

Université Abou Bekr Belkaid  
Tlemcen Algérie



جامعة أبي بكر بلقايد

تلمسان الجزائر

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**FACULTE DE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE**

**Mémoire**

Pour l'obtention du diplôme de

**MASTER en Maintenance industrielle**

**Présenté par**

**BENREZZAK SAMIR**

**THEME**

**Étude de la performance d'un Compresseur  
centrifuge multi-étagés K101 A de la  
station de Oued Noumer**

**Soutenu en Juillet 2012 devant un jury composé de:**

<b>Mr A. HADJOU</b>	<b>Président</b>	<b>Pr. A l'université de Tlemcen</b>
<b>Mr M. CHORFI</b>	<b>Examineur</b>	<b>M. C. B l'université de Tlemcen</b>
<b>Mr M. BENRAMDANE</b>	<b>Examineur</b>	<b>M. c. A l'université de Tlemcen</b>
<b>Mr. A.GUENIFED</b>	<b>Encadreur</b>	<b>M.A. A l'université de Tlemcen</b>
<b>Mr. M. BELKAID</b>	<b>Co-Encadreur</b>	<b>M.A. B l'université de Tlemcen</b>

**Année Universitaire 2011/2012**

# DEDICACE

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

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

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

☉ *A mes **parents**.*

☉ *A Mon frère **ABD KEDER**, , et notre adorable bébé **MOUNIR**, je vous réserve toujours une place dans mon cœur et mes pensées.*

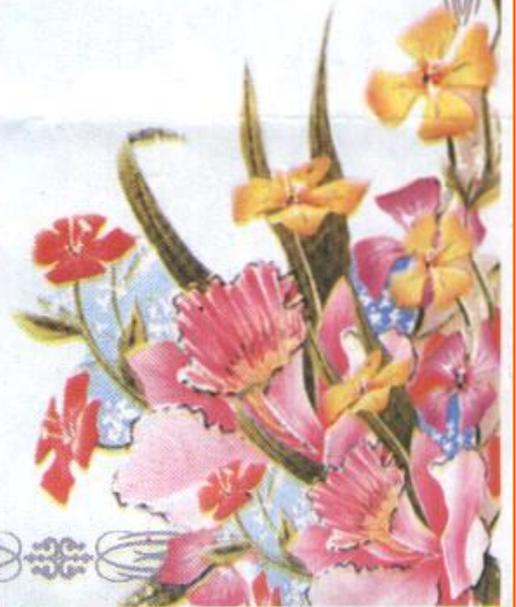
☉ *A mon grand père et mes grandes mères.*

☉ *A toute ma famille*

☉ *A mon Ami et sa famille*

☉ *A tous mes **Amis**.*

☉ *A tout le groupe OUD NOUMER ainsi que les étudiants de TLEMCCEN*



# Remerciements

*En premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.*

*Nous tenons à remercier **Mr. A.GUENIFED** et **Mr. BELKAID** notre promoteur pour son grand soutien et ses conseils considérables.*

*Nous remercions également tous les professeurs du département **GENIE.MECANIQUE***

*Il est également très agréable de remercier tous les membres de l'installation commune d' **OUD NOUMER**.*

*Que toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.*



# Sommaire

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

## *Chapitre: I " Historique et description de l'unité "*

I. PRESENTATION DE CHAMP –OUED NOUMER [1].....	4
I.1. Introduction : .....	4
I.2 Situation géographique .....	4
I.3 Organigramme d’Oued-Noumer.....	4
I.4 Date de début de construction .....	5
I.5. Date de démarrage .....	5
I.6. Capacité de production et de stockage .....	5
I.7. Caractéristiques de machines tournantes .....	5

## *Chapitre: II " Généralités sur les compresseurs "*

II.1 Introduction .....	6
II.2. Définition.....	7
II.3. But de la compression .....	7
II.4. Type des compresseurs et classification : .....	7
II.5. Compresseurs volumétriques.....	9
II.5.1. Compresseurs alternatifs: .....	9
a. Compresseurs à piston.....	10
b. Compresseur à membrane .....	10
II.5.2 Compresseurs rotatifs volumétriques .....	10
a. Le compresseur à palet .....	11
b. Le compresseur à vis : .....	11
C. Compresseur à lobes : .....	11
II.6. Compresseurs dynamiques : .....	12
II.7. Compresseurs axiaux.....	13
II.8. Compresseur centrifuge .....	13
II.9. Principe de fonctionnement d’un compresseur centrifuge : .....	14
. II.10. Classification des compresseurs centrifuges .....	15
II.10.1. compresseurs avec corps ouverts horizontalement.....	16
a. Compresseurs MCL.....	16
b. Compresseur 2MCL .....	17

.Compresseur 3MCL d .....	17
II.10.2. Compresseur avec corps ouverts verticalement .....	17
A. Compresseurs 2BCL.....	18
B. Compresseurs 2BCL.....	18
C .Compresseurs DBCL.....	18
II.10.3. Compresseurs avec corps en forme de cloche .....	18
a. DBCL avec corps en forme de cloche.....	18
b .Compresseurs type BCL-VH .....	19
C. Compresseurs type SR.....	19
II.11. Utilisation des compresseurs centrifuges le domaine industrielle.....	20
II.12. Comparaison entre les différents types des compresseurs .....	20

### ***Chapitre III : "Description et Exploitation du Compresseur Centrifuge K101 A"***

III. 1 Définition du compresseur K101A.....	21
III. 2 Les organes constituant le compresseur : .....	22
III.2.1 Le bâti .....	22
III.2.2 Diaphragme : .....	22
III.2.3 Rotor :.....	23
III.2.4 Arbre :.....	23
III.2.5 Roues : .....	24
III.2.6 Piston d'équilibrage :.....	25
III.2.7 Arbre d'accouplement : .....	26
III.2.8 Collet du palier de butée :.....	26
a. Douilles intermédiaires :.....	26
b. Douilles sous garnitures d'étanchéités à huile :.....	26
C. Étanchéités :.....	26
III.2.9 Garnitures à labyrinthe : .....	26
III.2.10 Garnitures d'Etanchéités à huile .....	27
III.2.11 Garnitures mécaniques : .....	27
III.2.12 Paliers :.....	28
A. Les paliers porteurs .....	28
B. Paliers à patins inclinables:.....	28
C. Paliers de butée : .....	28

III.3. Système de graissage et d'étanchéité .....	29
III.9.1 Circuit de l'huile de graissage.....	29
III.9.2 Système d'étanchéités en bout d'arbre du compresseur .....	30
A. Étanchéité interne.....	30
B. Etanchéité externe.....	31

## **Chapitre IV: "Résultats et interprétation "**

IV.1. Introduction.....	32
IV.2. Calcul des travaux au 1ier étage.....	33
[ IV.2.1. Travail adiabatique: .....	33
IV.2.2. Travail polytropique .....	33
IV.2.3travailréel.....	34
IV.2.3.Calcul des travaux au 2eme étage.....	34
a)aspiration.....	35
b)refoulement .....	35
IV.4.1. Travail adiabatique.....	36
IV.3.2. Travail polytropique .....	36
IV.3.3. Travail réel .....	36
IV.4. Travail global du compresse .....	37
4.1Travail adiabatique . .....	37
:4.2 Travail polytropique .....	37
:Travail réel . .....	37
V.5. Calcul des rendements .....	37
IV.5. 1 Interprétation des résultats .....	39
IV.6. Calcul des pressions intermédiaires.....	39
IV.7. Calcul des températures intermédiaires .....	40
] IV.8. Calcul de puissance .....	43
IV.9.Étude de la poussée axiale .....	44
V.9.1. Origine de la poussée axiale.....	44
(IV.9.2. Distribution de la pression sur les surfaces de la roue : (impulseur.....	44
IV.9.3. La poussée axiale sur les roues.....	45
IV.9.4. Poussée axiale sur le piston d'équilibrage.....	46
IV.9.5. Calcul des poussées axiales.....	46
Poussée axiale sur roues .....	47
La poussée axiale sur le piston d'équilibrage.....	48

La poussée axiale sur collet de butée .....	48
IV.10. Vérification de résistance de l'arbre du compresseur .....	49
IV. 10.1. Détermination des diagrammes des efforts tranchants et des moments fléchissant .....	49
Forces agissantes sur l'arbre.....	51
a) Poids des roues .....	51
b) Poids du disque d'équilibrage].....	51
c) Poids du manchon d'accouplement.....	52
d) Le poids du collet de butée.....	52
e) Poids de l'arbre.....	53
f) Calcul des réactions .....	54
g) Vérification des valeurs des réactions .....	54
IV. 10.2 Calcul des efforts tranchants .....	55
IV. 10.3. Détermination des moments fléchissant.....	55
a) Calcul du moment résultant total.....	58
Vérification à la résistance. ....	58

### ***Chapitre IV: " maintenance et entretien "***

V.1. Introduction .....	59
V.2. Fonction maintenance dans la station de Oued- Noumer.....	59
V .3. Objectif du service maintenance de Oued-Noumer. ....	60
V.4. Entretien du compresseur k101 A . ....	61
V.4.1. Mise en route.....	61
V.4.2. Arrêt .....	62
V.4.3. Entretien courant .....	62
a. Une fois par jour.....	63
b. Une fois par semaine.....	63
c. Tous les trois mois.....	64
d. Une fois par an ou à intervalles correspondant à un cycle complet de l'installation « révision générale » .....	64
V.5. Les pannes usuelles de compresseurs .....	65
V.5. Conséquences de la maintenance : .....	69
Conséquences d'une bonne maintenance.....	70

**Conclusion générale.....71**

**Références bibliographiques.....73**

**Annexes**

---

# Introduction générale

Actuellement l'Algérie se trouve en force de grands changements dans l'économie nationale. Le développement de différentes industries (lourde, légère, de l'énergie, de la chimie et de la pétrochimie, etc ...) ainsi que l'économie de l'agriculture exigent un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les rythmes de productivité, augmenter le volume des produits finis. Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer par exemple les compresseurs. Pour être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques et de les exploiter d'une façon compétente, un spécialiste doit parfaitement connaître les constructions de ces machines, leurs principes de fonctionnement et la base théorique qui sert à expliquer leurs caractéristiques.

Les compresseurs sont des appareils qui fournissent de l'énergie. Cette énergie permet au fluide de couler dans des conduites et de monter aux niveaux les plus élevés.

Ajoutons aussi que chaque entreprise doit être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques, les paramètres principaux, les règles de l'entretien et la base théorique pour prévoir l'état de la machine dans les différentes conditions d'exploitation.

Les pompes et les compresseurs centrifuges ont atteint des niveaux d'efficacité très élevés de l'ordre de 90% et des puissances de quelques watts à quelques mégawatts.

Les pompes et les compresseurs centrifuges font partie des machines dont le développement le plus rapide s'est produit dans les 60 dernières années. Le premier dispositif censé avoir fonctionné comme centrifuge a été découvert à San Domingos au Portugal. C'est une roue avec 10 aubes en bois à double courbure, elle date approximativement du cinquième siècle. Au 16ème siècle, des ventilateurs centrifuges avaient été utilisés pour la ventilation des mines.[1]

Il est admis que l'origine de la roue centrifuge est attribuée au physicien et inventeur français Denis Papin en 1689. Sa contribution se situe dans la

---

compréhension du concept de créer, à l'aide d'un aubage, un vortex dans une enveloppe circulaire ou spirale. Le mathématicien Leonhard Euler a présenté dans un mémoire en 1754 une application théorique de la loi de Newton dans le cas de la roue centrifuge à aubes. Cette application théorique est à l'origine de ce qui est maintenant universellement connu comme l'équation d'Euler. La publication de son équation a stimulé le développement des turbines hydrauliques [1]

Au 18ème siècle. Juste avant la publication d'Euler, John Smeaton a présenté en 1752 l'utilisation des modèles dans l'étude de turbomachine. [1]

La commercialisation en 1818 de pompes centrifuges par un fabricant de pompes du Massachusetts aux Etats-Unis a représenté un tournant dans l'histoire des pompes et compresseurs centrifuges. [1]

Après la théorie de Papin, Combos a présenté en 1838 un travail traitant les aubes incurvées et l'effet de la courbure, qui s'est plus tard avéré être un facteur important dans le développement de la roue centrifuge. En 1839, W. Andrews a présenté l'enveloppe volute appropriée et en 1846, il a utilisé une roue à aubes entièrement enveloppée. [1]

James Thomson, en 1850, a suggéré l'utilisation d'une chambre de tourbillon, qui a permis à la pompe centrifuge en un seul étage d'être utilisée économiquement pour des hauteurs d'aspirations plus élevées. [1]

Pendant la grande exposition de l'Angleterre en 1851, plusieurs conceptions de pompes ont été présentées et comparées. La pompe d'Appold avec les aubes incurvées a montré une efficacité de 68%, trois fois mieux que n'importe quelle pompe présentée. La conception d'Appold a attiré beaucoup d'attention en raison de sa simplicité, compacité, et son rendement élevé. Depuis, le développement de la pompe centrifuge s'est accéléré.[1]

La première étude complète de l'écoulement dans une roue aubé est celle de K. Fischer et D. Thoma (Investigation of the Flow Condition in a Centrifugal Pump, dans laquelle ils ont prouvé que pratiquement toutes les conditions de l'écoulement pour un fluide réel étaient différentes de celles théoriquement dérivées pour un fluide parfait. Les roues centrifuges sont actuellement employées dans un large éventail de pompes, de petites turbines à gaz, de turbocompresseurs, et de réfrigérateurs, et sont utilisées intensivement dans les industries. Les applications de pompes peuvent être classifiées en quatre secteurs principaux : Production

---

d'électricité, approvisionnement en eau, utilisations environnementales, et applications industrielles.

La présente étude est consacrée à l'étude d'un compresseur centrifuge de la station de d'oued-Noumer. Nous avons réalisé à cet effet un calcul thermodynamique de vérification des performances du compresseur centrifuge k101 A et un calcul mécanique de ce compresseur. L'étude est complétée par une recherche sur les différents problèmes que rencontre le compresseur durant son service.

Ceci nous a permis une approche appréciable des systèmes des compresseurs centrifuges ainsi que de leurs régimes d'exploitation.

## I. PRESENTATION DE CHAMP –OUED NOUMER [2]

### I.1. Introduction :

Le gisement de Hassi R'mel, découvert en 1956 par le forage HR-1 à une superficie de 3500 km<sup>2</sup> et à une profondeur de 2132m.

C'est un réservoir de gaz humide qui contient en plus du gaz, du condensât et du GPL. Les études complémentaires du réservoir ont mis en évidence la présence de pétrole brut (plus particulièrement dans les parties Est et Sud du champ) On parle ainsi de présence d'anneau d'huile.

### I.2 Situation géographique

La Direction de Oued-Noumer est située à 140 Km au Sud-Est du champ gazier de Hassi-R'Mel et à 220 Km à l'Ouest-Nord du champ pétrolier de Hassi-Messaoud. Son siège administratif et sa base de vie sont installés à 5 Km au nord de la RN 49, axe routier reliant Ghardaïa à Ouargla et à environ 45 Km de la ville de Ghardaïa.

