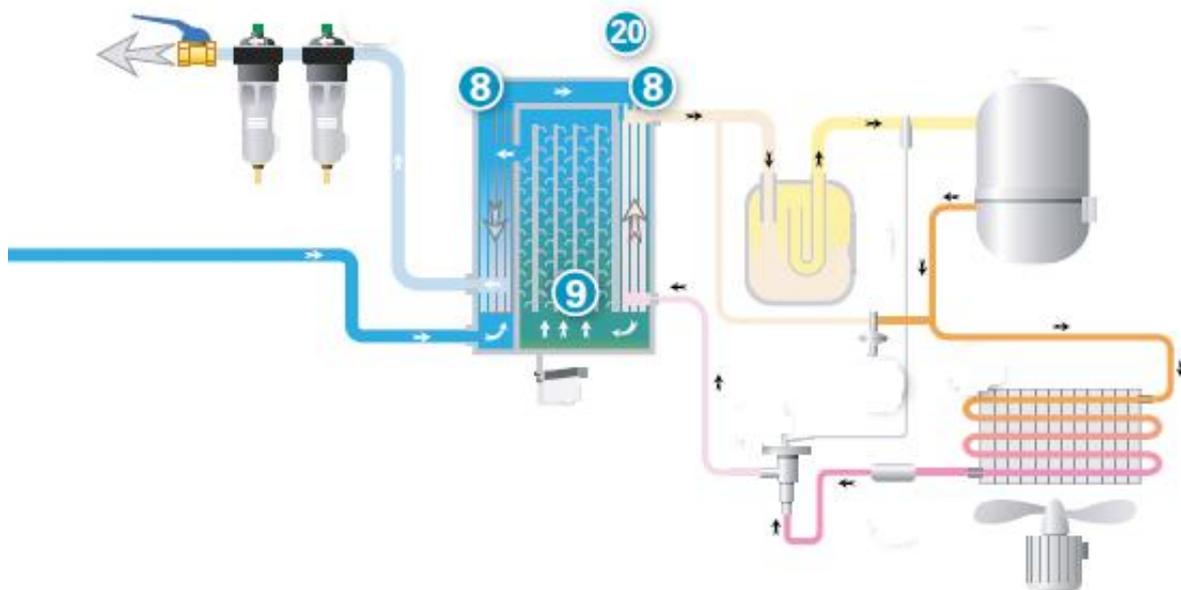


Figure II.7 Schéma d'écoulement dans le sécheur d'air [9]

II.4.3.1 Circuit d'air comprimé dans le sécheur

L'air comprimé pénètre dans un échangeur de chaleur (air/air) (8) (Figure II.6) et est refroidit par l'air de sortie sec et froid. L'eau contenue dans l'air d'entrée commence à se condenser. L'air s'écoule ensuite dans l'échangeur de chaleur/évaporateur (20) ou le réfrigérant s'évapore, refroidissant d'avantage d'air jusqu'à une température proche de la température d'évaporation du réfrigérant. Dans l'air de condensation des vapeurs d'eau s'amplifie.

L'air froid passe ensuite à travers le séparateur d'eau (9), ou tous les condensats sont séparés de l'air. Les condensats sont automatiquement purgés via la sortie. L'air froid et sec passe à travers l'échangeur de chaleur (8) air/air ou il est chauffé par l'air d'entrée

II.4.4 Moteur d'entraînement

Les moteurs électriques constituent le moyen le plus courant d'entraînement des compresseurs. En tant que moteurs d'entraînement, ils doivent délivrer une puissance suffisante pour démarrer le compresseur, l'accélérer jusqu'à sa pleine vitesse, et assurer son fonctionnement dans les diverses conditions prévues. La plupart des compresseurs d'air utilisent des moteurs électriques triphasés à induction classiques [12].

II.5 Le système de régulation

II.5.1 Régulation des compresseurs

La régulation de tout compresseur consiste à faire varier le débit volumique aux conditions d'aspiration en fonction de la demande du système.

Dans les systèmes d'air comprimé, la régulation assure le maintien de la pression du système à l'intérieur d'une plaque donnée. Lorsque le système comprend plusieurs compresseurs, la commande doit considérer le fonctionnement de l'ensemble en fonction des variables de contrôle et de la fonction de chaque appareil à l'intérieur du système.[11]

II.5.1.1 Système de régulation des compresseurs de type GA

Les compresseurs de type GA fonctionnent grâce à un principe de régulation « tout ou rien ». avec une plage de pression réglable de 0.1 à 1.5 bars. L'entrée d'air est régulée en ouverture complète (capacité à 100%) ou en fermeture complète (capacité de 0%) pour un rendement optimal et un fonctionnement économique

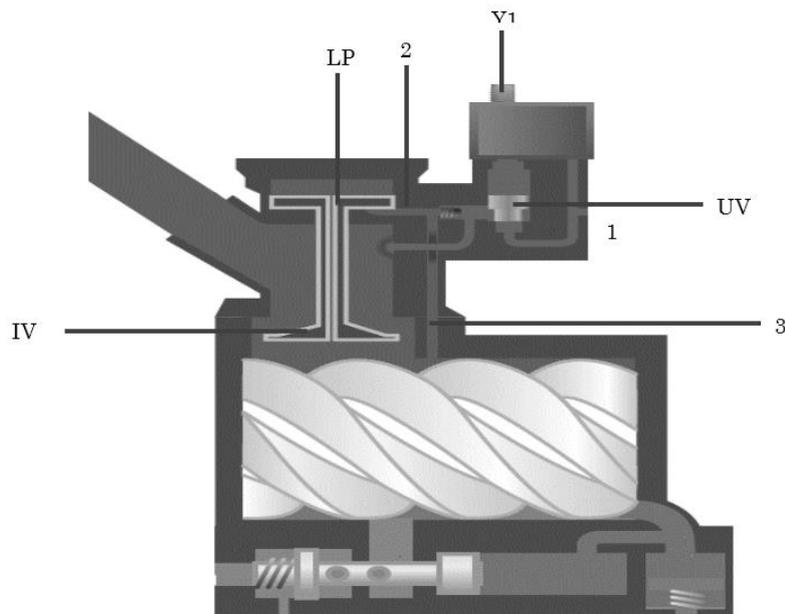


Figure II.8 Système de régulation [14]

a. La charge

Si la consommation d'air est inférieure au débit d'air du compresseur, la pression du réseau augmente. Lorsque la pression du réseau atteint la pression de décharge, l'électrovalve (Y1) est désactivée. Le plongeur de la valve se rétracte : L'électrovalve (Y1) désactive la soupape de décharge/valve de décompression (UV).

La soupape de décharge / valve de décompression (UV) relie la pression du réservoir d'air (1) à la chambre (2) et à l'ouverture de décompression (3).

La pression de la chambre (2) entraîne le soulèvement du plongeur de charge (LP).

La pression se stabilise à une valeur basse. Un apport minime d'air est aspiré en continu et refoulé vers le déchargeur.[11]

b. La décharge

Si la pression du réseau baisse pour atteindre la pression de charge, l'électrovalve (Y1) est activée. Le plongeur de l'électrovalve (Y1) monte :

L'électrovalve (Y1) contrôle la soupape de décharge/valve de décompression (UV). La soupape de décharge/valve de décompression (UV) ferme l'ouverture de décompression d'air (3) et l'arrête l'apport vers la chambre (2). Cela entraîne la descente du plongeur de charge (LP) et l'ouverture complète de la vanne d'entrée (IV).[11]

Le refoulement d'air reprend (100%) ; le compresseur marche en charge.