IL se compose de cinq petites structures : Aït-Kheir, Djorf, Sidi-Mezghich et Makouda

### I.3 Organigramme d'Oued-Noumer

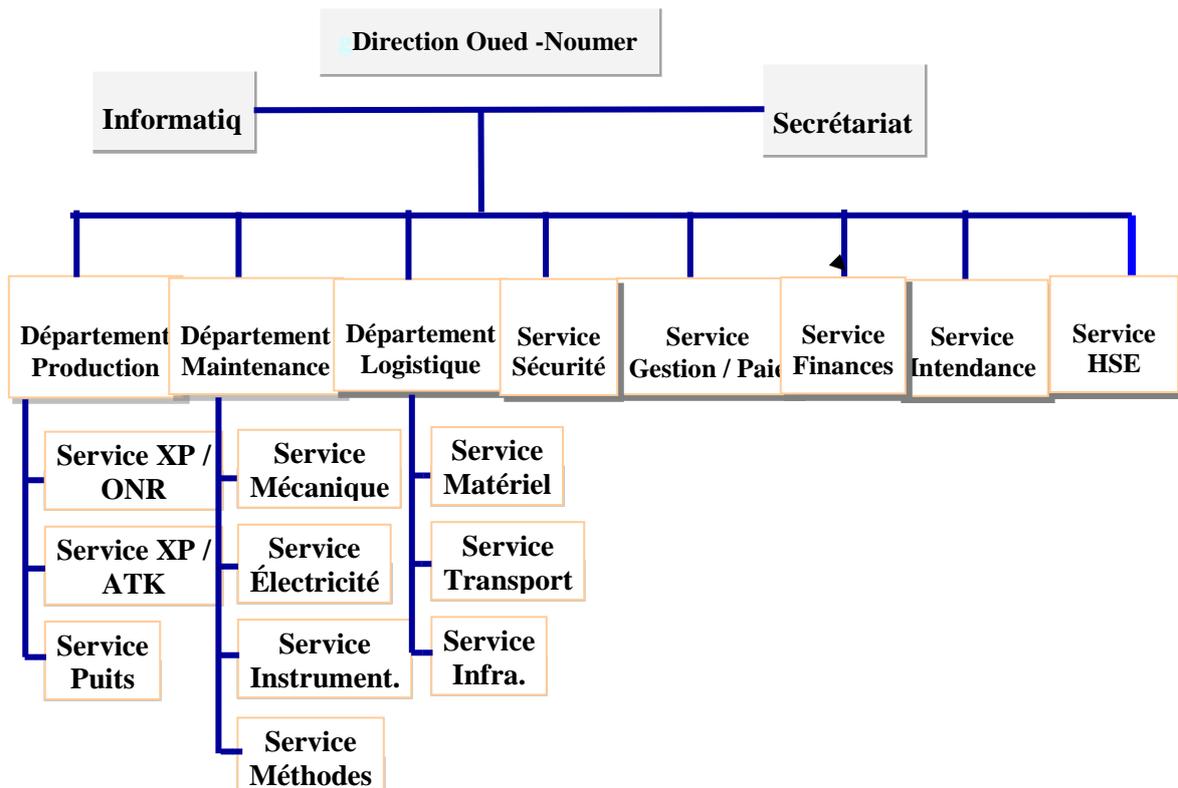


Fig. I .2. . Organigramme d'oued-noumer

**I.4 Date de début de construction**

- Première unité de séparation de brut : 1970
- Nouvelle unité de séparation de brut et de récupération des gaz : 1983
- Unité d'extraction de GPL : 1993

**I.5. Date de démarrage**

- Première unité de séparation de brut : 1972  
(Démarrage des champs ONR et ATK)
- Nouvelle unité de séparation de brut et de récupération des gaz : 1986
- Unité d'extraction de GPL : 1997

**I.6. Capacité de production et de stockage**

Le centre de production d'Oued-Noumer a pour but de produire du GPL, du condensat, et du gaz la capacité de stockage est :

GPL	:	2 400 m <sup>3</sup> /jour (1 200 T/J)
HUILE/CONDENSAT	:	8 750 T/Jour
GAZ	:	3 x 3 x 10 <sup>6</sup> Millions de SM <sup>3</sup> /jour

**I.7. Caractéristiques de machines tournantes**

DESIGNATION	SC / ATK	URGT *	GPL
TURBINE	GENERAL ELECTRIC 25 - 680 CR 19 000 Kw	GENERAL ELECTRIC GE MS 5002 17 721 KW	SOLAR - Modèle Mars 90 12 600 CH
COMPRESSEUR	NUEVO PIGNONE 2 BCL 406/B : 8300 KW BCL 304 / B : 73780 KW CLARK 441B 5/5:3371000KW Total : 3453080KW	DRESSER BP ( SIDE FLOW ) 1218 KW HP ( BACK TO BACK ) 17721 KW	NUEVO PIGNONE BCL 404 / N : 6085 KW
TURBO EXPANDER			ROTOFLOW Expander      Compresseur 6378 KW      6260 KW 304 Ton/h      218 Ton/h 18 300 tpm

Tableau. I. 2. Caractéristiques de machines tournantes

## II.1. Introduction [3]

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le travers son nom traduit le fait que le fluide comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression.

Les gaz étant des fluides compressibles nécessitent des compresseurs, alors que les liquides incompressibles nécessitent des pompes pour des taux de compression très faibles, les gaz peuvent être considérés comme incompressibles on utilise alors ce qu'on appelle des soufflantes ou des ventilateurs.

L'élévation de pression d'un gaz par un compresseur est utilisée pour :

- Atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tel que :

- Les réactions chimiques nécessitant pression, la température du catalyseur (fonction appoint);
- Le stockage dans des cavités;
- La liquéfaction ou la séparation;
- Les cycles de réfrigération;
- L'alimentation d'un réseau d'air comprimé (transmission d'énergie).

- Compenser les pertes de charges liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau comme par exemple pour:

- Des réactions chimiques incomplètes nécessitant le recyclage des gaz non transformés (fonction recycle) ;
- Le transport de gaz dans une canalisation.

### L'équation fondamentale

$$P v = rT \quad [3] \quad (2.1)$$

**r**: la grandeur qui conserve une valeur fixe pour un gaz parfait donné (constante spécifique du gaz) tandis que pour un fluide gazeux non assimilable à un gaz parfait elle varie avec les grandeurs P et T.

**P**: la pression absolue [N/m<sup>2</sup>].

**V**: le volume massique [m<sup>3</sup>/Kg].

**T**: la température absolue [K].

La relation (2.1) montre immédiatement que pour augmenter la pression d'un gaz ; on peut agir soit sur sa température, soit sur son volume spécifique, soit encore sur les deux grandeurs à la fois.

## II .2. Définition [3]

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

## II. 3.But de la compression [3]

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

Cette opération a pour but de:

- faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres).

## II.4.Type des compresseurs et classification : [3]

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques Selon :

- le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique)
- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif)
- les compresseurs d'air
- les compresseurs des gaz

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

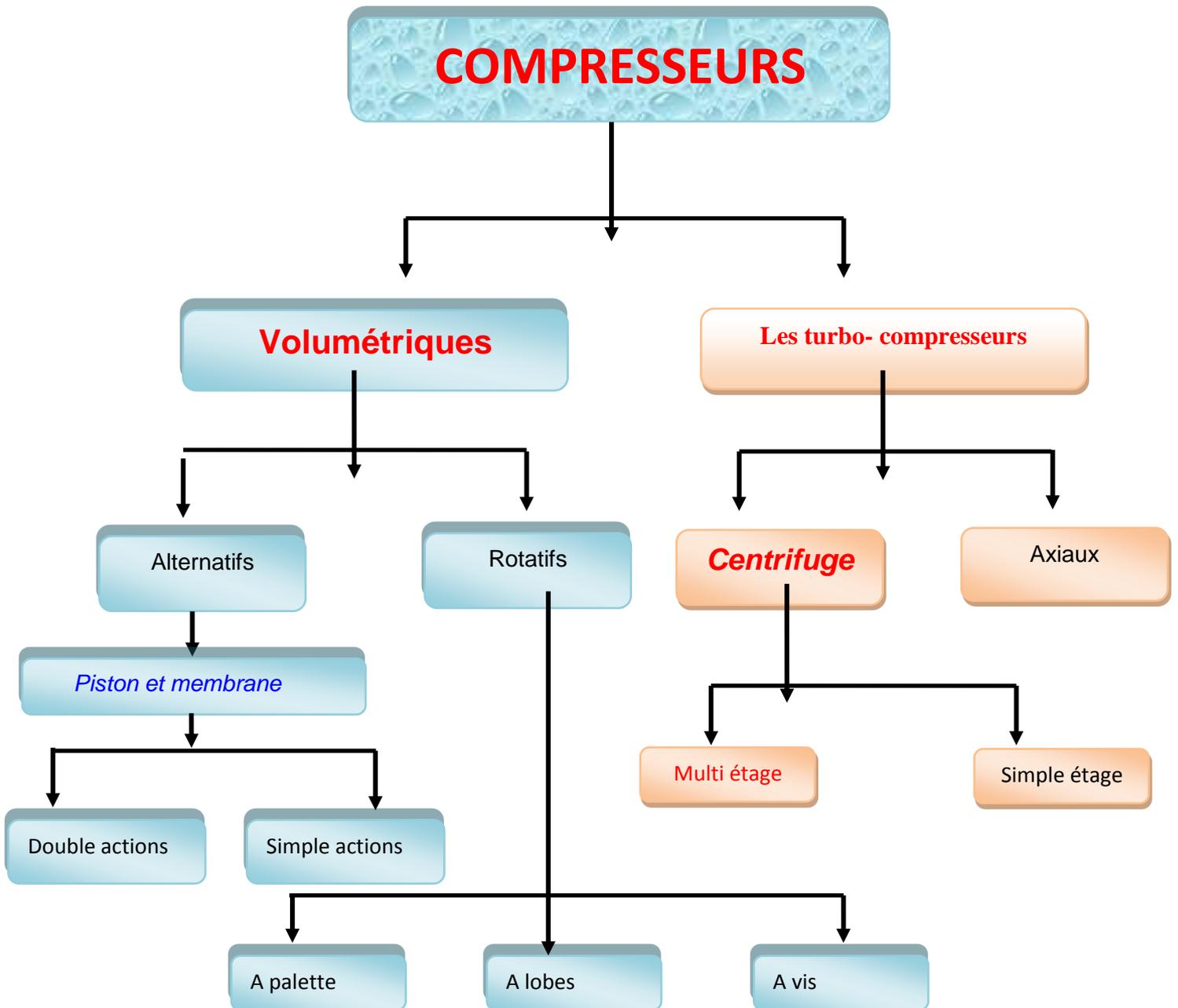


Fig.: II.1 Les catégories principales de compresseur [3]

## II.5. Compresseurs volumétriques [3]

On divise cette famille en deux catégories :

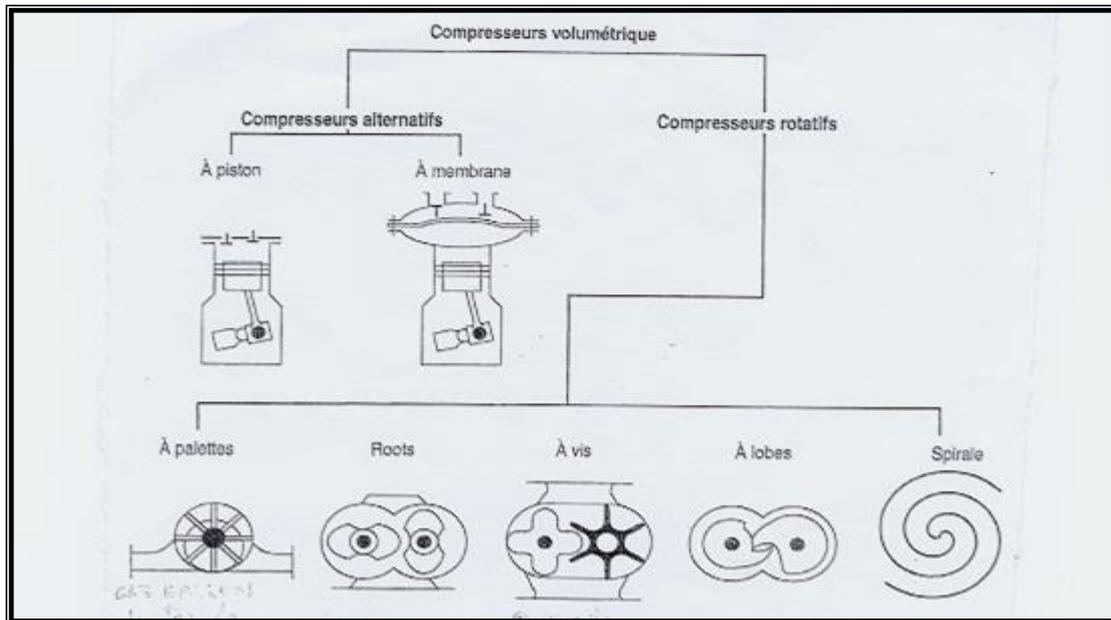


Fig. : II.2 Les différents types des compresseurs volumétriques [2]

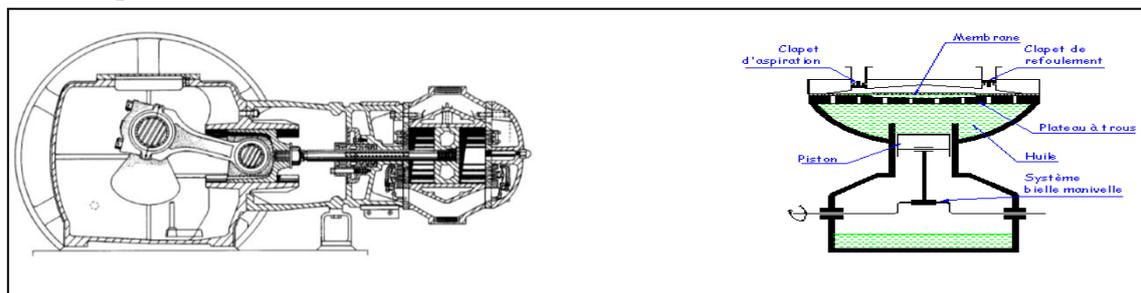
### II.5.1. Compresseurs alternatifs :

Le gaz est introduit dans l'espace limité par des parois métalliques (cylindre et piston)

L'espace à disposition du gaz est réduit (le piston avance) et par conséquent la pression augmente, quand la pression est parallèle à celle du circuit de haute pression le gaz est refoulé.

On distingue deux types :

1. Compresseur à piston : (Système bielle manivelle ; Système à barillet)
2. Compresseur à membrane



Compresseur à piston

Compresseur à membrane

Fig. II.3 Compresseurs alternatifs

#### a. Compresseurs à piston

Ces compresseurs réalisent la compression du gaz par réduction du volume qui lui est offert. La variation du volume et le déplacement du gaz est obtenu par le mouvement

alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre. On classe les compresseurs à piston d'après les différents indices:

- ❖ disposition des cylindres (horizontale, verticale);
- ❖ nombres des cylindres (monocylindrique, ...);
- ❖ méthode de refroidissement (air, eau);
- ❖ méthode de graissage (barbotage, sous pression,...).

### **b. Compresseur à membrane**

C'est la déformation élastique d'une membrane qui assure l'aspiration et la compression du gaz. Un système hydraulique permet d'assurer la flexion de la membrane : un piston se déplace dans le cylindre et agit sur le fluide hydraulique qui transmettra son mouvement oscillatoire à la membrane.

Le rôle du plateau à trous est d'assurer une bonne répartition du fluide sous la membrane. Celle-ci est souvent constituée de trois disques métalliques : ce système a l'avantage de permettre la détection de la rupture de la membrane par une mesure de pression.

La membrane assure une étanchéité statique côté gaz procédé. De ce fait, les compresseurs à membrane sont utilisés pour des gaz dangereux, nocifs et corrosifs.

La membrane permet également de réaliser l'étanchéité vis à vis de la partie mécanique.

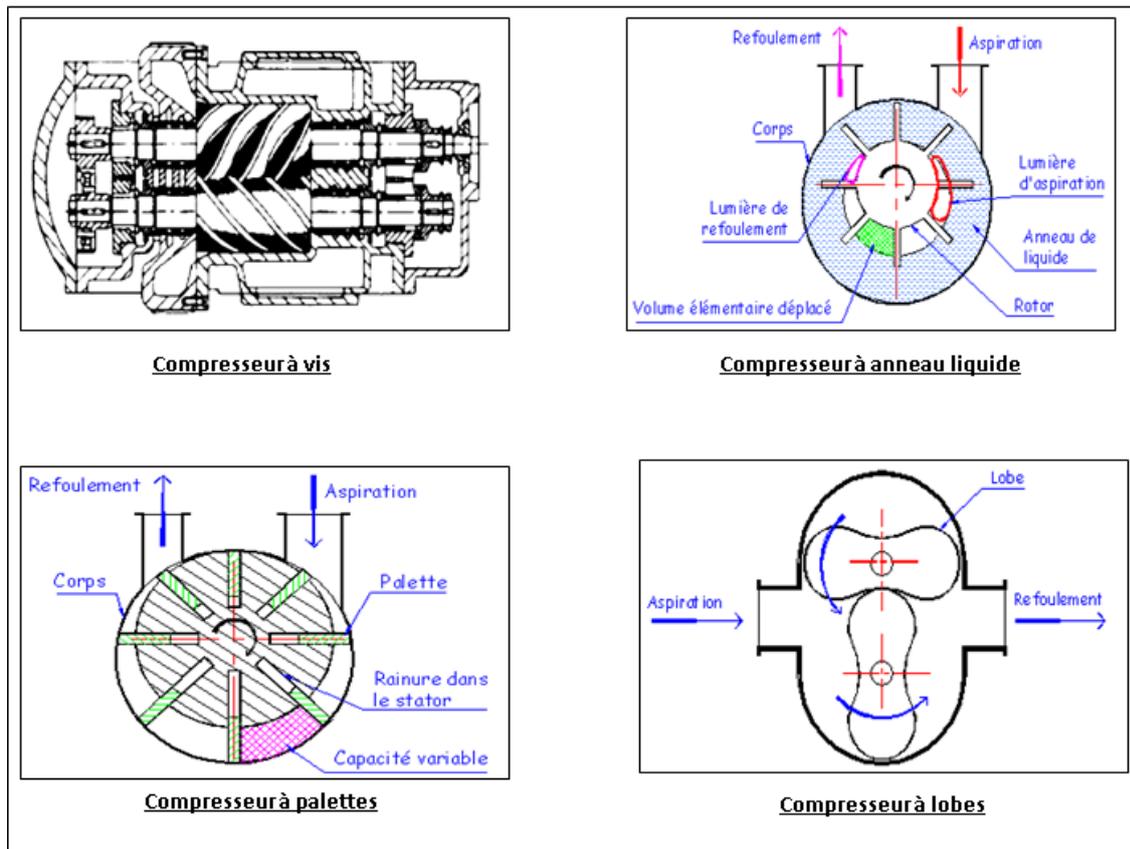
## **II.5.2 Compresseurs rotatifs volumétriques**

Ces compresseurs tels que les compresseurs à piston compriment les gaz par réduction du volume. Parmi ces appareils :

- Les uns réalisent la compression progressivement dans une capacité fermée de volume, décroissant suivant un cycle semblable à celui qui est obtenu dans les compresseurs à piston.
- Les autres transportent les gaz d'une enceinte à basse pression à une autre à pression élevée, le cycle est alors tout à fait différent.

Parmi les compresseurs rotatifs on distingue:

- compresseurs à palettes mobiles;
- compresseur à anneau liquide;
- compresseur à rotors hélicoïdaux.
- Compresseur à lobes



**Fig. II.4 Les compresseurs rotatifs**

#### a. Le compresseur à palet

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

Sous l'action de la force centrifuge, les palettes sont continuellement appliquées contre le cylindre. Le volume compris entre deux palettes est variable.

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

#### b. Le compresseur à vis :

La partie mobile est composée de deux vis s'engrenant l'une dans l'autre .Ces deux vis tournent en sens contraire. Le passage du gaz s'effectue parallèlement aux axes des deux vis.

La vis femelle comporte toujours un pas de plus que la vis mâle avec un profil différent.

#### C. Compresseur à lobes :

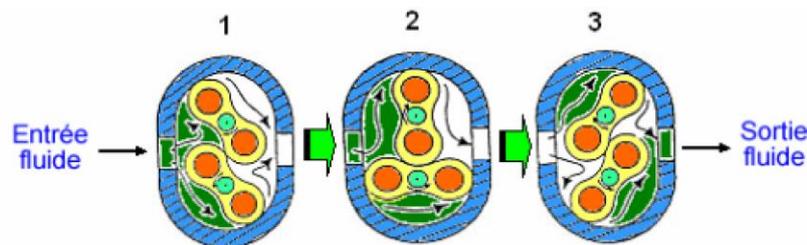
Ils comprennent deux rotors engrenés qui ont le profil d'un lobe. Ils sont logés dans un corps muni de deux orifices, un pour l'aspiration, l'autre pour le refoulement.

L'engrenage des deux rotors est réalisé à l'aide d'un couple de pignons de synchronisation placé à l'extérieur de la machine.

Le jeu entre les rotors peut varier de 0,1 à 1mm suivant le type de machine.

Les arbres des rotors sont portés par des roulements placés à l'extérieur. L'étanchéité vers l'extérieur est assurée soit par des presses étoupes, soit par des garnitures mécaniques.

L'entraînement des deux rotors se fait en sens inverse l'un de l'autre.



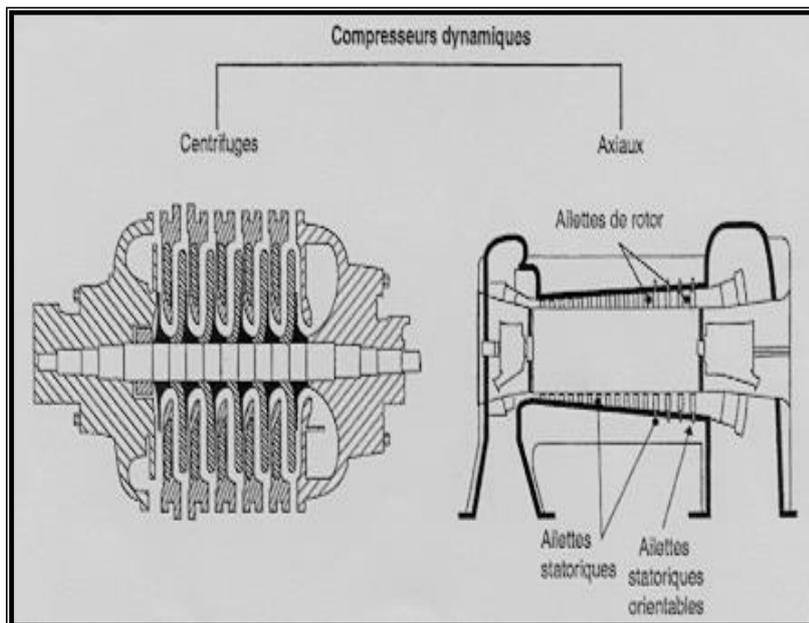
**Fig. II.5** Principe de fonctionnement du compresseur à lobes

## II.6. Compresseurs dynamiques : [3]

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiaux et centrifuges.

Les compresseurs centrifuges augmentent l'énergie du gaz comprimé grâce à la force centrifuge qui est provoquée par le mouvement de rotation des roues à aube.

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



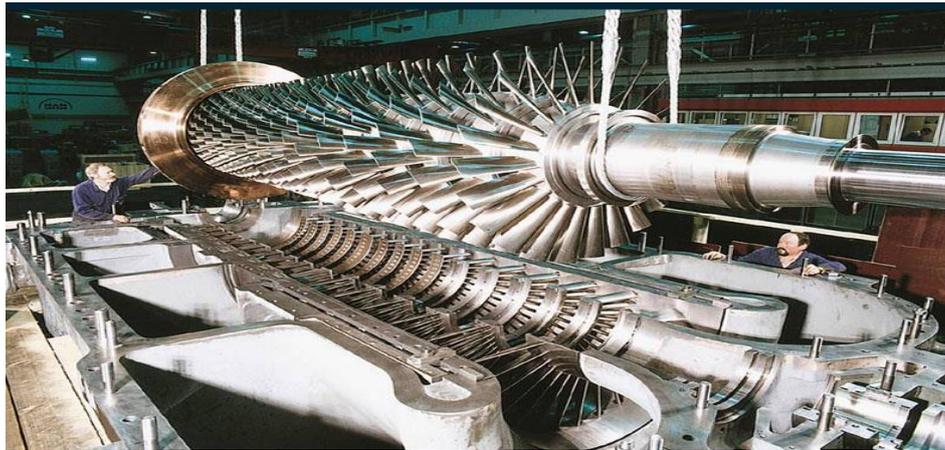
**Fig. II.6.** Les compresseurs dynamiques

### II.7. Compresseurs axiaux [3]

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

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

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



**Fig. II.7 : Compresseur dynamique axial**

### II.8. Compresseur centrifuge [3]

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

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



**Fig. II.8. Compresseur centrifuge**

Bien que la théorie des compresseur centrifuges soit connue avec plus ou moins de raffinement; depuis fort longtemps ce n'est qu'aux alentours 1945-1950 que leur utilisation industrielle à grande échelle commença. Actuellement le fait est établi que leur production excède celle des compresseurs alternatifs pour les raisons les suivantes:

- la taille des usines chimiques augmente continuellement d'où des volumes de gaz comprimé est de plus en plus importants; ce qui est à l'avantage des compresseurs centrifuges.
- Il faut généralement plusieurs compresseurs alternatifs pour remplacer un seul compresseur centrifuge.
- la compression se fait à sec sans huile dans le gaz.
- Les pulsations de pressions sont faibles d'où en principe des massifs de fondation moins onéreux.

Bien étendu les compresseurs centrifuges ont aussi quelques inconvénients par rapport à ceux alternatifs, leurs rendements, de l'ordre de 77% suivant les cas:

Leur exploitation demande une main d'œuvre très qualifiée et capable de discerner, dans un but préventif les causes provoquant le changement de la machine en cours d'exploitation: par exemple, les causes possibles d'évolution du niveau des vibrations du rotor. Les contrôles et la surveillance systématique de ces machines, jouent un grand rôle dans leur fiabilité.

Après permet de se familiariser avec les compresseurs centrifuges.

Le compresseur centrifuge très utilisé en raffinage et dans les industries chimiques.

### II.9. Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge : [3]

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé **volute d'aspiration** et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (voir la **Fig.II.9**). Dans la chambre annulaire du côté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz.

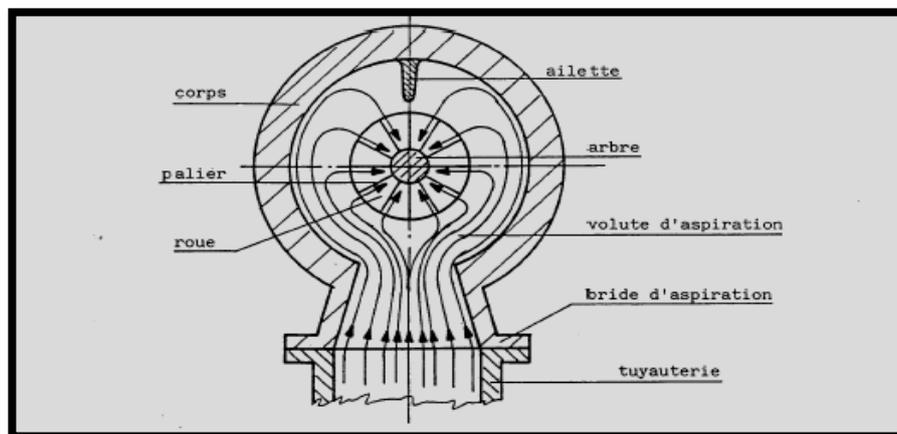
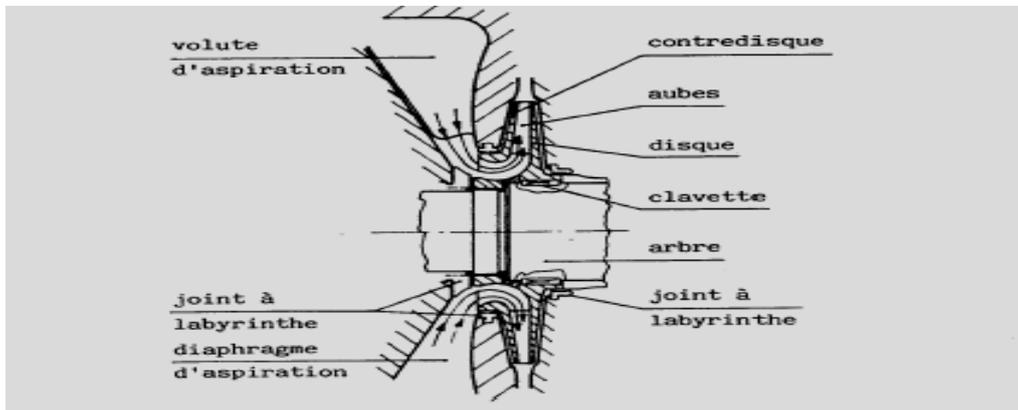


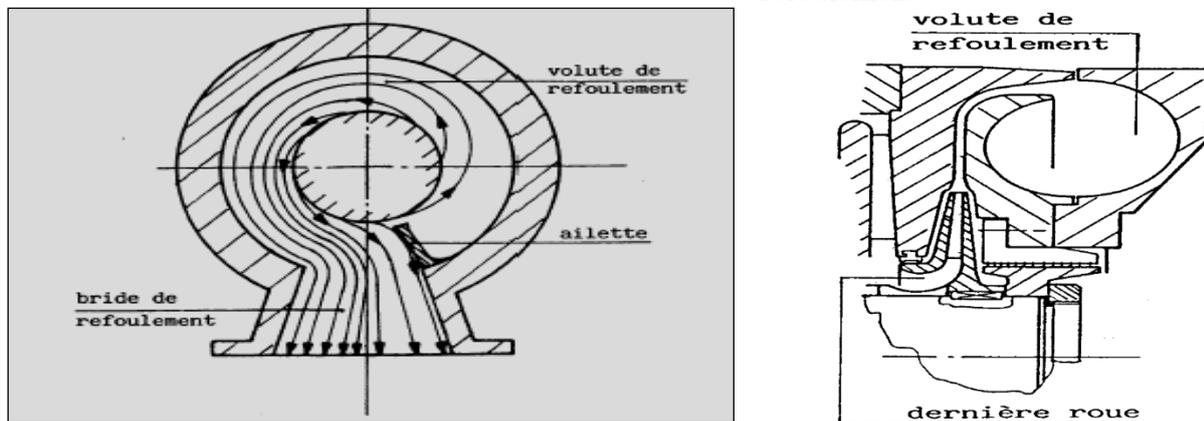
Fig. II.9. Parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration

Le gaz entre dans le **diaphragme** d'aspiration et donc aspiré par la première roue. La **roue** pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression.