II.5.2 Système de contrôle

Les compresseurs sont dotés d'un système de contrôle et de régulation **Elektronikon** (figure II.9) qui assure les fonctions suivantes :

- Contrôle du compresseur
- Protection du compresseur



Figure II.9 Système de contrôle [14]

II.5.2.1 Contrôle automatique du fonctionnement du compresseur

le régulateur maintient la pression du réseau entre les limites programmables en chargeant et déchargeant automatiquement le compresseur. Un certain nombre de réglages programmables, par exemples les pressions de décharge et de charge, le temps d'arrêt minimum et le nombre maximum de démarrages du moteur, sont pris en compte.

Le régulateur arrête le compresseur à tout moment opportun pour réduire la consommation d'énergie et le redémarre automatiquement quand la pression du réseau d'air diminue. Si la période de décharge prévue est trop courte, le compresseur est maintenu en marche afin d'éviter de trop courte période d'arrêt.

II.5.2.2 Protection du compresseur

a. Arrêt

Si la température à la sortie des éléments du compresseur dépasse le niveau d'arrêt programmé, le compresseur doit être arrêté. Ceci sera indiqué sur l'affichage et La LED d'alarme générale clignote.

Le compresseur sera également Arrêté en cas de surcharge du moteur d'entraînement et sur GA aussi En cas de surcharge du moteur du ventilateur Remédiez au problème et réinitialisez le message à l'écran avant le Redémarrage.

b. Avertissement de coupure

Avant le niveau d'arrêt de la sortie de l'élément compresseur La température est atteinte, un message apparaîtra à l'écran et la LED d'alarme générale s'allume, pour avertir l'Opérateur que le niveau d'avertissement d'arrêt est dépassé. Le niveau d'avertissement d'arrêt est un réglage programmable sous le Niveau d'arrêt. [9]

II.5.3 Panneau de commande

Tableau II.3 Panneau de commande [14]

Ref	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, a 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.

II.6 Conclusion

Ce chapitre est une présentation des différentes ateliers et leur consommation en 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.

Evaluation des besoins en air comprimé

III.1 Introduction

Notre étude au niveau de l'entreprise COGB « LABELLE » est précisément basé sur une centrale de production d'air comprimé qui alimente des différentes services à une pression de 6.2 bars à travers des canalisations.

Notre étude sera accès essentiellement sur les pertes de charge aux niveaux de ces canalisation et les défèrent composant de la centrale.

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 déplace, par unité de temps :

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

La relation entre le débit massique et le débit volumique

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

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

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

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

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

P : La pression du gaz en [Pa]

r : constante du gaz ($r = 287.1 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]}$)

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

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

Ce débit massique Q_m s'exprime en débit volumique Q_{v0} aux conditions de pression P_0 et de température T_0 de l'air

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

Comme y a une conservation de débit massique,

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

Le débit volumique s'exprime comme suit :

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

Avec r qu'égal à constante

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

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

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} : Écart de régulation

III.3 Calcul des pertes de charge

La pression d'un fluide réel diminue tout au long d'une canalisation dans laquelle il s'écoule à cause du frottement lié à sa viscosité, ce frottement provoque une perte de pression dite Perte de charge linéaire [13].

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

Les expériences réalisées par Reynolds (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 régimes d'écoulement : laminaire, transitoire et turbulent.

Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds (Re) et donné par :

$$Re = \frac{\rho.V.D}{\mu} = \frac{V.D}{\nu} \tag{IV.11}$$

ρ : Masse volumique de fluide (kg/m^3)

V : Vitesse moyenne ($m.s^{-1}$)

D : Diamètre de la conduite (m)

μ : Viscosité dynamique du fluide ($kg.m^{-1}s^{-1}$)

ν : Viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$)

$$\mu = 1,458 \cdot 10^{-6} \frac{T^{\frac{3}{2}}}{110.4+T} \tag{IV.12}$$

Loi valable pour l'air : $100 < T < 2000K$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \tag{IV.13}$$

$$\rho = \frac{P}{rT} \tag{IV.14}$$

L'expérience montre que :

Tableau III.1 Régimes d'écoulement

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

III.3.2 Pertes de charge linéaires

Ce genre de perte est cause par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides ; il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par une longueur (L), dans un tuyau de diamètre (D) apparait une perte de pression.

ΔP exprimée sous la forme suivante [15] :

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

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

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

r : Constante du gaz

T : Température du fluide

III.3.2.1 Détermination du coefficient de frottement (λ)

a. Cas écoulement laminaire $Re < 2000$

Dans ce cas on a le coefficient λ en fonction de 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 : $Re > 3000$

Ces phénomènes 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 détermination.

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds 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 d'en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité ϵ de la canalisation

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

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.

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 [12] :

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

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

Pour : $Re > 10^5$

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

Relation qui peut être approchée par :

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

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 : [13]

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

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

V : vitesse de l'écoulement [m/s]

ξ : est appelé coefficient de perte de charge singulière (sans dimension). La détermination de ce coefficient se fait comme suit :

Cas des coudes

$$\xi = K_{\Delta} K_{Re} \xi_m + \xi_f \tag{III.25}$$

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

$$\xi_m = A_1 B_1 C_1 \tag{III.26}$$

$$\xi_f = 0.0175 \lambda \frac{R_0}{D_0} \delta^0 \tag{III.27}$$

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 $\frac{R_0}{D_0}$

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

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

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

$$\delta < 70^\circ \qquad A_1 = 0.9 \sin \delta$$

$$\delta > 100^\circ \qquad A_1 = 0.7 + 0.35 \frac{\delta}{90}$$

La grandeur B_1 peut être calculée d'après les formules approximatives suivantes :
Pour

$$\frac{R_0}{D_0} < 1 \quad B_1 = \frac{0.21}{\left(\frac{R_0}{D_0}\right)^{2.5}}$$

$$\frac{R_0}{D_0} > 1 \quad B_1 = \frac{0.21}{\sqrt{\left(\frac{R_0}{D_0}\right)}}$$

Les grandeurs $K_\Delta, K_{Re}, A_1, B_1, C_1$ sont déterminées d'après les tableaux annexes (2) en tenant compte des valeurs suivantes

Re : Nombre de Reynolds

V : Vitesse d'écoulement

ν : Viscosité cinématique

μ : Viscosité dynamique

δ : Angle du coude

R_0 : Rayon de courbure de coude

D_0 : Diamètre du coude.