**Fig. II.10. Parcours du gaz au niveau de l'impulser**

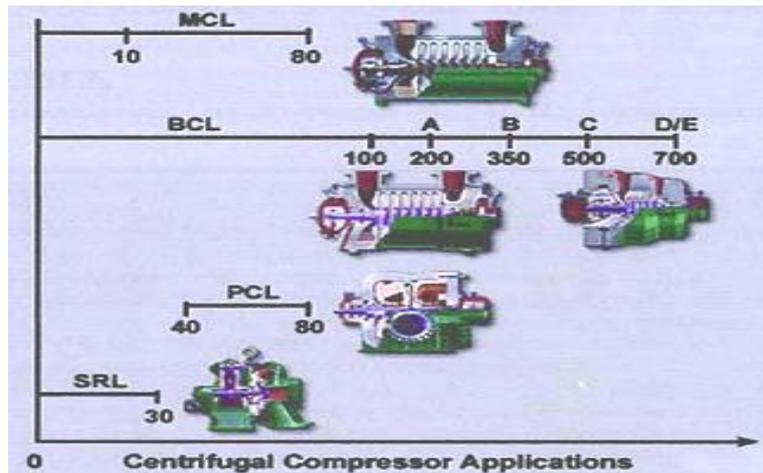
La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée **volute de refoulement** (Fig.14) qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement.



**Fig. II. 11. volute de refoulement**

## II.10. Classification des compresseurs centrifuges [3]

Les compresseurs centrifuges (fig. II 12) ont des formes différentes en fonction du service pour lequel ils doivent être utilisés, et en fonction de la pression nominale.



**Fig. II. 12. classification des compresseurs centrifuges**

Pour les classer, on peut adopter les subdivisions suivantes:

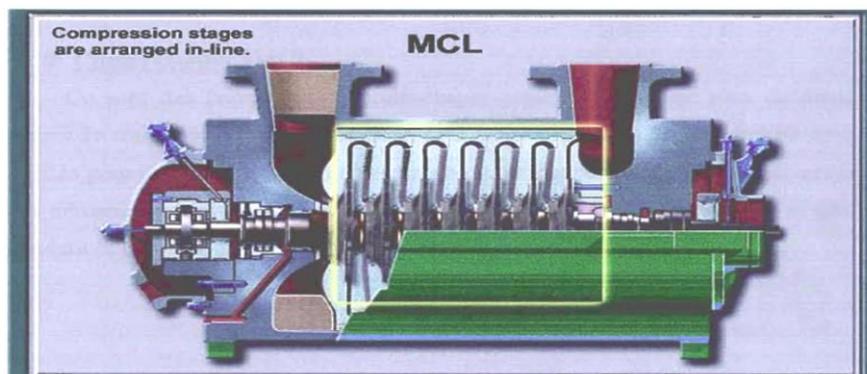
### **II.10.1. compresseurs avec corps ouverts horizontalement**

Les corps ouverts horizontalement, constituent évidemment des corps unis sur le plan du joint horizontal. Ils sont utilisés pour des pressions de fonctionnement restant au-dessous de 60 bars. Les tubulures d'aspiration et de refoulement et celles intermédiaires, ainsi que, les tuyauteries de l'huile de graissage et tous les autres raccordements du compresseur avec le reste de l'installation, se font normalement moyennant le demi – corps inférieur. Grâce à ce système il suffit d'enlever les boulons de liaisons le long du plan de joint horizontal pour pouvoir soulever le demi corps supérieur et accéder facilement à tous les organes internes du compresseur tels que rotor, diaphragmes et joints à labyrinthe.

Les compresseurs avec corps ouverts horizontalement sont indiqués par le sigle MCL et peuvent être subdivisés à leur tour suivant le nombre d'étages compresseurs.

#### **A. Compresseurs MCL**

Ce sont des compresseurs multi étages (fig.13) comprenant un étage compresseur.



**Fig. II. 13. Compresseurs MCL**

## B. Compresseur 2MCL

Il s'agit de compresseurs multi étages groupant deux étages compresseurs en série avec réfrigération intermédiaire dans la même machine (fig. II 14).

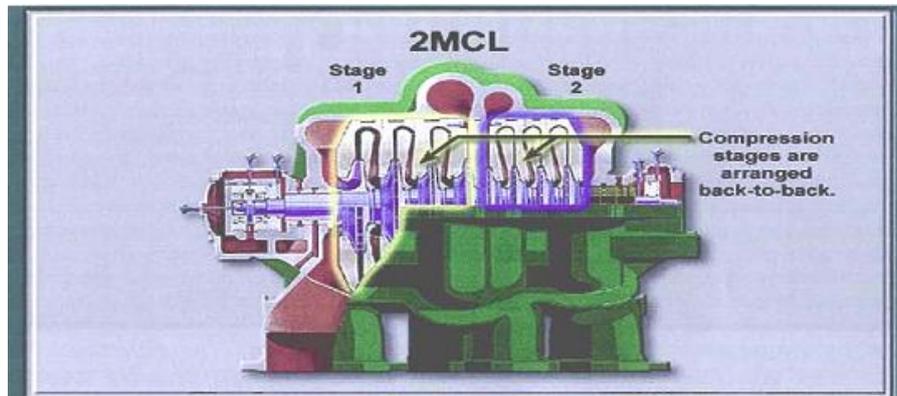


Fig. II 14 : compresseurs 2MCL

## D. Compresseur 3MCL

Ce sont des compresseurs multi-étages généralement avec plus de deux étages de compression réalisés dans un seul corps (fig. II 15) en général ils sont utilisés pour des services où on a besoin de comprimer des débits de gaz divers à des niveaux de pression différents, soit avec injection ou avec extraction de gaz pendant la compression.

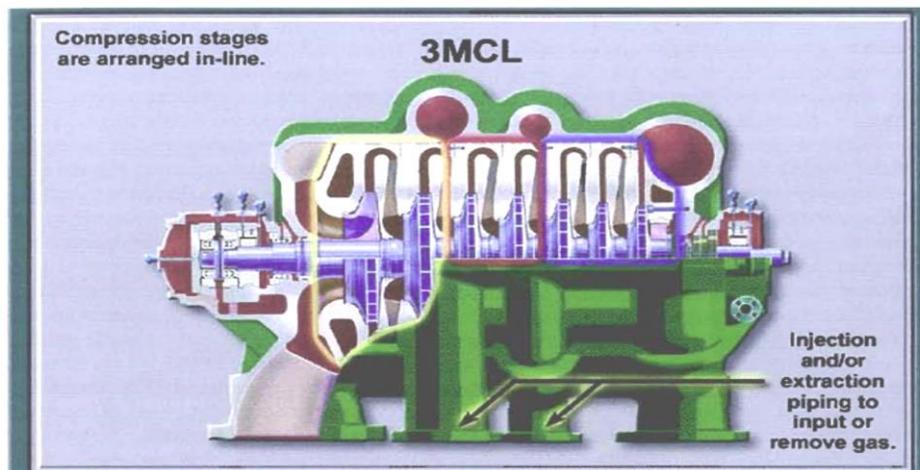


Fig: II. 15. compresseurs 3MCL

### II.10.2. Compresseur avec corps ouverts verticalement

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques c'est pour cette raison que ce type de compresseur est dénommé baril ces compresseurs, généralement multi étages, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700k kg/cm<sup>2</sup>) le rotor et les diaphragmes situés à l'intérieur du corps ne diffèrent pas fondamentalement de ceux des compresseurs MCL.

### A .Compresseurs BCL

Ce sont des compresseurs du type barrel prévoyant un seul étage de compression (fig.16)

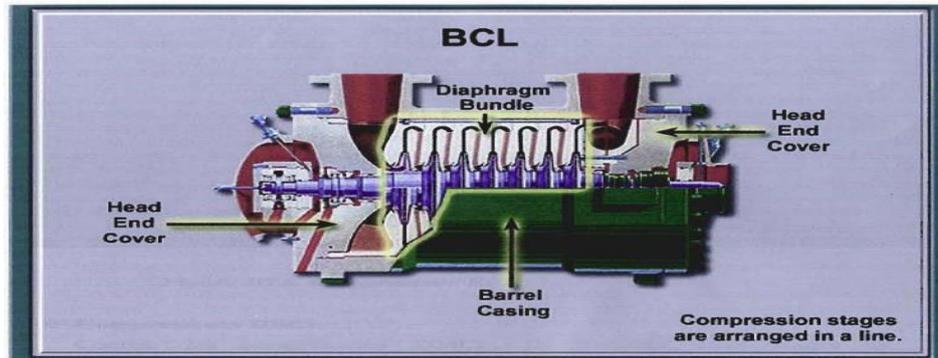


Fig.: II. 16. compresseurs BC

### B. Compresseurs 2BCL

Il s'agit de compresseurs de type barrel avec deux étages de compression en série dans un seul corps (fig.17).

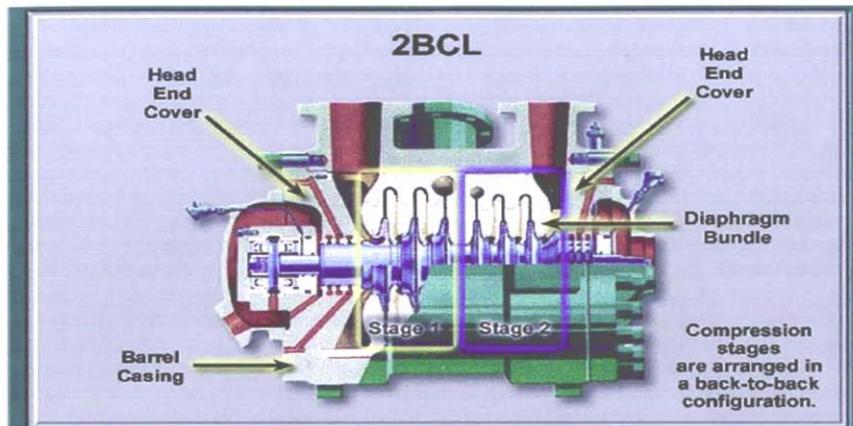


Fig.: II. 17. compresseur 2BCL

### C .Compresseurs DBCL

Comme les compresseurs DMCL, ils réalisent deux étages de compression en parallèle dans un seul corps.

#### II.10.3. Compresseurs avec corps en forme de cloche

##### A. DBCL avec corps en forme de cloche

Les compresseurs barrel à haute pression ont des corps en forme des cloches et sont fermés par des segments à la place des boulons (fig.20).

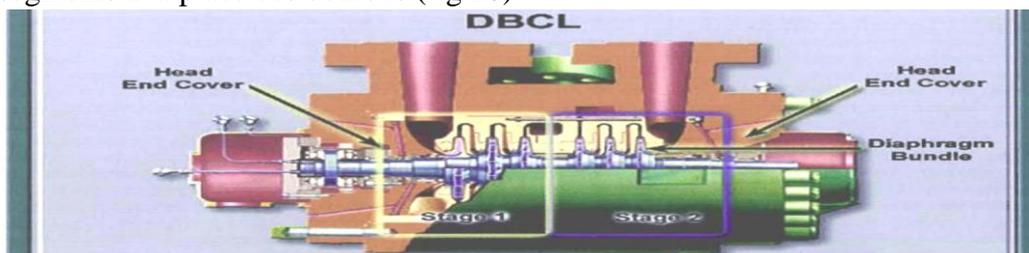


Fig.: II. 18.: DBCL avec corps en forme de cloche

### B. Compresseurs type BCL-VHP

Les corps de ces compresseurs sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical au lieu de deux; comme pour les BCL, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel les brides d'aspiration et de refoulement sont latérales et opposées pour pouvoir les raccorder plus facilement aux canalisations du gazoduc

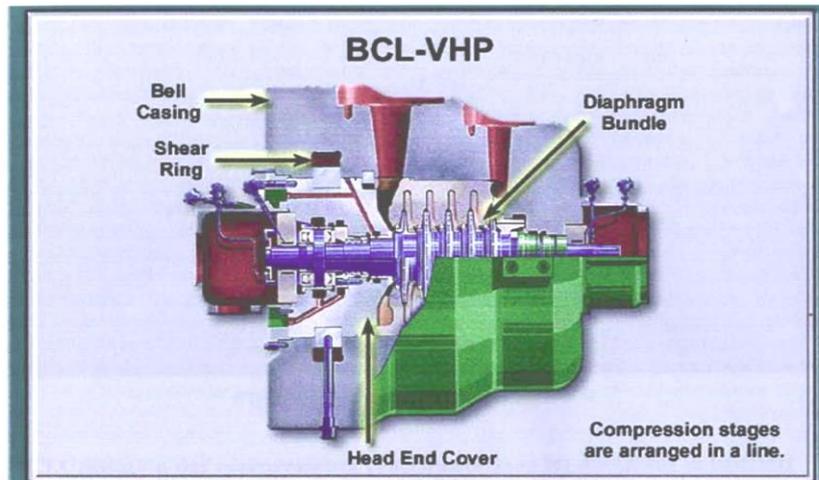


Fig.II.19 compresseurs type BCL-VHP

### C. Compresseurs type SR

Il s'agit de compresseurs pour des services à des pressions relativement basses (fig. II. 21) leurs caractéristiques est d'avoir plusieurs arbres et les roues relatives, montées en porte-à-faux. La roue est du type ouvert, c'est-à-dire sans contre disque, pour permettre des vitesses périphériques élevées de compression pour chaque étage. L'aspiration de chaque roue est axiale tandis que le refoulement est radial. Ces compresseurs sont généralement utilisés pour comprimer de l'air, de la vapeur et pour des applications géothermiques etc....

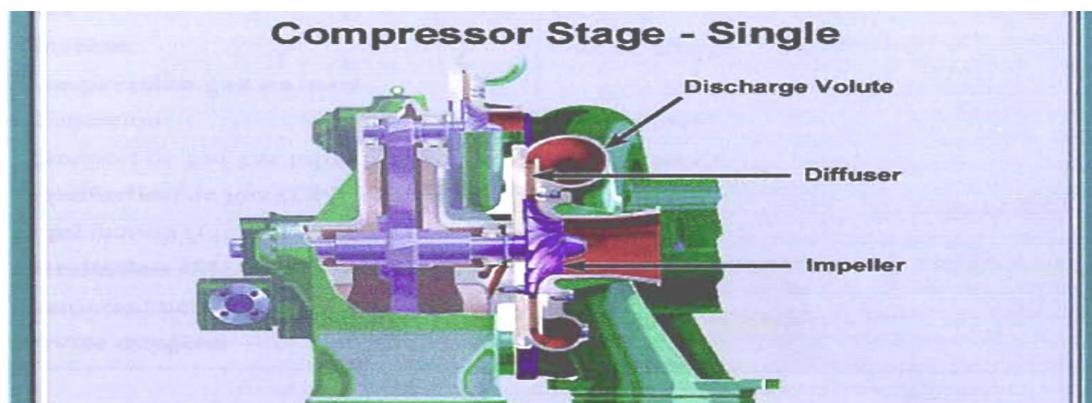


Fig. II. 20. Compresseurs type SR

### II.11. Utilisation des compresseurs centrifuges le domaine industrielle [2]

Le compresseur centrifuge trouve beaucoup d'applications dans de nombreux secteurs de l'industrie ou les procédés demandent des gammes de travail très larges.