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

r_i : Rugosité.

r' : Rugosité relative

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

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

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

Posant : $\Delta H = Z_1 - Z_2$

$$P_2 = e^{\left(-\frac{g}{rT} \times \Delta H\right)} P_1 \quad (\text{III.30})$$

D'où

$$\Delta P_H = P_1 - P_2 \quad (\text{III.31})$$

III.4 Application

III.4.1 Calcul des débits d'air comprimé

On prend :

Le gaz étant de l'air on a alors : $r = 287.1 \text{ J/kg.K}$

$P_0 = 1 \text{ bar}$; $T_0 = 293.15 \text{ K}$

Les températures et les pressions d'entrées de chaque compresseur sont déterminées d'après le tableaux **annexe (1)**

III.4.1.1 Calcul du débit volumique aspiré par chaque compresseur

On utilise la relation (III.9)

➤ Compresseur GA110

Le débit volumique aux conditions de référence est : $Q_{v0} = 1248 \text{ m}^3/\text{h}$

On a : $T_{asp} = 300.15 \text{ K}$, $P_{asp} = 1.01325 \text{ bar}$

On remplace dans l'équation (III.9) on obtient :

$$Q_{asp} = 1248 \frac{1 \cdot 10^5}{293.15} \frac{300.15}{1,01325 \cdot 10^5} \Rightarrow Q_{v \text{ asp}} = 1261.1091 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **Compresseur GA110 FF**

Le débit volumique aux conditions de référence est : $Q_{v0} = 1180 \text{ m}^3/h$

On a : $T_{asp} = 300.15 \text{ K}$, $P_{asp} = 1.01325 \text{ bar}$

On remplace dans l'équation (III.9) on obtient :

$$Q_{asp} = 1180 \frac{1 \cdot 10^5}{293.15} \frac{300.15}{1,01325 \cdot 10^5} \Rightarrow Q_{v \text{ asp}} = 1192.37 \text{ m}^3/h$$

➤ **Compresseur GA132 W**

Le débit volumique aux conditions de référence est : $Q_{v0} = 1374 \text{ m}^3/h$

On a : $T_{asp} = 300.15 \text{ K}$, $P_{asp} = 1.01325 \text{ bar}$

En remplace dans l'équation (III.9) on obtient :

$$Q_{asp} = 1374 \frac{1 \cdot 10^5}{293.15} \frac{300.15}{1,01325 \cdot 10^5} \Rightarrow Q_{v \text{ asp}} = 1388.412 \text{ m}^3/h$$

III.4.1.2 Calcul du débit volumique refoule par chaque compresseur

On utilise la relation (III.9)

➤ **Compresseur GA110**

Le débit volumique aux conditions d'aspiration est : $Q_{v0} = 1248 \text{ m}^3/h$

On a : $T_{ref} = 363.15 \text{ K}$, $P_{ref} = 7 \text{ bar}$

On remplace dans l'équation (III.9) on obtient :

$$Q_{v \text{ ref}} = 1248 \frac{1 \cdot 10^5}{293.15} \frac{363.15}{7 \cdot 10^5} \Rightarrow Q_{v \text{ ref}} = 220.857 \text{ m}^3/h$$

➤ **Compresseur GA110 FF**

Le débit volumique aux conditions d'aspiration est : $Q_{v0} = 1180 \text{ m}^3/\text{h}$

On a: $T_{ref} = 368.15 \text{ K}$, $P_{ref} = 7.1 \text{ bar}$

On remplace dans l'équation (IV.9) on obtient :

$$Q_{ref} = 1180 \frac{1 \cdot 10^5}{293.15} \frac{368.15}{7,1 \cdot 10^5} \Rightarrow Q_{ref} = 208.72 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **Compresseur GA132 W**

Le débit volumique aux conditions d'aspiration : $Q_{v0} = 1374 \text{ m}^3/\text{h}$

On a: $T_{ref} = 360.15 \text{ K}$, $P_{ref} = 7 \text{ bar}$

On remplace dans l'équation (III.9) on obtient :

$$Q_{ref} = 1374 \frac{1 \cdot 10^5}{293.15} \frac{360.15}{7 \cdot 10^5} \Rightarrow Q_{ref} = 241.147 \text{ m}^3/\text{h}$$

III.4.1.3 Calcul du débit massique de chaque compresseur

On utilise la relation (III.7)

➤ **Compresseur GA110**

Le débit volumique aux conditions de référence est : $Q_{v0} = 1248 \text{ m}^3/\text{h}$

On remplace dans l'équation (IV.7) on obtient :

$$Q_m = 1248 \frac{10^5}{287.1 \cdot 293.15} \Rightarrow Q_m = 1482.83 \text{ kg/h}$$

➤ **Compresseur GA110 FF**

Le débit volumique aux conditions de référence est : $Q_{v0} = 1180 \text{ m}^3/\text{h}$

On remplace dans l'équation (III.7) on obtient :

$$Q_m = 1180 \frac{10^5}{287.1 \cdot 293.15} \Rightarrow Q_m = 1402.035 \text{ kg/h}$$

➤ **Compresseur GA132 W**

Le débit volumique aux conditions de référence : $Q_{v0} = 1374 \text{ m}^3/\text{h}$

On remplace dans l'équation (IV.7) on obtient :

$$Q_m = 1374 \frac{10^5}{287.1 \cdot 293.15} \Rightarrow Q_m = 1632.54 \text{ kg/h}$$

Les résultats de calculs sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau III.2 Débits volumiques et massiques de chaque compresseur

	Les Compresseurs		
	GA 110	GA 110 FF	GA 132 W
Débit volumique aspiré [m ³ /h] (P ₁ , T ₁)	1261.109	1192.37	1388.412
Débit volumique refoulé [m ³ /h] (P ₁ , T ₁)	220.857	208.72	241.147
Débit massique [kg/h]	1482.83	1402.035	1632.54

Les débits volumiques consommés par les cinq services sont résumés dans le tableau (III.1)

D'après les résultats obtenus à partir des calculs des débits volumiques refoulés par les deux compresseurs qui sont en marche et les débits volumiques consommés par les cinq services, tableau (II.1) on constate :

Le débit global refoulé est supérieur au débit consommé par les cinq services.

$$Q_{v \text{ ref}}(\text{Total}) > Q_{v \text{ ser}}(\text{Total})$$

$$Q_{v \text{ ref}} = 429.577 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{et} \quad Q_{v \text{ ser}} = 402 \text{ m}^3/\text{h}$$

On conclut que les deux compresseurs peuvent assurer le débit nécessaire pour le fonctionnement des cinq services

III.4.2 Calcul des pertes de charges dans l'installation

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

$$T = 305.15 \text{ K}; \quad P = 6.2 \text{ bar}; \quad r = 287.1 \text{ J/kg.K}$$

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

III.4.2.1 Pertes de charge dans le réseau de la savonnerie

a. Pertes de charge linéaires ΔP_l

Pour cette ligne on a : $L = 250 \text{ m}; \quad D = 80 \text{ mm}; \quad Q_v = 220 \text{ m}^3/\text{h}$

- D'après les relations (III.12) : $\mu = 1.89364 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$
- D'après les relations (III.14) : $\rho = 7.8213 \text{ kg/m}^3$
- D'après les relations (III.13) : $v = 2.4088 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- D'après les relations (III.16) : $V = 12.164 \text{ m/s}$
- D'après les relations (III.11) : $R_e = 4.03983 \cdot 10^5$

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

On a : $R_e > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0.01369$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_l(sav) = 0.238 \text{ bar}$

b. Pertes de charge singulières ΔP_s

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

Pour :

$$R_0 = 114 \text{ mm}; \quad D_0 = 88.9 \text{ mm}; \quad \frac{R_0}{D_0} = 1.28234 > 1 \Rightarrow B_1 = 0.18545$$

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

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

On a : $R_e = 4.03983 \cdot 10^5$; $\lambda = 0.01369$

Avec :

$$\Delta' = \frac{\Delta}{D_0} = 0.16875$$

D'après les tableaux **Annexe 2** :

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

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

$$\xi_m = 0.18545$$

$$\xi_f = 0.02765$$

$$\xi = 0.39855$$

D'où d'après la relation (IV.24) : $\Delta P_s(sav) = 5.077 \cdot 10^{-5} \text{ bar}$

Nombre de coudes : 15 $\Rightarrow \Delta P_s(sav) = 7.6155 \cdot 10^{-4} \text{ bar}$

III.4.2.2 Pertes de charge dans le réseau de la Margarinerie

a. Pertes de charge linéaires ΔP_l

Pour cette ligne on a : $L = 180 \text{ m}$; $D = 50 \text{ mm}$; $Q_v = 54 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ D'après les relations (III.16) : $V = 7.643 \text{ m/s}$

➤ D'après les relations (III.11) : $R_e = 1.58646 \cdot 10^5$

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

On a : $R_e > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0.016385$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_l(mar) = 0.0129174 \text{ bar}$

b. Pertes de charge singulières ΔP_s

Pour :

$$R_0 = 76 \text{ mm} ; D_0 = 60.3 \text{ mm} ; \frac{R_0}{D_0} = 1.2604 > 1 \Rightarrow B_1 = 0.18705$$

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

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

On a : $R_e = 1.58646 \cdot 10^5$; $\lambda = 0.016385$

Avec :

$$r' = \frac{r_i}{D_0} = 0.25$$

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 :

$$\xi_m = 0.18705$$

$$\xi_f = 0.032526$$

$$\xi = 0.406626$$

D'où d'après la relation (IV.24) : $\Delta P_s(mar) = 2.69 \cdot 10^{-6} \text{ bar}$

Nombre de coudes : 13 $\Rightarrow \Delta P_s(mar) = 3.4961 \cdot 10^{-5} \text{ bar}$

III.4.2.3 Pertes de charge dans le réseau de la Raffinage

a. Pertes de charge linéaires ΔP_l

Pour cette ligne on a : $L = 150 \text{ m}$; $D = 50 \text{ mm}$; $Q_v = 45 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ D'après les relations (III.16) : $V = 6.3694 \text{ m/s}$

➤ D'après les relations (III.11) : $Re = 1.3221 \cdot 10^5$

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

On a : $Re > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0.01699$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_l(raf) = 0.08132 \text{ bar}$

b. Pertes de charge singulières ΔP_s

Pour :

$$R_0 = 76 \text{ mm} ; D_0 = 60.3 \text{ mm} ; \frac{R_0}{D_0} = 1.2604 > 1 \Rightarrow B_1 = 0.18705$$

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

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

On a : $Re = 1.3221 \cdot 10^5$; $\lambda = 0.01699$

Avec :

$$\Delta' = \frac{\Delta}{D_0} = 0.25$$

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 :

$$\xi_m = 0.18705$$

$$\xi_f = 0.03374$$

$$\xi = 0.40784$$

D'où d'après la relation (IV.24) : $\Delta P_s(raf) = 4.1458 \cdot 10^{-6} \text{ bar}$

Nombre de coudes : 10 $\Rightarrow \Delta P_s(mar) = 4.1458 \cdot 10^{-5} \text{ bar}$

III.4.2.4 Pertes de charge dans le réseau de conditionnement d'huile

a. Pertes de charge linéaires ΔP_l

Pour cette ligne on a : $L = 50 \text{ m}$; $D = 50 \text{ mm}$; $Q_v = 45 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ D'après les relations (III.16) : $V = 6.3694 \text{ m/s}$

➤ D'après les relations (III.11) : $Re = 1.322103 \cdot 10^5$

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

On a : $Re > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0.01699$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_l(CDH) = 3.05 \cdot 10^{-6} \text{ bar}$

b. Pertes de charge singulières ΔP_s

Pour :

$$R_0 = 76 \text{ mm} ; D_0 = 60.3 \text{ mm} ; \frac{R_0}{D_0} = 1.2604 > 1 \Rightarrow B_1 = 0.18705$$

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

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

On a : $Re = 1.322103 \cdot 10^5$; $\lambda = 0.01699$

Avec :

$$\Delta' = \frac{\Delta}{D_0} = 0.25$$

D'après les tableaux **Annexe 2** :

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

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

$$\xi_m = 0.18705$$

$$\xi_f = 0.03374$$

$$\xi = 0.3986$$

D'où d'après la relation (III.24) : $\Delta P_s(CDH) = 1.2152 \cdot 10^{-6} \text{ bar}$

Nombre de coudes : 4 $\Rightarrow \Delta P_s(mar) = 4.861 \cdot 10^{-6} \text{ bar}$

III.4.2.5 Pertes de charge dans le réseau d'Utilités

a. Pertes de charge linéaires ΔP_l

Pour cette ligne on a : $L = 180 \text{ m}$; $D = 50 \text{ mm}$; $Q_v = 42 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ D'après les relations (III.16) : $V = 5.9448 \text{ m/s}$

➤ D'après les relations (III.11) : $R_e = 1.233968 \cdot 10^5$

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

On a : $R_e > 10^5$ d'après la relation (III.22) : $\lambda = 0.017241$

D'après la relation (III.17) : $\Delta P_l(ut) = 0.08622 \text{ bar}$

b. Pertes de charge singulières ΔP_s

Pour :

$$R_0 = 76 \text{ mm} ; D_0 = 60.3 \text{ mm} ; \frac{R_0}{D_0} = 1.2604 > 1 \Rightarrow B_1 = 0.18705$$

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

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

On a : $R_e = 1.233968 \cdot 10^5$; $\lambda = 0.017241$

Avec :

$$r' = \frac{\Delta}{D_0} = 0.25$$

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 :

$$\xi_m = 0.18705$$

$$\xi_f = 0.0342256$$

$$\xi = 0.4083256$$

D'où d'après la relation (III.24) : $\Delta P_s(ut) = 4.400671 \cdot 10^{-6} \text{ bar}$

Nombre de coudes : 12 $\Rightarrow \Delta P_s(mar) = 5.281 \cdot 10^{-5}$

Les résultats des calculs des pertes de charge dans les réseaux sont présentés dans le tableau ci-dessous :

Tableau III.3 Pertes de charge dans l'installation

Ligne	D(mm)	L(mm)	N° coudes	R_e	ΔP_l	ΔP_s
Savonnerie	80	250	15	$4.03983 \cdot 10^5$	0.238	$7.611 \cdot 10^{-4}$
Margarinerie	50	180	13	$1.58646 \cdot 10^5$	0.0129174	$3.4961 \cdot 10^{-5}$
Raffinage	50	150	10	$1.3221 \cdot 10^5$	0.08132	$4.1458 \cdot 10^{-5}$
CDH	50	50	4	$1.3221 \cdot 10^5$	$3.05 \cdot 10^{-6}$	$4.861 \cdot 10^{-6}$
Utilités	50	180	12	$1.233968 \cdot 10^5$	0.08622	$5.281 \cdot 10^{-5}$
Total					0.41846045	$9.38939 \cdot 10^{-5}$

III.4.2.6 Pertes de charge dans les sècheurs et les filtres

- **Sécheur**

D'après les tableaux (Annexe)

Température d'entrée d'air comprimé : 32°C

Sécheur utilisé : ATLAS COPCO FD 285

Perte de charge dans le filtre :

$$\Delta P_{\text{Sécheur}} = 0.2 \text{ bar}$$

- **Filtre**

D'après les tableaux (Annexe)