**Tableau. II. 1 : Utilisation des compresseurs centrifuges**

Type d'installations	Gaz traité
<b>Raffineries</b>	
Reformage	H <sub>2</sub> +HC
Craquage catalyseur fluide (FCC)	Air, gaz de craquage
Production de lubrifiant	Propane
Oléfine	Gaz naturel, éthylène, propylène
<b>Installations pétrochimiques</b>	
Ammoniac	CH <sub>4</sub> , air H <sub>2</sub> +N <sub>2</sub> +N <sub>2</sub> ,NH <sub>3</sub>
Méthanol	CO,CO <sub>2</sub> ,H <sub>2</sub> ,CH <sub>4</sub>
Urée	CO <sub>2</sub>
Ethylène	Gas de charge
<b>Compression gaz naturel</b>	
Réinjection	Gaz naturel
Transport de gaz par pipeline	Gaz naturel
Liquéfaction (GPL)	Gaz naturel
<b>Installation sidérurgique</b>	
Fractionnement air	Air
Service oxygène	O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub>

### II.12. Comparaison entre les différents types des compresseurs [2]

Le tableau ci-dessous nous donne une comparaison entre les différents types de compresseurs suivant leur débit, pression, rendement et leur mouvement.

**Tableau. II. 2 Comparaison entre les différents types des compresseurs**

TYPES		M <sup>VT</sup> Linéaire	M <sup>vt</sup> Rotatif	Débit	Pression	Rendement
Volumétrique	à pistons	+		Faible à moyen	Elevée	Très bon
	Rotatif		+	Faible	Basse	Faible
turbocompresseur	Centrifuge		+	Important	Elevée	Très bon
	Axial		+	Très important	Basse	Très bon

### III. 1 Définition du compresseur K101A [4]

Le compresseur K101A est un compresseur centrifuge de type cylindrique modèle DRESSER-CLARK 441B 5/5 à joint vertical "barrel"

La désignation DRESSER-CLARK 441B 5/5 est :

- Les deux premiers chiffres du numéro du modèle se rapportent à la capacité à la pression maximale supportée par le modèle en question.
- Le troisième chiffre est la taille du bâti déterminée par des critères physiques (ex: diamètre de l'alésage du carter)
- la lettre "B" désigne la ligne de produit,
- 5/5 est le nombre d'étages, de la première section et de la deuxième section successivement.

Deux types de configuration de rotor sont disponibles en fonction des conditions spécifiques de fonctionnement :

- Unité avec un rotor "direct" :
  - ✓ Toutes ses roues sont face à la même direction
  - ✓ un tambour d'équilibrage (piston) coté refoulement.
  - ✓ Le piston d'équilibrage est utilisé pour réduire la poussée du rotor à une valeur nominale admise par les semelles des coussinets.
- unité avec un rotor "dos-à-dos" :
  - ✓ Ce compresseur ayant un rotor avec des roues montées "dos-à-dos", est à deux sections. La première section c'est pour une moyenne pression "MP" ayant 5 étages, et la deuxième section à haute pression «HP» ayant 5 autres étages.
  - ✓ Les roues à aubes de la deuxième section sont face à la direction opposée à celles de la première section.
  - ✓ Les roues de rotor sont appelées de la première ou de deuxième section (d'un étage à l'autre étage),
  - ✓ Le refoulement de la première section est dans une canalisation montée sur le carter pour être dirigé vers l'aspiration de la deuxième section où il est mélangé avec l'arrivée du gaz HP.

## III. 2 Les organes constituant le compresseur : [4]

### III.2.1 Le bâti

Appelé aussi corps pour un compresseur centrifuge, les enveloppes et les couvercles d'extrémité sont obtenus par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène et donc plus résistant en considération des pressions élevées auxquelles ces compresseurs doivent travailler. Normalement, on utilise de l'acier au carbone pour le corps cylindrique. Les supports et les brides de fermeture, la teneur en carbone adoptée (0.2-0.25%) est suffisante pour obtenir de bonnes caractéristiques mécaniques et au même temps pour conférer des caractéristiques de soudabilité.



Fig. III.1 Le bâti

### III.2.2 Diaphragme :

Les diaphragmes constituent le profilage fluo dynamique de la partie fixe du compresseur. Ils sont divisés en quatre types : d'aspiration, intermédiaires, entre étages et de refoulement.



Fig. III.2 les diaphragmes

**Le diaphragme d'aspiration** : à la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue ; au cas où le réglage de débit du compresseur serait effectué moyennant des aubes variables, qui sont commandées de l'extérieur. Ce réglage est obtenu en modifiant l'angle d'arrivée du gaz à la roue.

**Les diaphragmes intermédiaires** : ont la double tâche de former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression et le canal de retour pour diriger le gaz à l'entrée de la roue successive. Les diffuseurs peuvent être de type à **vortex** libre ou à aubes, ces dernières, améliorent le rendement de la transformation, et réduisent l'élasticité de la machine.

**Le diaphragme de refoulement** forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.

**Les diaphragmes entre étages** séparent les refoulements des deux étages dans les compresseurs à roues opposées.

### III.2.3 Rotor :

La partie rotor du compresseur centrifuge est composée par l'arbre, les roues, le cylindre d'équilibrage, le collet du palier de butée, le moyeu de l'accouplement d'entraînement et par un certain nombre de manchons et de douilles intermédiaires.

### III.2.4 Arbre :

L'arbre est constitué d'une partie centrale, à diamètre constant, où sont montées les roues et les douilles intermédiaires et de deux extrémités aux diamètres opportunément réduits où travaillent les paliers et les étanchéités d'extrémité.



**Fig. III.3 le rotor du compresseur**

Dans la construction des arbres de n'importe quel type de compresseurs, on utilise l'Acier forgé SAE 4330. D'autres constructeurs utilisent des aciers au carbone ordinaires.

L'Acier forgé SAE 4330 se prête excellentement au traitement thermique de durcissement et revenu. En effet les arbres des compresseurs centrifuges ayant des dimensions communes, et qui sont construits avec ce matériau, subissent ce type de traitement jusqu'au cœur tandis que les arbres en acier au carbone ordinaire le traitement atteint seulement la surface. Ce qui offre à l'acier forgé SAE 4330 une bonne ténacité, et ductilité.

Le revenu se fait à des températures plus hautes que d'habitude et de toute manière suffisantes à atteindre une charge de rupture plus grande que  $108 \text{ daN/cm}^2$  et une limite élastique de  $6,38 \text{ daN/cm}^2$ .

### III.2.5 Roues :

Les roues sont **frettées** sur l'arbre. Des languettes ayant la fonction de transmettre le couple sont prévues sous les roues



**Fig. III.4 les roues**

La tolérance négative de montage des roues est nécessaire pour :

- Transmettre le couple moteur
- Éviter leur desserrage aux hautes vitesses de vibration à cause des contraintes dues aux forces centrifuges
- Éviter la formation d'un déséquilibre étant donné que la roue ne serait plus concentrique par rapport à l'arbre.

Du point de vue de la construction, les roues peuvent être du type ouvert ou fermé. Les roues fermées sont constituées d'un disque, d'un certain nombre d'aubes et d'un contre disque. En général l'aubage est incliné en arrière. Il existe plusieurs méthodes pour joindre ces pièces entre elles, mais la majorité des constructeurs adopte le soudage.

Le cycle d'usinage des roues par soudage est le suivant : soudage suivi par les traitements thermiques de détente, essais des pièces soudées, traitement thermique de durcissement et revenu, usinage et élimination de la surépaisseur.

Du point de vue étude mécanique, on doit tenir compte du fait que les roues sont les organes du compresseur les plus soumis aux contraintes étant donné que la réduction du nombre d'étages entraînent des vitesses périphériques, et donc des contraintes de plus en plus élevées.

### III.2.6 Piston d'équilibrage :

Pendant le fonctionnement normal, à l'intérieur du compresseur, se développe une poussée sur le rotor qui doit être absorbée par le palier de la butée.

Cette poussée est due essentiellement à la distribution des pressions agissant sur la roue. Il est évident que la  $\Delta P$  développée par la roue produit un effort vers l'aspiration exprimé par le produit de  $\Delta P$  par la surface comprise au-dessous de l'étanchéité sur le contre - disque.

La somme de ces poussées est généralement assez remarquable et souvent dépasse les capacités du palier de butée.

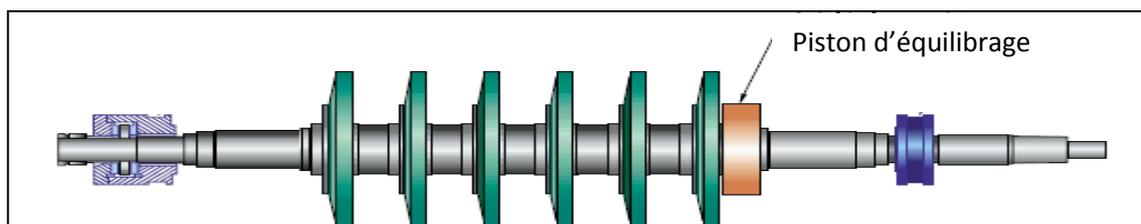


**Fig.: III.5 le piston d'équilibrage**

Par conséquent un cylindre d'équilibrage est une solution à ce problème. Ce dernier est monté après la dernière roue ; en mettant sa surface opposée sous la pression d'aspiration et en dimensionnant opportunément son diamètre. On produit une poussée du côté aspiration au refoulement telle à équilibrer la poussée provenant des roues.

L'équilibrage n'est pas complet mais la poussée résiduelle peut être aisément supportée par le palier de butée de manière, à ne pas créer des imprécisions sur le positionnement du rotor.

Il existe d'autres poussées, comme la poussée due à la variation de quantité de mouvement du gaz qui entre axialement dans la roue et sort radialement ou comme la poussée résultant de la non- uniformité des pressions agissant sur la roue dans les machines haute pression. La largeur du piston d'équilibre doit être telle à supporter toute la  $\Delta P$  développée par le compresseur. Le cylindre d'équilibrage est en acier X12C13 et fretté à chaud sur une clavette de calage comme les roues.



**Fig. III.6: Coupe d'une machine multi-cellulaire**

### III.2.7 Arbre d'accouplement :

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur. Il peut être direct ou bien en utilisant un multiplicateur de vitesse, suivant le type d'entraînement.

Les premiers sont à graissages continus à huile, aptes pour les hautes vitesses de rotation et sont pratiquement les plus employés pour les compresseurs.

Les deuxièmes sont les accouplements à diaphragmes, ils se sont répandus de plus en plus quoique quelques constructeurs ne soient pas très favorables à leur adoption, étant donné que contre l'avantage principal d'accepter des désalignements remarquables, il existe de nombreux désavantages tels que : un poids plus grand et donc une influence négative sur le comportement flexionnel du rotor, difficultés d'équilibrage, vitesse critique et la rupture par fatigue des lamelles.

### III.2.8 Collet du palier de butée :

Le collet est construit en acier au carbone type généralement C40. Il est monté hydrauliquement par ajustement forcé.

**a. Douilles intermédiaires :** Les douilles intermédiaires sont des manchons positionnés entre les roues, elles ont un double but, le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs (en général, elles sont en X15C13), l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre.

**b. Douilles sous garnitures d'étanchéités à huile :** Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et rayures éventuelles, elles peuvent être remplacées facilement.

Pour des pressions élevées il faudra se dépasser des douilles en colimaçon étant donné que ces dernières ne peuvent pas être forcées au-delà d'une certaine limite, dans ce cas on emploie des douilles en acier 40NiCrMo7 durci et revenu.

**C. Étanchéités :** Les étanchéités situées aux deux extrémités de l'arbre, à la sortie de ce dernier du corps, ont le but d'éviter ou de réduire au minimum la sortie du gaz comprimé ou l'entrée de l'air dans le corps de compresseur. Cette étanchéité peut être de trois types : à labyrinthe, à film d'huile, mécanique.

### III.2.9 Garnitures à labyrinthe :

La réduction au minimum des fuites tolérées vers l'extérieur est obtenue, par un jeu de garniture à labyrinthe. Dans ce cas, le gaz qui tend à faire des extrémités de l'arbre est bloqué par une série de lames appelées labyrinthes.

Les garnitures à labyrinthe sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter des endommagements de ce dernier en cas de contacts accidentels. Les garnitures peuvent être extraites aisément. Le nombre des lames et le jeu dépendent des conditions de fonctionnement.

Au cas où la moindre fuite de gaz ne serait admise, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.

Les garnitures à labyrinthe sont en alliage d'aluminium. Qui n'est pas compatible avec la corrosivité du gaz, on utilise des aciers inoxydables de la série 18%Cr-8%Ni.

### **III.2.10 Garnitures d'étanchéités à huile :**

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées de deux anneaux flottants (de haute pression de côté H.P. et basse pression du côté B.P) revêtus à l'intérieur de métal anti-frottement.

L'huile d'étanchéité, à une pression légèrement supérieure à celle de gaz, arrive dans l'espace annulaire compris entre les deux bagues et passe dans l'espace annulaire laissé par le jeu entre les bagues et l'arbre.

L'huile qui est échappée du côté basse pression revient dans le réservoir et ensuite réintroduite dans le système ; l'huile sortie du côté haute pression est purgée par deux purgeurs automatiques.

L'entrée d'huile dans le gaz est empêchée par une large garniture à labyrinthe. Puisque la pression de l'huile est légèrement supérieur à celle des gaz, l'intérieur du compresseur est muni de chambres intermédiaires d'équilibrage de la pression.

### **III.2.11 Garnitures mécaniques :**

La garniture mécanique est constituée fondamentalement d'une bague de charbon normalement fixe gardée en contact contre un collet d'acier tournant avec l'arbre du compresseur. Le contact est assuré par l'action combinée d'éléments élastiques (ressorts et soufflets) et par la distribution de la pression agissant sur la bague même.

Le contact entre le collet et la bague produit de la chaleur qui doit être éliminée en refroidissement de la garniture avec de l'huile. Pour garantir le graissage de l'espace contenant le film de lubrifiant entre le collet et la bague il faut avoir une pression différentielle entre huile et gaz assez élevée. Pour garder ce  $\Delta P$  il est nécessaire de créer une chambre de pression et donc il faut avoir une garniture BP entre l'huile sous pression et l'atmosphère.



**Fig. : III.7 La garniture mécanique**

Les garnitures mécaniques sont employées surtout où il est important de limiter au maximum la quantité d'huile pouvant polluer le gaz : en effet la perte d'huile de la bague H.P est environ 5 à 10 fois plus petite que les pertes des garnitures d'étanchéité à huile ordinaires.

En cas d'arrêt d'urgence du compresseur par manque d'huile, la garniture continue à barrer le gaz, à machine à l'arrêt (Même si de manière imparfaite pour la présence éventuelle d'égratignures et d'usures sur les surfaces de contact entre le collet et la bague).

On peut Aussi utiliser une garniture double, elle est composée de deux garnitures simples montées face, une injection de gaz neutre se fait entre les deux garnitures. Cette injection peut polluer le gaz du procédé, mais évite le rejet de ce gaz à l'atmosphère. La fiabilité de cette garniture est totalement liée à celle de l'injection du gaz neutre.

### **III.2.12 Paliers :**

**A. Les paliers porteurs :** ils sont de type à frottement et graissage forcé, sont logés à l'extérieur du corps du compresseur et peuvent être inspectés sans éliminer la pression à l'intérieur du corps. Le palier de butée est situé à l'extérieur par rapport aux porteurs et du côté opposé à celui où est monté l'accouplement. Cette solution est adoptée afin de réduire l'entraxe et d'améliorer donc le comportement flexionnel de compresseur.

**B. Paliers à patins inclinables:** Ils sont installés sur pratiquement tous les compresseurs. En effet, ils sont plus aptes à faire obstacle aux éventuelles actions de déséquilibre du film d'huile. Leur emploi est subordonné à une étude faite entraînant la vérification des fréquences de vibration de l'arbre. Le métal de base adopté dans leur construction est l'acier au carbone. A ce dernier, on ajoute, dans les zones de travail des patins, un dépôt en métal blanc anti-frottement. Le dépôt est obtenu par fusion et centrifugation.

**C. Paliers de butée :** Les paliers de butée installés sur la plupart des compresseurs centrifuges sont du type à patins inclinables et pourvus d'appuis uniforme et répartis de la charge. Les patins travaillent sur un collet qui est monté hydrauliquement sur l'arbre.



**Fig. : III.8 le palier de butée**

### **III.3. Système de graissage et d'étanchéité**

#### **III.9.1 Circuit de l'huile de graissage**

Le bon fonctionnement du compresseur nécessite l'apport d'une quantité d'huile suffisante pour évacuer la chaleur dégagée par frottement et pour éviter le contact métal, dont le but d'éviter l'usure des paliers et de la butée.

Le système d'huile de lubrification est composé d'un réservoir, d'un filtre, d'un aérorefrigérant, d'une vanne de régulation de pression et d'autres accessoires de sécurité et de régulation.

L'huile est aspirée du réservoir et envoyée dans le circuit de lubrification par deux pompes, une principale et l'autre auxiliaire montées en parallèle, avec une soupape de surpression, et entraînées par des moteurs électriques. L'huile refoulée est refroidie par un aérorefrigérant équipé d'une vanne régulatrice de température qui a pour rôle de maintenir la température d'huile en aval de l'aérorefrigérant à 60°C.

A la sortie de l'aérorefrigérant l'huile passe par un filtre (pour ne maintenir en circulation que l'huile propre) puis par une vanne autorégulatrice de pression qui sert pour contrôler la pression d'huile de lubrification des paliers de l'ensemble (moteur- compresseur), et de la maintenir à une pression de l'ordre de 2,5 bars.

A la sortie de compresseur, l'huile est évacuée par gravité jusqu'au réservoir d'huile de lubrification dans une position loin de l'aspiration des pompes.

Un réservoir de secours en cas d'urgence est monté à trois (03) mètres au-dessus de l'axe du compresseur, dont sa taille est calculée pour assurer l'alimentation d'huile suffisante en cas de défaillance dans le système principal d'huile de lubrification ou en cas de coupure de courant électrique

### III.9.2 Système d'étanchéités en bout d'arbre du compresseur

Les étanchéités placées aux deux extrémités de l'arbre (rotor) empêchent la sortie du gaz du corps du compresseur. L'étanchéité est assurée par une série d'étanchéité à labyrinthe (étanchéité interne) et une étanchéité à barrage d'huile (étanchéité externe).

#### A. Étanchéité interne

Pour empêcher le retour du gaz entre les divers étages ainsi que le retour de gaz se trouvant au refoulement de chaque roue vers l'aspiration de celle-ci, on utilise des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe, constitué par des anneaux composés de deux parties comprenant des liches (lames) en forme de couteau et qui sont positionnées très près de la périphérie du rotor. Les anneaux d'étanchéité sont en alliage léger, résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre et des roues afin d'éviter d'endommager ceux-ci en cas de contact accidentel

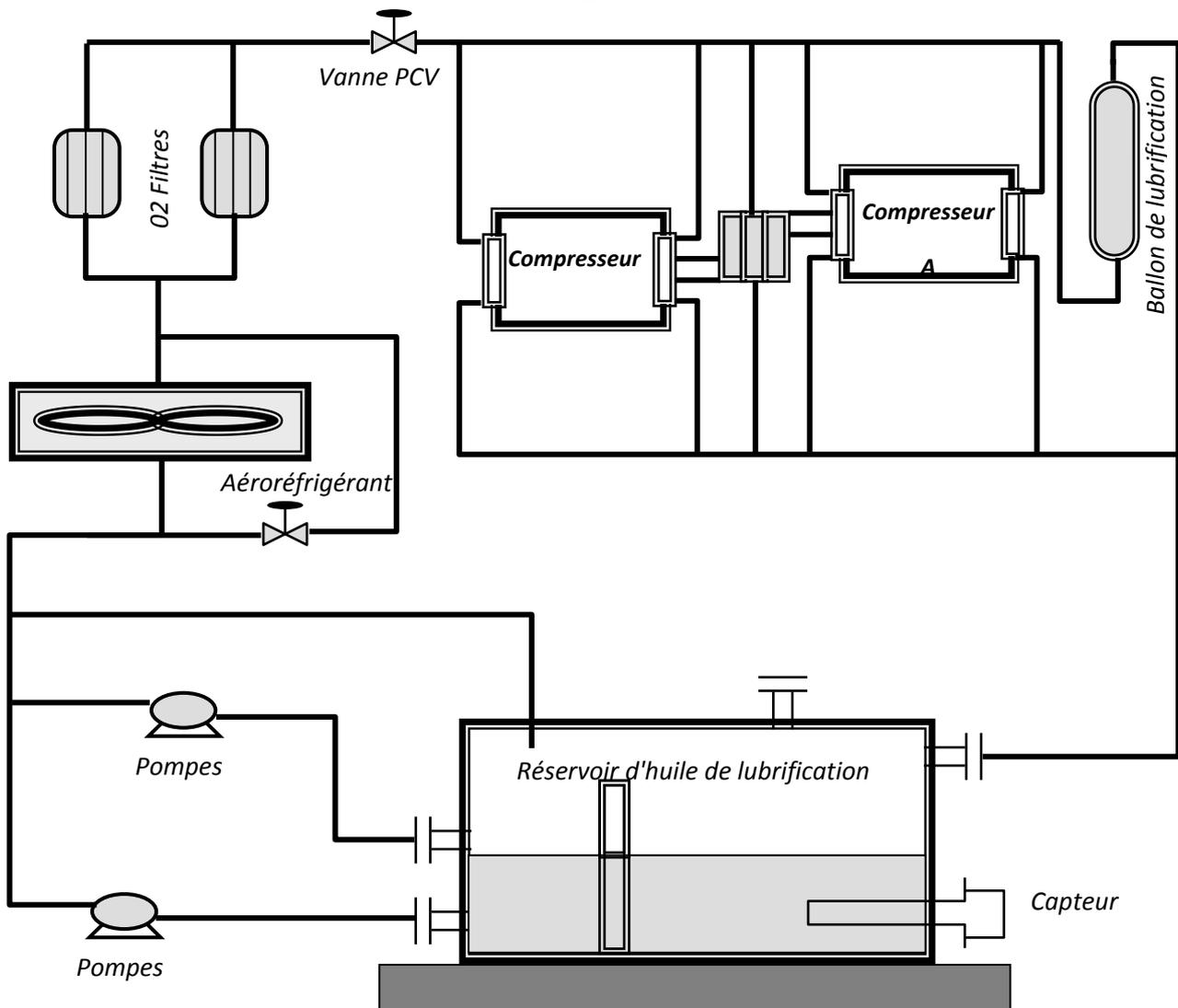


Fig : III.9 Circuit de lubrification d'un compresseur centrifuge

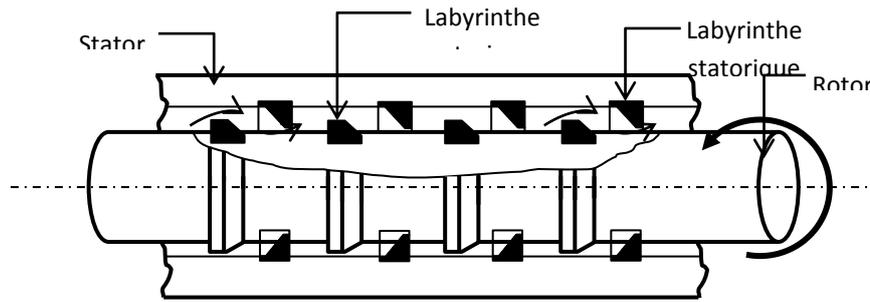


Fig. : III.10 Étanchéité à labyrinthe en bout

### B. Étanchéité externe

Pour empêcher la sortie du gaz vers l'extérieur à travers les deux extrémités du compresseur, on dispose d'un système d'étanchéité à barrage d'huile (fig. III.11).

L'étanchéité à barrage d'huile est constituée par trois ou plusieurs bagues en acier dont la partie intérieure est un métal antifriction, montées avec un jeu minimum sur l'arbre.

Les bagues flottent dans leurs logements et sont libres de suivre les mouvements en sens radial de l'arbre. Les deux bagues extérieures placées, l'une en face de l'autre, sont maintenues écartées par une série de ressorts plats de façon à fermer une chambre annulaire dans laquelle l'huile d'étanchéité est injectée légèrement supérieure à celle du gaz de la chambre immédiatement en amont de la bague interne.

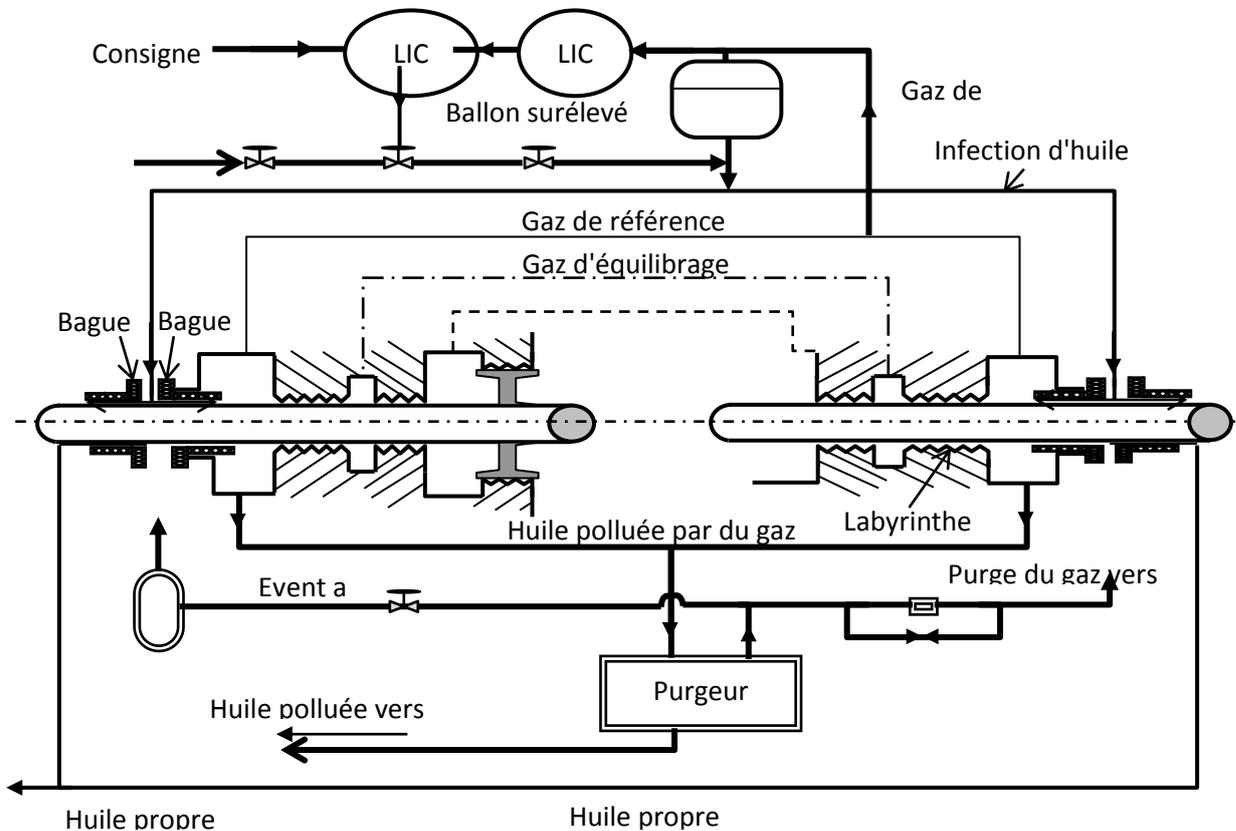


Fig.III.11 circuit d'étanchéité à barrage

## IV.1. Introduction

Le calcul thermodynamique a pour but la détermination des performances du compresseur ; pour obtenir des résultats réalistes. nous avons utilisé les paramètres de fonctionnement relevés sur site et qui sont résumés dans les tableaux ci-dessous :

**Paramètres de fonctionnement:****Tableau 4.1 :** paramètre de fonctionnement du compresseur

<b>1<sup>ier</sup> étage</b>	
<b>Salle de contrôle</b>	
<b>Pression d'aspiration ; en [bars]</b>	<b><math>P_a = 2,1</math></b>
<b>Pression de refoulement ; en [bars]</b>	<b><math>P_r = 9,8</math></b>
<b>Température d'aspiration ; en [K]</b>	<b><math>T_a = 300,15</math></b>
<b>Température de refoulement ; en [K]</b>	<b><math>T_r = 414,09</math></b>
<b>Constructeur [5]</b>	
<b>Débit massique ; en [Kg/h]</b>	<b><math>Q_m = 4460,4</math></b>
<b>Nombre de roues</b>	<b><math>N = 5</math></b>
<b>Coefficient de compressibilité</b>	<b><math>Z = 0,983</math></b>
<b>Chaleur spécifique; en [KJ/Kg.C°]</b>	<b><math>C_p = 2,35</math></b>
<b>Vitesse de rotation ; en [tr/min/]</b>	<b><math>n = 13060</math></b>
<b>2<sup>ème</sup> étage</b>	
<b>Salle de contrôle</b>	
<b>Pression d'aspiration ; en [bars]</b>	<b><math>P_a = 9,8</math></b>
<b>Pression de refoulement ; en [bars]</b>	<b><math>P_r = 33,5</math></b>
<b>Température d'aspiration ; en [K]</b>	<b><math>T_a = 349,15</math></b>
<b>Température de refoulement ; en [K]</b>	<b><math>T_r = 440,67</math></b>
<b>Constructeur [5]</b>	
<b>Débit massique ; en [Kg/h]</b>	<b><math>Q_m = 22748,4</math></b>
<b>Nombre de roues</b>	<b><math>N = 5</math></b>
<b>Chaleur spécifique; en [Kj/Kg.C°]</b>	<b><math>C_p = 2,42</math></b>
<b>Vitesse de rotation ; en [tr/min]</b>	<b><math>n = 13060</math></b>

## IV.2. Calcul des travaux au 1<sup>er</sup> étage

### ❖ détermination de la constante spécifique du gaz [6]

$$r = \frac{R}{M} = \frac{8,314}{21,94} \quad (4.1)$$

$$\Rightarrow r = 0,38 [kJ/kg.k^\circ]$$

### ❖ calcul des coefficients adiabatiques [6]

$$r = Cp - Cv \quad (4.2)$$

$$K = \frac{Cp}{Cp - r}$$

$$K = \frac{2,35}{2,35 - 0,38} = 1,19 \Rightarrow K = 1,19$$

### ➤ taux de compression [6]

$$\varepsilon = \frac{P_r}{P_a} = \frac{9,8}{2,1} = 4,66 \Rightarrow \varepsilon = 4,66 \quad (4.3)$$

### ➤ coefficient polytropique [6]

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\log \varepsilon}{\log \frac{T_r}{T_a}} \quad (4.4)$$

$$n = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon - \log \frac{T_r}{T_a}}$$

$$n = \frac{\log 4,66}{\log 4,66 - \log \frac{414,09}{300,15}} = 1,26 \Rightarrow n = 1,26$$

### IV.2.1. Travail adiabatique: [7]

Le coefficient de compressibilité et la température  $T_a$  sont donné par le constructeur dans le tableau 4.1 où  $T_a = 300,15$  K et  $Z = 0,983$

$$W_{ad} = \frac{K}{K-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_a \left( \varepsilon^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad (4.5)$$

$$W_{ad} = \left( \frac{1,19}{1,19-1} \right) \times 0,983 \times 0,38 \times 300,15 \times \left( 4,66^{\frac{1,19-1}{1,19}} - 1 \right)$$

$$\Rightarrow W_{ad} = 195,6 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

### IV.2.2. Travail polytropique: [7]

$$W_p = \frac{n}{n-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_a \left( \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (4.6)$$

$$W_p = \frac{1,26}{1,26-1} \times 0,983 \times 0,38 \times 300,15 \times \left( 4,66^{\frac{1,26-1}{1,26}} - 1 \right)$$

$$\Rightarrow W_p = 203,3 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

## IV.2.3. Travail réel : [7]

$$W_r = \frac{K}{K-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_a \cdot \left( \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (4.7)$$

$$W_r = \frac{1,19}{1,19-1} \times 0,983 \times 0,38 \times 300,15 \times \left( 4,66^{\frac{1,26-1}{1,26}} - 1 \right) = 261,68 [kj/kg]$$

$$\Rightarrow W_r = 261,68 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

Les résultats obtenus sont représentés dans le tableau 4.