Température d'entrée d'air comprimé : 32°C

Filtres utilisés : ATLAS COPCO DD+ SERIES

Perte de charge dans le filtre :

$$\Delta P_{Filtre} = 0.17 \text{ bar}$$

III.4.2.7 Calcul de la différence de pression due à la hauteur

Pour :

$$g = 9.81 \text{ m}^2/\text{s}; r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}; T = 305.15 \text{ K}; P = 6.2 \text{ bar}; \Delta H = 5.$$

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

$$P_2 = 6.19653 \text{ bar}$$

$$\Delta P_H = 3.4703 \cdot 10^{-3} \text{ bar}$$

III.4.2.8 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.

$$\Delta P_r = 0.8 \text{ bar}$$

III.4.3 Pression de service

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

$$P_{ser} = 6.2 \text{ bar}$$

$$P_C = P_{ser} + \Delta P_{char} + \Delta P_{Filtre} + \Delta P_{secheur} + \Delta P_r + \Delta P_H$$

La pression minimale que doivent assurer les compresseurs est de :

$$P_C = 7.792024 \text{ bar}$$

D'après les résultats de calcul on remarque que l'installation a besoin d'une pression minimal de **7.8** bars pour assurer le fonctionnement de tous les équipements.

Calcul Thermodynamique

IV.1 Introduction

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

IV.1.1 Approche intégrale de la polytropique

La loi de l'évolution suivie par le fluide entre l'aspiration et le refoulement est représenté par la relation de Laplace[13]

$$PV^k = Cst \quad (IV.1)$$

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

En faisant varier k , elle engendre un grand nombre de transformation thermodynamiques

$$k = 0 \quad P = Cste \text{ isobare}$$

$$k = 1 \quad PV = Cste \quad \text{isotherme du gaz parfait}$$

$$k = \gamma \quad PV^\gamma = Cste \quad \text{isentropique du gaz parfait}$$

$$k = \infty \quad V = Cste \quad \text{isovolume (isochore)}$$

IV.1.1.1 Evolution isotherme

Pour une masse donnée de gaz, lorsque la température T est constante on aboutit à :

$$P v = Cste \quad (IV.2)$$

IV.1.1.2 Evolution isentropique

Dans une transformation sans échange de chaleur avec le milieu extérieur et sans on démontre que :

$$P v^\gamma = Cste \text{ (Relation de poisson)} \quad (\text{IV.3})$$

γ dépend de l'atomicité du gaz (nombre d'atomes dans la molécule).

La relation de Laplace nous donne :

$$T \cdot v^{(\gamma-1)} = Cste \quad (\text{IV.4})$$

Ce qui permet de trouve la température à la fin de la compression

Il est possible de déterminer la température de fin de compression par l'expression T_2

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

IV.1.1.3 Evolution polytropique

$$P v^k = Cste \quad (\text{IV.6})$$

Avec $1 < k < \gamma$ en fonction du degré de refroidissement.

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

Il est aussi possible de déterminer la valeur de coefficient k par l'expression suivante :

$$k = \frac{1}{1 - \left(\frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \right)} \quad (\text{IV.8})$$

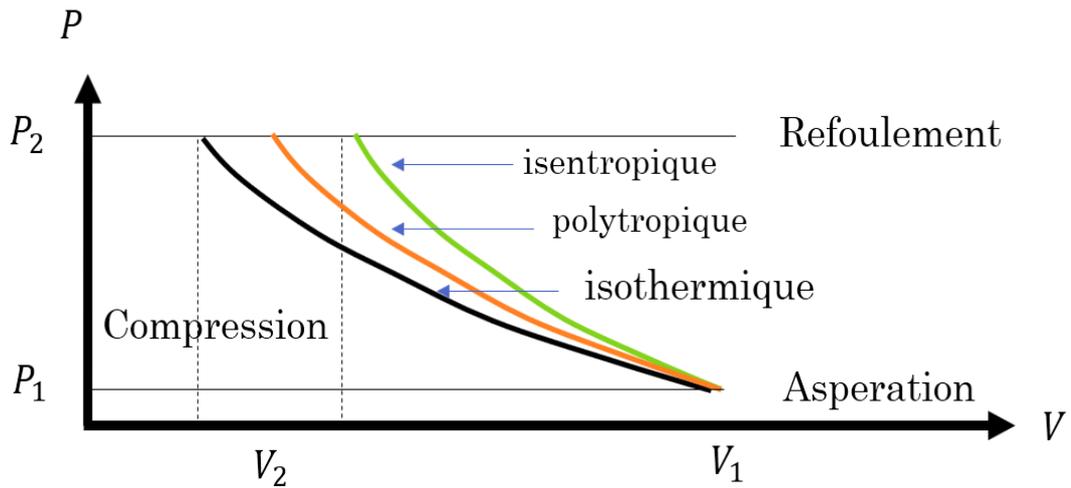


Figure IV.1 Evolution thermodynamiques

- 1. Compression isentropique $k = \gamma$
- 2. Compression polytropique $1 < k < \gamma$
- 3. Compression isothermique $k = 1$

IV.2 Travail de la compression

On considère que le fluide est un gaz parfait obéissant à l'équation d'état :

$$Pv = mrT \quad (\text{IV.9})$$

P : pression du gaz [Pa]

v : Volume occupé par la masse m de gaz [m³]

T : Température absolue [K]

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

m : mass de gaz [kg]

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

$$W_{th} = -P_1 v_1 - \int_1^2 P dV + P_2 v_2 \quad (\text{IV.10})$$

En faisant une intégration par partie :

$$\int_{V_1}^{V_2} P dv = +P_2 v_2 - P_1 v_1 \int_{P_2}^{P_1} v dP \quad (\text{IV.11})$$

L'équation (IV.11) devient :

$$W_{th} = \int_1^2 v dP \quad (IV.12)$$

- **Evolution isothermique**

$$Pv = rT = Cste \Rightarrow V = \frac{rT}{P} = \frac{cste}{P} \quad (IV.13)$$

$$W_{th} = rT \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (IV.14)$$

- **Evolution isentropique**

$$Pv^\gamma = Cste \text{ (Loi de poisson)} \quad (IV.15)$$

Le travail w' par le cycle est égal à :

$$W_{th} = \frac{\gamma r}{(\gamma-1)} [T_2 - T_1] = Cp [T_2 - T_1] = h_2 - h_1 \quad (IV.16)$$

- **Evolution polytropique**

$$Pv^k = Cste \text{ (Loi de poisson)} \quad (IV.17)$$

Le travail W_{th} est égal à :

$$W_{th} = \frac{k.r}{(k-1)} [T_2 - T_1] \quad (IV.18)$$

Le travail réel, du fait des irréversibilités des transformations, est toujours supérieur au travail réversible calculé à partir des expressions précédentes. Ce travail réel est alors égal au rapport du travail pour une évolution considérée comme réversible par le rendement correspondant

De même le travail réel de compresseur est donné par l'expression suivante :

$$W_{réel} = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} \quad (IV.19)$$

IV.2.1 Rendement effectif du compresseur

Soit le rendement effectif du compresseur tel que :

$$\eta_{eff} = \eta_i \eta_m \quad (\text{IV.20})$$

Une relation de type de celle de Dehausse peut être utilisée lorsque on ne dispose pas des données du constructeur [13]

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004(\tau - 5)^2 - \frac{0.5}{\tau - 0.3} \quad (\text{IV.21})$$

Avec :