**Tableau 4.2** : le travail du première étage du compresseur

r	N	k	Z	T <sub>a</sub>	ε	W <sub>ad</sub>	W <sub>p</sub>	W <sub>r</sub>
0,38	1,26	1,19	0,983	300,15	4,66	195,6	203,3	261,68

IV.3. Calcul des travaux au 2<sup>ème</sup> étage

Les caractéristiques du gaz :

Le Tableau 4.3 : caractéristiques des gaz présent dans le compresseur

Composantes	Concentration moléculaire X%	Masse molaire (μ) [Kg/K°.mol]	Chaleur spécifique à pression constant Cp [KJ/Kg.K°]	Température critique [K°]	Pression critique [bars]
N <sub>2</sub>	4,19	28,02	1,621	126,2	33,92
CO <sub>2</sub>	0,6	44,01	1,031	304,1	73,84
CH <sub>4</sub>	67,34	16,04	2,204	190,56	45,96
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	20,02	30,07	1,714	305,33	48,72
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	6,08	44,09	1,624	369,85	42,48
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,44	58,12	1,678	407,85	36,41
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	1,02	58,12	1,620	425,16	37,97
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,12	72,15	1,625	460,4	33,82
nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,19	72,15	1,601	469,7	33,70

## IV.3.1. Masse molaire du mélange gazeux [7]

$$M = \sum M_i Y_i \quad (4.8)$$

$$M = M_{(N_2)} Y_{(N_2)} + M_{(CO_2)} Y_{(CO_2)} + M_{(CH_4)} Y_{(CH_4)} + M_{(C_2H_6)} Y_{(C_2H_6)} + M_{(C_3H_8)} Y_{(C_3H_8)} + M_{(C_3H_8)} Y_{(C_3H_8)} + M_{(nC_4H_{10})} Y_{(nC_4H_{10})} + M_{(iC_5H_{12})} Y_{(iC_5H_{12})} + M_{(nC_5H_{12})} Y_{(nC_5H_{12})}$$

$$M = 21,94 \text{ Kg/k}^\circ \cdot \text{mole}$$

**Coefficient de compressibilité du 2<sup>ème</sup> étage [6]****a) aspiration:**

- Température critique du mélange:  $T_{cr} = \sum g_i T_{cri} \Rightarrow T_{cr} = 226,62 [K^\circ]$  (4.9)

- Pression critique du mélange:  $P_{cr} = \sum g_i P_{cri} \Rightarrow P_{cr} = 45,80 [bars]$  (4.10)

$$T_{rea} = \frac{T_a}{T_{cr}} = \frac{349,15}{226,62} = 1,54 [K^\circ]$$

$$P_{rea} \frac{P_a}{P_{cr}} = \frac{9,8}{45,80} = 0,214 [bars]$$

$$Z_a = 1 - 0,4273 \cdot \frac{0,214}{(1,54)3,66} = 0,98$$

**b) refoulement**

$$T_{rea} = T_r / T_{cr} = \frac{440,67}{226,62} = 1,94 [K^\circ] \quad (4.11)$$

$$P_{rea} = \frac{P_r}{P_{cr}} = 0,73 [bar]$$

$$Z_r = 1 - 0,4273 \frac{P_{rea}}{(T_{rea})3,66} = 1 - 0,4273 \frac{0,73}{7,1} = 0,96 \Rightarrow Z_r = 0,96$$

$$Z_{moy} = \frac{Z_a + Z_r}{2} = \frac{0,98 + 0,96}{2} = 0,97 \Rightarrow Z_{moy} = 0,97 \quad (4.12)$$

**Calcul des coefficients adiabatiques [6]**

$$r = C_p - C_v$$

$$K = \frac{C_p}{C_p - r}$$

$$K = \frac{2,425}{2,425 - 0,38} = 1,18 \Rightarrow K = 1,18$$

**➤ taux de compression**

$$\varepsilon = \frac{P_r}{P_a} = \frac{33,5}{9,8} = 3,41 \Rightarrow \varepsilon = 3,41$$

**➤ coefficient polytropique**

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\log \varepsilon}{\log \frac{T_r}{T_a}}$$

$$n = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon - \log \frac{T_r}{T_a}}$$

$$n = \frac{\log 3,41}{\log 3,41 - \log \frac{440,67}{349,15}} = 1,23 \Rightarrow n = 1,23$$

#### IV.4.1. Travail adiabatique: [7]

$$W_{ad} = \frac{K}{K-1} Z.r.T_a \left( \varepsilon^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right)$$

$$W_{ad} = \frac{1,18}{1,18-1} \times 0,97 \times 0,38 \times 349,15 \times \left( 3,41^{\frac{1,18-1}{1,18}} - 1 \right) = 173,61 [kj / kg]$$

$$\Rightarrow W_{ad} = 173,61 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

#### IV.3.2. Travail polytropique: [7]

$$W_p = \frac{n}{n-1} Z.r.T_a \left( \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

$$W_p = \frac{1,23}{1,23-1} \times 0,97 \times 0,38 \times 349,15 \times \left( 3,41^{\frac{1,23-1}{1,23}} - 1 \right) = 177,44$$

$$\Rightarrow W_p = 177,44 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

#### IV.3.3. Travail réel : [7]

$$W_r = \frac{K}{K-1} Z.r.T_a \left( \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

$$W_r = \frac{1,18}{1,18-1} \times 0,97 \times 0,38 \times 349,15 \times \left( 3,41^{\frac{1,23-1}{1,23}} - 1 \right) = 217,52 [KJ / Kg]$$

$$\Rightarrow W_r = 217,52 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

Tableau 4. 4: le travail du deuxième étage du compresseur

r	N	k	Z	T <sub>a</sub>	ε	W <sub>ad</sub>	W <sub>p</sub>	W <sub>r</sub>
0,38	1,23	1,18	0,97	349,15	3,41	173,61	177,44	217,52

**IV.4. Travail global du compresseur [7]****4.1. Travail adiabatique:**

$$W_{ad} = W_{ad1} + W_{ad2} \quad (4.13)$$

$$W_{ad} = 195,6 + 173,61 = 369,21 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$\Rightarrow W_{ad} = 369,21 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right] \quad (4.14)$$

**4.2 Travail polytropique:**

$$W_p = W_{p1} + W_{p2} \quad (4.15)$$

$$W_p = 203,3 + 177,44 = 380,74 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$\Rightarrow W_p = 380,74 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

**4.3. Travail réel:**

$$W_r = W_{r1} + W_{r2} \quad (4.16)$$

$$W_r = 261,68 + 217,52 = 479,20 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$\Rightarrow W_r = 479,20 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

Tableau 4.5 : le travail global du compresseur

Travail adiabatique $W_{ad}$	Travail polytropique $W_p$	Travail réel $W_r$
369,21	380,74	479,20

**V.5. Calcul des rendements [7]****➤ rendement adiabatique:**

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} \quad (4.17)$$

$$\circ \quad \eta_{ad} = \frac{369,21}{479,20} = 0,77 \Rightarrow \eta_{ad} = 77 \%$$

**➤ rendement polytropique 1<sup>er</sup> étage**

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r}$$

$$\eta_p = 203,3/261,68 = 0,77$$

➤ rendement polytropique 2<sup>ier</sup> étage

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r} \quad (4.18)$$

$$\eta_p = 177,44/217,52 = 0,81$$

➤ rendement global polytropique:

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r}$$

$$\eta_p = \frac{380,74}{479,20} = 0,79 \Rightarrow \eta_p = 79\%$$

➤ rendement global :

Le rendement mécanique du compresseur :  $\eta_{méc} = 0.95$ .

Le rendement volumétrique du compresseur :  $\eta_{vol} = 0.98$ .

$$\eta_g = \eta_{ad} \times \eta_{vom} \times \eta_{méc} \quad (4.19)$$

$$\eta_{méc} = (0,92 \div 0,96)$$

$$\eta_g = 0,77 \times 0,98 \times 0,95 = 0,71 \Rightarrow \eta_g = 0,71$$

## IV.5. 1 Interprétation des résultats

Tableau 4.6 : Interprétation des résultats

1 <sup>er</sup> étage			
	Rendement polytropique (%)	Travail réel (KJ/Kg)	Puissance absorbée (KW)
Constructeur	78	286	470
Service	77	261,68	449,18
Écart relatif	81%	217,52%	1697,18%
2 <sup>ieme</sup> étage			
	Rendement polytropique (%)	Travail réel (KJ/Kg)	Puissance absorbée
Constructeur	83	313	1900
Service	81	217,52	1697,18
Écart relatif	2,39%	20%	10%

Les écarts des (rendement polytropique, travail réel et puissance absorbée) par rapport au constructeur sont notamment faibles ; ces écarts sont dû par les différences des conditions de gaz (température, pression et poids moléculaire)

Donc les résultats sont acceptables pour une étude estimative

IV.6. Calcul des pressions intermédiaires

Connaissant le taux de compression, on pourra calculer facilement les pressions intermédiaires par la formule suivante :

$$P_{i+1} = \zeta P_i \quad \text{numéro de l'étage;} \quad (4.20)$$

- $P_i$  : pression dans l'étage (i);
- $P_{i+1}$  : pression dans l'étage (i+1);
- $\zeta$  : taux de compression
- .a partir de L'équation(9) en calcul

$$\zeta = \sqrt[n]{\varepsilon_1}$$

$$\zeta_1 = \sqrt[5]{4,6} \Rightarrow \zeta_1 = 1,36$$

$$\zeta_2 = \sqrt[5]{3,41} \Rightarrow \zeta_2 = 1,27$$

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau 4.7 :

Tableau 4.7 : Pression intermédiaires dans chaque roue

1 <sup>er</sup> étage					
$P_{as}$ [bar]	$P_1$ [bar]	$P_2$ [bar]	$P_3$ [bar]	$P_4$ [bar]	$P_5$ [bar]
<b>2,1</b>	2,85	3,88	5,28	7,18	9,8
2 <sup>ème</sup> étage					
$P_{as}$ [bar]	$P_6$ [bar]	$P_7$ [bar]	$P_8$ [bar]	$P_9$ [bar]	$P_{10}$ [bar]
<b>9,8</b>	12,4	15,75	20,01	25,41	33,5

#### IV.7. Calcul des températures intermédiaires [7]

$$\frac{T_{i+1}}{T_i} = \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.21)$$

- $T_{i+1}$  : température dans l'étage (i+1);
- $T_i$  : température dans l'étage (i).

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

Tableau 4.8 : Température intermédiaires dans chaque roue

1 <sup>er</sup> étage					
$T_{as}$ en [K]	$T_1$ [en [K]]	$T_2$ [en [K]]	$T_3$ [en [K]]	$T_4$ [en [K]]	$T_5$ [en [K]]
<b>300,15</b>	319,67	340,68	363,04	386,82	414,09
2 <sup>ème</sup> étage					
$T_{as}$ [en [K]]	$T_6$ [en [K]]	$T_7$ [en [K]]	$T_8$ [en [K]]	$T_9$ [en [K]]	$T_{10}$ [en [K]]
<b>414,09</b>	349,15	364,85	381,51	399	440,67