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

IV.2.2 Puissance du compresseur

\dot{W} La puissance consommée par le compresseur est donnée par :

$$\dot{W} = Q_m \cdot W_{réel} \quad (\text{IV.22})$$

IV.2.3 Puissance du moteur d'entraînement

IV.2.3.1 Pertes mécaniques

L'équation empirique suivante permet d'estimer les pertes mécaniques dans les roulements et les joints d'étanchéité.[21]

(on devrait ajouter les pertes dans les engrenages, si c'est le cas).

$$P_m = (\dot{W})^{0.4} \quad (\text{IV.23})$$

IV.2.3.2 La puissance utile sur l'arbre

La puissance utile est définie comme suit :

$$\dot{W}_u = \dot{W}_{réel} + P_m \quad (\text{IV.24})$$

IV.3 Application

IV.3.1 Calcul des caractéristiques du compresseur

IV.3.1.1 Calcul du coefficient polytropique de chaque compresseur

Les températures et les pressions d'entrées et sortie de chaque compresseur sont déterminées d'après le tableaux **annexe (1)**

Le coefficient polytropique sera déterminé d'après la relation (IV.8) :

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

➤ **Compresseur GA 110**

$$k = \frac{1}{1 - 0.1020409} \quad \Rightarrow \quad n = 1.1136$$

➤ **Compresseur GA 110 FF**

$$k = \frac{1}{1 - 0.108321} \quad \Rightarrow \quad n = 1.1215$$

➤ **Compresseur GA 132 W**

$$k = \frac{1}{1 - 0.09775} \quad \Rightarrow \quad n = 1.1083$$

Commentaire

Comme les vis du compresseur sont lubrifiées, un film d'huile empêche le frottement entre les vis mâle et femelle et assure l'étanchéité et le refroidissement de l'air.

L'huile utilisée est récupérée en sortie du compresseur, refroidie et réinjectée à l'aspiration.

IV.3.1.2 Calcul du travail théorique de chaque compresseur

Le travail théorique de compresseur sera déterminé d'après la relation (IV.18) :

$$W_{th} = \frac{k \cdot r}{(k - 1)} [T_2 - T_1]$$

➤ **Compresseur GA 110**

$$W_{th} = \frac{1,1136 \cdot 287.1}{1,1136 - 1} (363.15 - 298.15) \quad \Rightarrow \quad W_{th} = 182.88 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Compresseur GA 110 FF**

$$W_{th} = \frac{1,1215 \cdot 287.1}{1,1215 - 1} (368.15 - 298.15) \quad \Rightarrow \quad W_{th} = 185.53 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Compresseur GA 110 W**

$$W_{th} = \frac{1,1083 \cdot 287.1}{1,1083 - 1} (360.15 - 298.15) \quad \Rightarrow \quad W_{th} = 182.1 \text{ kJ/kg}$$

IV.3.1.3 Calcul du rendement effectif de chaque compresseur

En utilise la relation (IV.21) pour calculer le rendement effectif

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004(\tau - 5)^2 - \frac{0.5}{\tau - 0.3}$$

➤ **Compresseur GA 110**

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} = 8.38885 \quad \Rightarrow \quad \eta_{eff} = 0.6922$$

➤ **Compresseur GA 110 FF**

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} = 9.67184 \quad \Rightarrow \quad \eta_{eff} = 0.65934$$

➤ **Compresseur GA 110 W**

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} = 9.869 \quad \Rightarrow \quad \eta_{eff} = 0.6529$$

IV.3.1.4 Calcul du travail réel de chaque compresseur

Le travail réel de compresseur sera déterminé d'après la relation (IV.19) :

$$W_{réel} = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}}$$

➤ **Compresseur GA 110**

$$W_{reel} = \frac{181.88}{0.6922} \quad \Rightarrow \quad W_{reel} = 262.76 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Compresseur GA 110 FF**

$$W_{reel} = \frac{185.53}{0.65934} \quad \Rightarrow \quad W_{reel} = 281.42 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Compresseur GA 110 W**

$$W_{reel} = \frac{182.1}{0.6529} \quad \Rightarrow \quad W_{reel} = 278.91 \text{ kJ/kg}$$

IV.3.1.5 Calcul de la puissance de chaque compresseur

En appliquant la relation (IV.22) : $\dot{W} = Q_m \cdot W_{réel}$

➤ **Compresseur GA 110**

On a : $Q_m = 0.4118 \text{ kg/s}$

$$\dot{W} = 0.4118 \times 264.2 \quad \Rightarrow \quad \dot{W} = 108.2 \text{ kW}$$

➤ **Compresseur GA 110 FF**

On a : $Q_m = 0.3894 \text{ kg/s}$

$$\dot{W} = 0.3894 \times 281.42 \quad \Rightarrow \quad \dot{W} = 109.585 \text{ kW}$$

➤ **Compresseur GA 110 W**

On a : $Q_m = 0.4534 \text{ kg/s}$

$$\dot{W} = 0.4534 \times 278.91 \quad \Rightarrow \quad \dot{W} = 126.46 \text{ kW}$$

IV.3.1.6 Calcul de la puissance utile pour chaque compresseur

D'après les relations (IV.22) et (IV.22)

La transmission de la puissance entre le moteur électrique qui assure le mouvement rotatif a l'élément compresseur (vis) est assuré par un accouplement élastique permanent à flasque. **[Annexe 6]**

Ce dernier a un rendement de transmission η_{tr} de l'ordre 100%

Les puissances utiles que doit assurer le moteur électrique pour chaque compresseur est définies comme suit :

➤ **Compresseur GA 110**

$$P_m = 5.9261 \quad \Rightarrow \quad \dot{W}_u = 114.1261$$

➤ **Compresseur GA 110 FF**

$$P_m = 6.5448 \quad \Rightarrow \quad \dot{W}_u = 116.13$$

➤ **Compresseur GA 110 W**

$$P_m = 6.931 \quad \Rightarrow \quad \dot{W}_u = 133.4$$

Le tableau ci-après résume les résultats des calculs réalisés

Tableau IV.1 Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur

Les compresseurs	Exposant polytropique k	Le travail théorique W' [kJ/kg]	Le rendement effectif η_{eff} [%]	Le travail réel W_{reel} [kJ/kg]	La puissance de compresseur \dot{W} [kW]	La puissance utile \dot{W}_u [kW]
GA 110	1.1136	182.88	69.22	262.76	108.2	114.126
GA110 FF	1.1215	185.53	65.934	281.42	109.585	116.13
GA 132 W	1.1083	182.1	65.29	278.91	126.46	133.39

IV.3.2 Discussion et interprétation des résultats

Afin de permettre de valider nos calculs thermodynamiques, on a comparé nos résultats avec ceux du constructeur du compresseur série (GA) tiré du catalogue joint en **Annexe 3**

Les écarts de calculs des puissances des compresseurs par rapport au constructeur sont notamment faibles, ces écarts sont dus aux différences des conditions de l'air comprimé (température, pression).

On constate que nos résultats sont en bonne concordance avec ceux du constructeur et donc les résultats sont acceptables.

Tableau IV.2 Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur

Paramètres	Puissance utile du compresseur (kW)		Erreur %
	Calculs thermodynamiques	Données du constructeur	
GA 110	114.126	115	0.76
GA 110 FF	116.585	119	2.03
GA 132 W	133.39	135	1.2

Conclusion générale

Conclusion générale

Notre projet de fin d'étude au niveau de l'entreprise CO.G.B « *La Belle* » qui est pour une étude et dimensionnement d'une centrale de production d'air comprimé notre travail a été partagée en quatre parties essentielles qui sont comme suit :

- ✓ Généralité sur la production d'air comprimé.
- ✓ Régulation des trois compresseurs et leur description.
- ✓ Dimensionnement de l'installation étudiée.

A la fin de notre étude on peut conclure:

- Les pertes de charges au niveau de chaque ligne de production et l'une des étapes essentielles dans le dimensionnement de l'installation.
- Il y a une relation importante entre le mécanisme et l'automate pour assurer le bon fonctionnement des compresseurs cela se fait à travers une régulation bien précise.

Pour finir, le travail qu'on a réalisé nous a permis d'avoir un contact avec le milieu industriel pour appliquer tous nos connaissances théoriques concernant la production d'air comprimé et c'était une occasion pour s'adapter avec le mode de travail dans l'industrie

Bibliographie

- [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] Le guide de l'air comprimé par WorthingtonCressensac
- [4] ISF, Pneumatique Élément de technologie (référence module : TTA-BPN 1), 2004
- [5] Thierry DESTOOP Compresseurs volumétriques Ingénieur de l'École Universitaire d'Ingénieurs de Lille (EUDIL),
- [6] ENSPM formation industrie, technologie et fonctionnement des compresseurs 11-04-2005
- [7] Compressed Air Manual, Atlas Copco Airpower NV, Belgium, 2010
- [8] Manuel de formation TOTAL (Les compresseurs).
- [9] Document Atlas Copco, « Manuel d'instruction » N° 2922 1653 02, Janvier 2008.
- [10] Francis CABEZA, extrait du manuel : Les bases de froid. Année 2007.
- [11] Kenouhe Massinissa et Ait Aldjet Rachid, Mémoire fin d'étude « étude et automatisation d'une installation de production d'air comprimé COGB » Année 2009.
- [12] Atlas Copco Stationary Air Compressor, User manual for Elektronikon I and II regulators
- [13] Renaud Gicouel, Système énergétique Tome1 : Méthodologie d'analyse, Bases de thermodynamique, Composant Thermoptim.
- [14] Document Lafarge. Manuel de l'utilisateur pour le régulateur Elektronikon.
- [15] J. CARBONNET et M. ROQUES, Mécanique des fluides académie de Nancy-Metz

[16] Hydro-Qubec, Guide technique « système de compression et de réfrigération », 1994.

Annexe 1

Compresseurs	Température d'entrée (T_1) [K]	Température de sortie (T_2) [K]	Température de référence (T_0) [K]
GA 110	298.15	363.15	293.15
GA 110 FF	298.15	368.15	293.15
GA 132 W	298.15	360.15	293.15

Compresseurs	Pression d'entrée (P_1) [bar]	Pression de sortie (P_2) [bar]	Pression de référence (P_0) [bar]
GA 110	1.01325	7	1
GA 110 FF	1.01325	7.1	1
GA 132 W	1.01325	7	1

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°	$\leq 70^\circ$	90°	$\geq 100^\circ$
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	$\frac{0,21}{\left(\frac{R_0}{D_H}\right)^{1,5}}$	$\frac{0,21}{\sqrt{R_0/D_H}}$

$\frac{a_0}{b_0}$	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^1	R_0/D_H									
	0,5 - 0,55					0,55 - 1,5				
	Re									
	$3.10^3 - 4.10^4$		$> 4.10^4$		$3.10^3 - 4.10^4$		$4.10^4 - 2.10^5$		$> 2.10^5$	
	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	$1 + 0,5.10^3 \Delta$	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	λ_Δ/λ_v	1,0	$1 + \Delta.10^3$
$> 0,001$	$45 \lambda_{Re}$	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.

Annexe 3

Technical specifications GA 90+ - 160 (60 Hz)

TYPE	Maximum working pressure				Capacity FAD (1)			Installed motor power	Noise level (2)	Weight			
	Standard		Full Feature (3)		Standard / Full Feature (3)					Standard		Full Feature (3)	
	bar(e)	psig	bar(e)	psig	l/s	m ³ /min	cfm			kg	lb	kg	lb
GA 90+ - 75 psi	5.5	80	5.3	77	316	19.0	670	125	76	3100	6834	3450	7606
GA 90+ - 100 psi	7.4	107	7.2	104	303	18.2	642			3100	6834	3450	7606
GA 90+ - 125 psi	9.1	132	8.9	129	271	16.3	574			3100	6834	3450	7606
GA 90+ - 150 psi	10.9	158	10.7	155	243	14.6	515			3100	6834	3450	7606
GA 110 - 75 psi	5.5	80	5.3	77	425	25.5	901	150	77	2600	5732	3050	6724
GA 110 - 100 psi	7.4	107	7.2	104	372	22.3	788			2600	5732	3050	6724
GA 110 - 125 psi	9.1	132	8.9	129	333	20.0	706			2600	5732	3050	6724
GA 110 - 150 psi	10.9	158	10.7	155	298	17.9	631			2600	5732	3050	6724
GA 132 - 75 psi	5.5	80	5.3	77	505	30.3	1070	175	77	2700	5952	3150	6945
GA 132 - 100 psi	7.4	107	7.2	104	446	26.8	945			2700	5952	3150	6945
GA 132 - 125 psi	9.1	132	8.9	129	400	24.0	848			2700	5952	3150	6945
GA 132 - 150 psi	10.9	158	10.7	155	354	21.2	750			2700	5952	3150	6945
GA 160 - 100 psi	7.4	107	7.2	104	529	31.7	1121	215	78	2900	6393	3250	7165
GA 160 - 125 psi	9.1	132	8.9	129	480	28.8	1017			2900	6393	3250	7165
GA 160 - 150 psi	10.9	158	10.7	155	439	26.3	930			2900	6393	3250	7165

(1) Unit performance measured according to ISO 1217, Annex C, Edition 4 (2009)

Reference conditions:

- Absolute inlet pressure 1 bar (14.5 psi).
- Intake air temperature 20°C (68°F).

(2) A-weighted emission sound pressure level at the work station, Lp WSA (re 20 µPa) dB (with uncertainty 3 dB).
Values determined according to noise level test code ISO 2151 and noise measurement standard ISO 9614.

(3) Integrated dryer (FF) : compressed air pressure dewpoint at dryer reference conditions 3°C (37°F).

FAD⁽¹⁾ is measured at the following working pressures:

	Standard	FF
75 psi version at	73 psi	73 psi
100 psi version at	100 psi	100 psi
125 psi version at	125 psi	125 psi
150 psi version at	150 psi	150 psi

Dimensions

	L	W	H
	inch	inch	inch
GA 90+ - 160	98.5	70.3	79.5
GA 90+ - 160 (FF)	114.2	70.3	79.5

Annexe 4

Refrigerant air dryers



FD series (6-4000 l/s, 13-8480 cfm)

Technical specifications

Model	Maximum inlet conditions at full flow (ambient/inlet)	Inlet flow with a pressure drop of 3°C/37.4°F		Pressure drop at full flow		Power consumption		Max. working pressure		Compressed air connections	Dimensions						Weight	
	°C	l/s	cfm	bar	psi	kW	hp	bar	psi		mm	in	mm	in	mm	in	kg	lb
Air-cooled 50 Hz																		
FD 5	50/60	6	13	0.07	1.02	0.2	0.27	16 (1)	233 (1)	R 3/4	525.5	20.7	390	15.4	530	20.9	27	60
FD 10	50/60	10	21	0.11	1.6	0.2	0.27	16 (1)	233 (1)	R 3/4	525.5	20.7	390	15.4	530	20.9	27	60
FD 15	50/60	15	32	0.12	1.75	0.33	0.45	16 (1)	233 (1)	R 3/4	525.5	20.7	390	15.4	530	20.9	32	70
FD 20	50/60	20	42	0.12	1.75	0.41	0.56	16 (1)	233 (1)	R 3/4	525.5	20.7	390	15.4	530	20.9	34	75
FD 25	50/60	25	53	0.17	2.47	0.41	0.56	16 (1)	233 (1)	R 3/4	525.5	20.7	390	15.4	530	20.9	34	75
FD 30	50/60	30	64	0.25	3.64	0.41	0.56	16 (1)	233 (1)	R 3/4	525.5	20.7	390	15.4	530	20.9	34	75
FD 40	50/60	40	85	0.2	2.91	0.57	0.76	16 (1)	233 (1)	R 1	716	28.2	389	15.3	679	26.8	57	125
FD 50	50/60	50	106	0.2	2.91	0.54	0.72	16 (1)	233 (1)	R 1	716	28.2	389	15.3	679	26.8	58	128
FD 60	50/60	60	127	0.22	3.2	0.63	0.84	13	189	R 1	795	28.2	482	19.0	804	31.7	80	176
FD 70	50/60	70	148	0.22	3.2	0.67	1.17	13	189	R 1	795	28.2	482	19.0	804	31.7	81	178
FD 95	50/60	95	201	0.22	3.2	1.18	1.58	13	189	R 1	795	28.2	482	19.0	804	31.7	87	192
FD 120	50/60	120	254	0.11	1.6	1	1.3	14	203	1 1/2	1015	40	675	26.6	881	34.7	170	375
FD 150	50/60	150	318	0.15	2.18	1	1.3	14	203	1 1/2	1015	40	675	26.6	881	34.7	170	375
FD 185	50/60	185	392	0.22	3.19	1.4	1.9	14	203	2 1/2	1024	40.3	816	32.1	943	37.1	185	408
FD 220	50/60	220	466	0.12	1.74	1.9	2.5	14	203	2 1/2	1024	40.3	816	32.1	943	37.1	197	434
FD 245	50/60	245	519	0.18	2.61	2.1	2.8	14	203	2 1/2	1024	40.3	816	32.1	943	37.1	197	434
FD 285	50/60	285	604	0.22	3.19	2.2	2.9	14	203	2 1/2	1024	40.3	816	32.1	943	37.1	197	434
FD 310	40/50	310	657	0.23	3.3	2.8	3.75	14	203	G 3	986	38.8	850	33.5	1190	46.9	198	437
FD 310	46/56	310	657	0.23	3.3	2.8	3.75	14	203	G 3	986	38.8	850	33.5	1190	46.9	200	441

Annexe 5

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

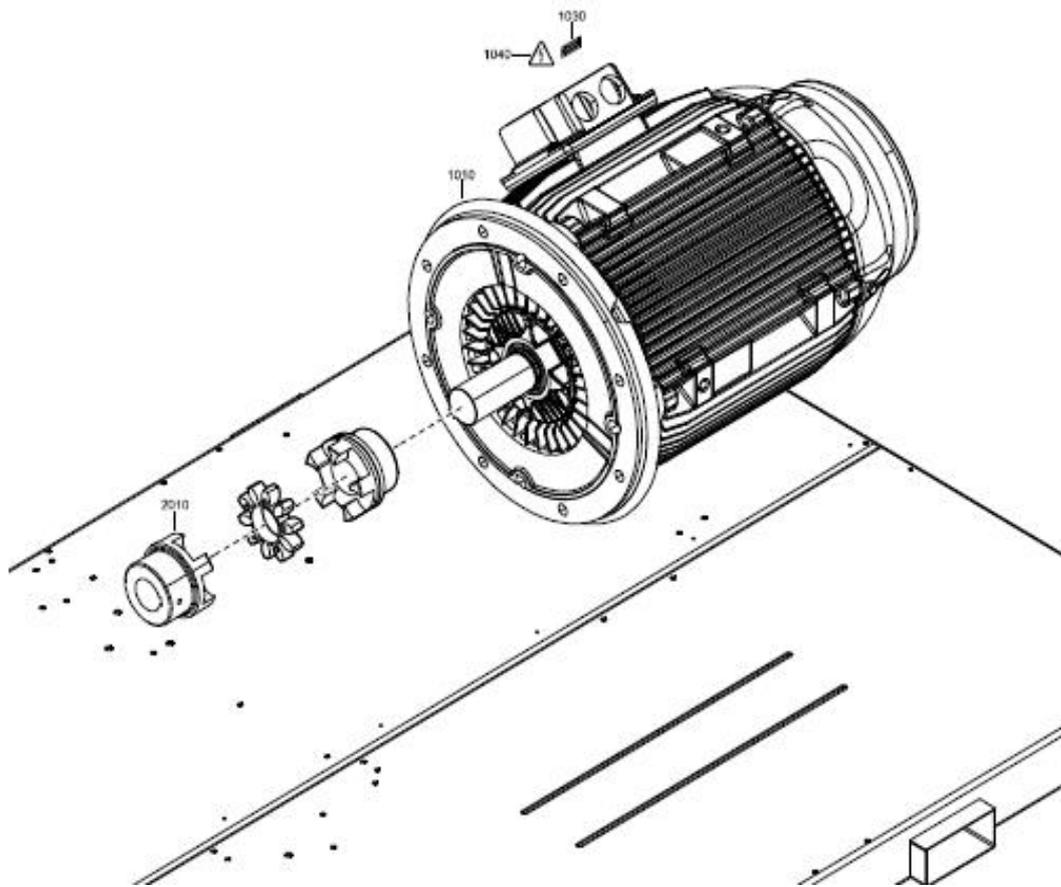
DD+/PD+ filter

		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+

31

Not illustrated			
Ref	Part Number	Description	Qty
1080	2000 5404 00	Wing motor	1
1090	2000 5404 10	Cover Nut	1



Résumé

Nous avons étudié l'air comprimé, l'énergie pneumatique qui est devenue indispensable dans la plupart des domaines industriels, Cette énergie est obtenue à partir d'une machine appeler compresseur d'air.

Dans ce présent travail on a étudié le type de compresseur GA qui est un système à vis située dans l'entreprise CO.G.B «*La Belle*» Béjaia, cette étude consacrée à une généralité de certains types de compresseurs et leurs fonctionnements ainsi qu'une description de la centrale de production puis un calcul de pertes de charges qui permet de vérifier si les pressions de service sont assurées, et des calculs thermodynamiques plus précisément de puissances et de rendements des différents compresseurs ont été présentés.

Abstract

We have studied the compressed air, the pneumatic energy that has become indispensable in most industrial fields, this energy is obtained from a machine call air compressor.

In this work we have studied GA compressors which are a screw system located in the company, this study devoted to a generalitiesabout certain types of compressors and their operation as well as a description of theproduction central then a calculation of pressure drops which makes it possible to verify whether the operating pressures are ensured, and thermodynamic calculations more precisely, about the powers and efficiencies of the different compressors have been presented.