1<sup>ier</sup> étage

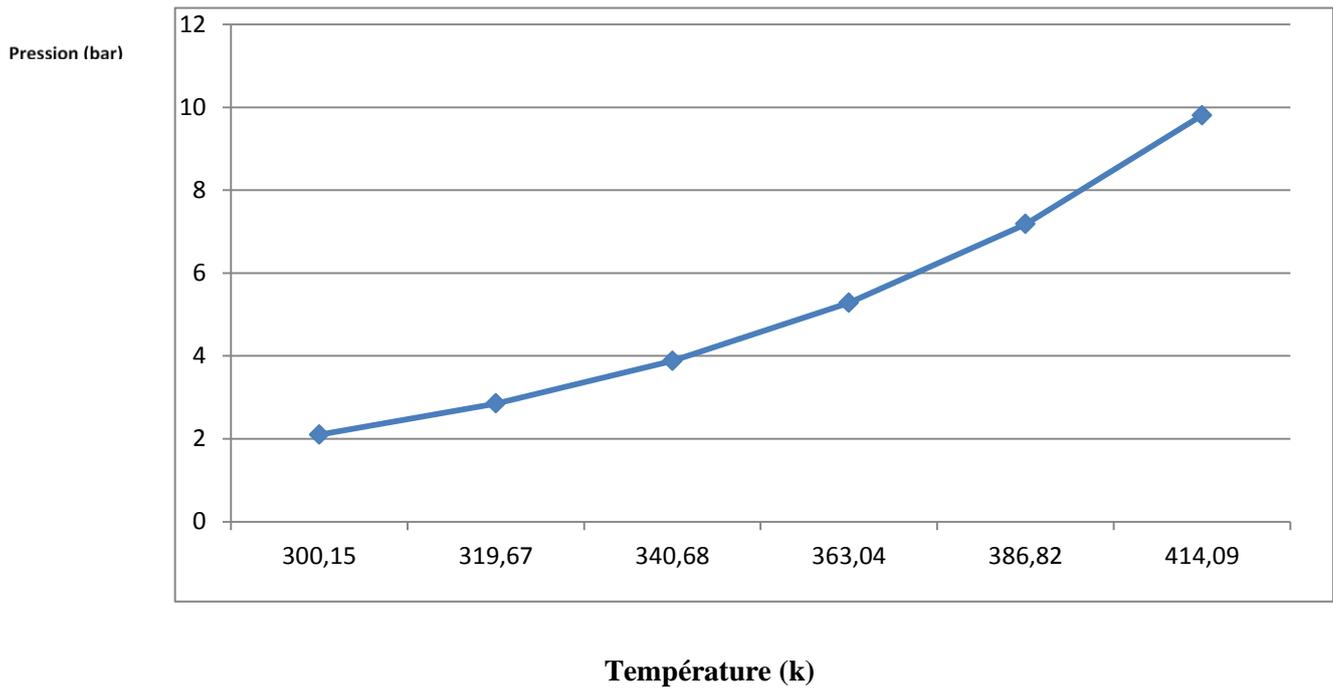


Fig. IV.1. Graphe de la température en fonction de la pression

2<sup>ier</sup> étage

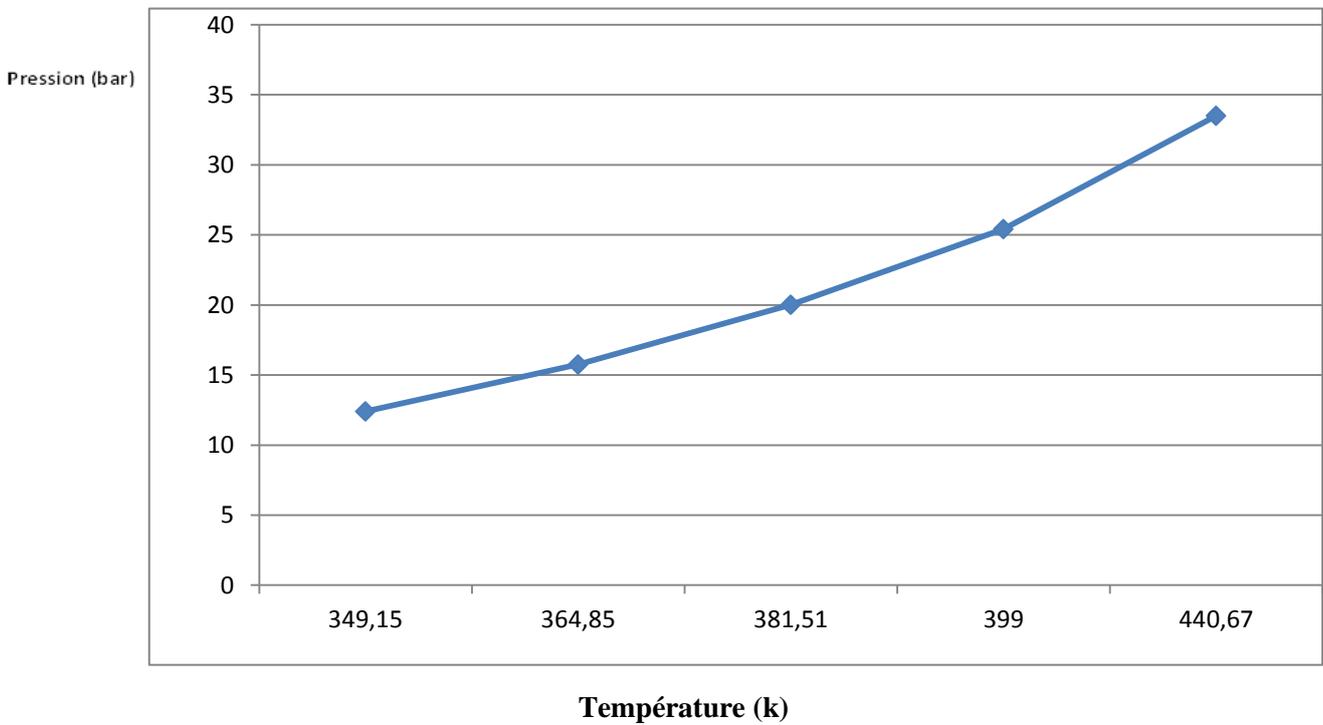


Fig. IV.2. Graphe de la température en fonction de la pression

### Interprétation des résultats

On observant les résultats du Tableau 4.7 et 4.8 les figures VI.1 et VI.2. Nous remarquons que la température augmente au fur et à mesure de la première roue à la dixième roue et cela est dû à l'augmentation de pression

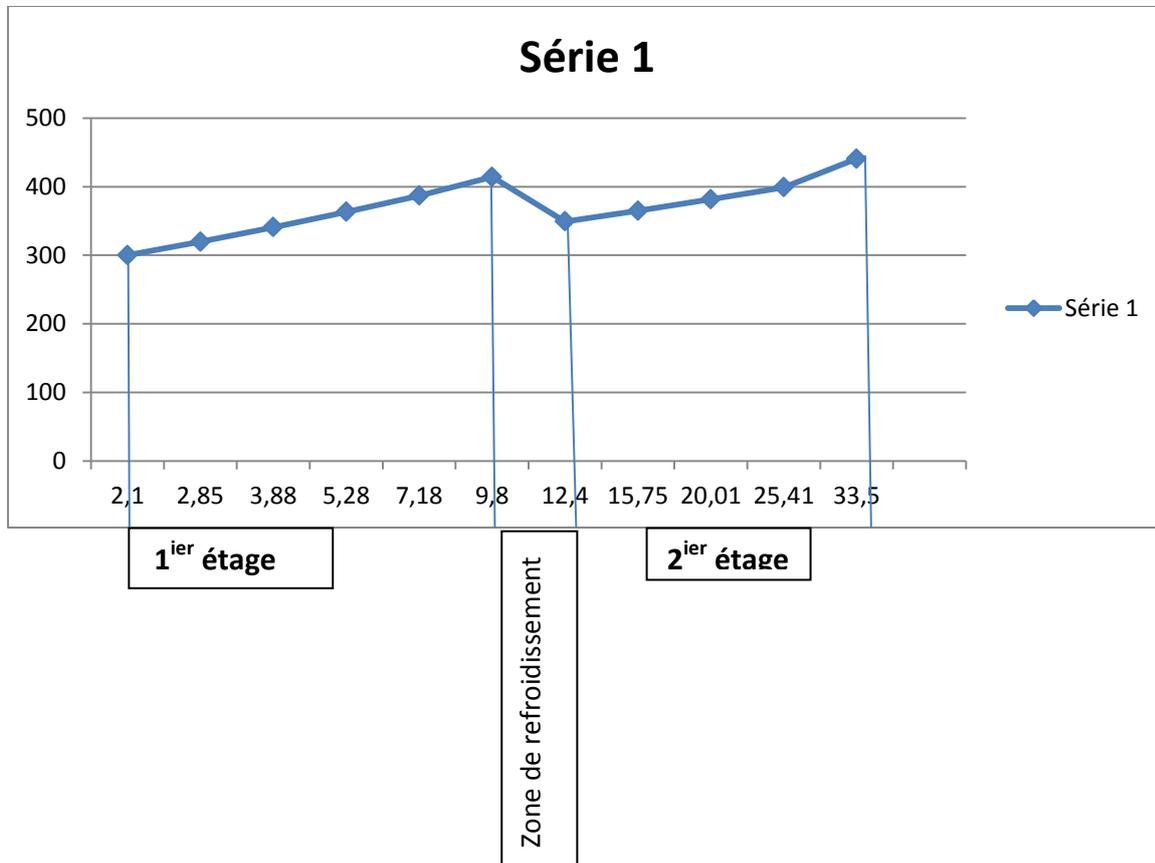


Fig .IV.3. Graphe de la pression en fonction de la température

### Interprétation des résultats

Nous remarquons que la température augmente au fur et à mesure de la première roue à la cinquième roue de 319,67 à 414,09 et cela est dû à l'augmentation de pression dans 1<sup>er</sup> étage.

Nous remarquons que la température diminue après refoulement de la cinquième roue jusqu'à 349,15, cette diminution est obtenue on introduisant le gaz dans des aeros de refroidissement sans pour autant diminué la pression. Dans cette phase une deuxième séparation est effectuée pour enlever le reste du brute des gaz.

Enfin la température augmente au fur et à mesure de la sixième roue à la dixième roue et cela est dû à l'augmentation de pression dans 2<sup>er</sup> étage.

## IV.8. Calcul de puissance[7]

➤ la puissance transmise au gaz 1<sup>er</sup> étage

$$Pu = Q_m \cdot W_r \quad (4.22)$$

Où :  $Q_m$  : débit massique [Kg /s]

$$Pu = 1,41.261,68 \Rightarrow Pu = 368,96[kw]$$

➤ la puissance transmise au gaz 2<sup>ier</sup> étage

$$Pu = Q_m \cdot W_r \quad (4.23)$$

Où :  $Q_m$  : débit massique [Kg /s]

$$Pu = 6,32 \cdot 217,52 = 1374,72 \Rightarrow Pu = 1374,72[kw]$$

➤ la puissance absorbée 1<sup>er</sup> étage

$$Na = Pu / \eta_p = 368,96 / 0,77 = 449,18KW. \quad (4.24)$$

➤ la puissance absorbée 2<sup>ieme</sup> étage

$$Na = Pu / \eta_p = 1374,72 / 0,81 = 1697,18KW$$

## ➤ Puissance à l'accouplement:

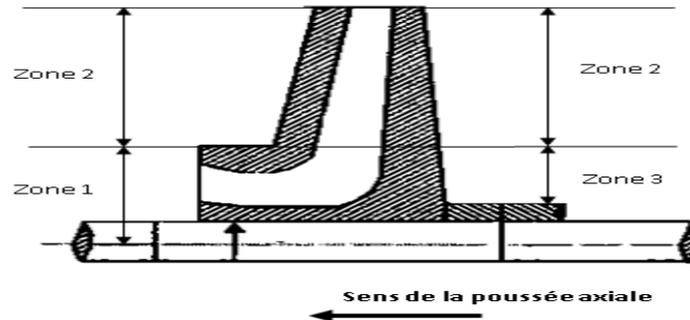
On tient compte des pertes mécaniques de transmission qui sont comprises entre 2% et 4% on admettra ici 4%.

$$P_{ab} = P_a \cdot 1,04$$

$$P_{ab} = 3240,53 \cdot 1,04 \Rightarrow P_{ab} = 3370,15[kw]$$

### IV.9.Étude de la poussée axiale [5]

Les compresseurs centrifuges nécessitent un dispositif permettant de s'opposer à la poussée axiale. Cette poussée s'applique sur chacune des roues ; elle résulte de la différence de pressions, qui existe entre deux faces du flasque.



**Fig. IV.4. La poussée axiale**

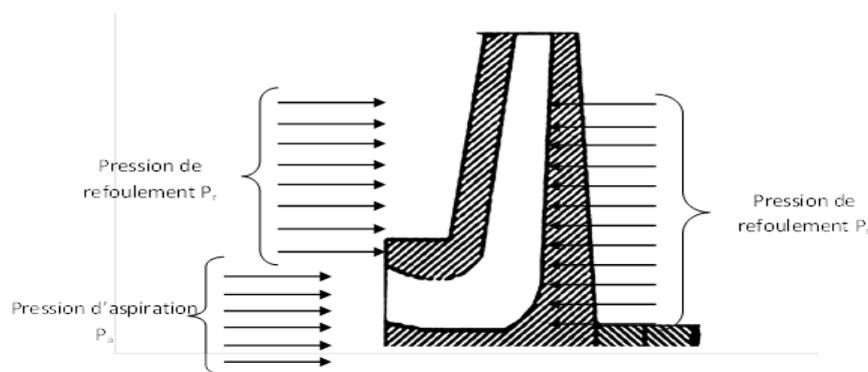
**Zone 1** : soumise à la pression d'aspiration.

**Zone 2** : soumise à la pression de sortie de la roue.

**Zone 3** : soumise à la pression de sortie de gaz après son passage dans le diffuseur

#### V.9.1. Origine de la poussée axiale

La poussée axiale dans les compresseurs centrifuges est la somme de forces de pressions non équilibrées agissant sur la roue dans la direction axiale, pour comprendre l'origine de celle-ci, considérons une roue d'un compresseur centrifuge et étudions les efforts



**Fig. IV.5. Origine de la poussée axiale**

#### IV.9.2. Distribution de la pression sur les surfaces de la roue : (impulseur)

La poussée axiale d'une roue résulte essentiellement des composantes axiales des forces de pression sur les surfaces extérieures de la roue. Ces forces de pressions sont :

- pression d'aspiration de la roue.  $P_a$
- pression de refoulement.  $P_r$

La figure (Fig.IV.4) montre au-dessous du diamètre « D » les pressions doivent être sensiblement équilibrées.

Donc la poussée axiale est due essentiellement à la différence ce qui se traduit par la formule :

$$F = (P_r - P_a) \times S$$

Où :

$F$  : poussée axiale.

$P_r$  : pression de refoulement de roue.

$P_a$  : pression d'aspiration de la roue.

$S$  : section des faces de la roue.

La poussée axiale totale est la somme des effets agissants sur toutes les roues.

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n$$

$N$  : nombre des étages (roues)

IV.9.3. La poussée axiale sur les roues

Tout corps baignant dans un fluide est soumis aux forces créées par la pression des fluides d'impulseur baignant lui aussi dans le liquide véhiculé et soumis aux forces exercées par la pression du liquide (sur l'impulseur).

On distingue trois (03) forces.

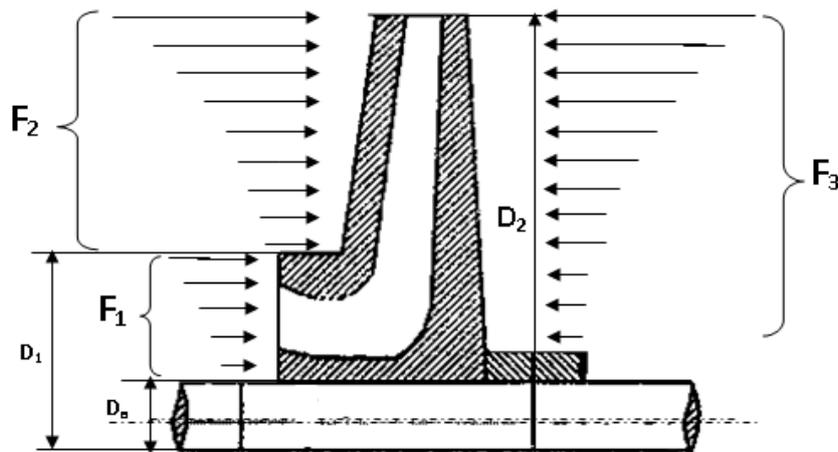


Fig. IV.6. Schéma des poussées axiales agissant sur l'impulseur

$F_1$  : est la poussée dirigée vers le refoulement ; produite par la pression d'aspiration sur la face avant de l'impulseur entre les diamètres  $D_1, D_a$ .

$$F_1 = P_{asp} \times \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2) \tag{4.25}$$

$F_2$  : est la poussée dirigée contre l'aspiration produite par la pression de refoulement sur la face d'impulsion entre  $D_2$  et  $D_a$

$$F_2 = P_{ref} \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_a^2) \tag{4.26}$$

$F_3$  : est la poussée dirigée vers le refoulement, produite par la pression de refoulement sur la face avant de l'impulseur entre  $D_2$  et  $D_1$ .

$$F_3 = P_{ref} \times \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) \quad (4.27)$$

La poussée axiale étant la poussée résultante, elle est dirigée contre l'aspiration et s'exprime par.

$$F_{Ap} = \frac{\pi}{4} (P_{ref} - P_{asp}) \times (D_1^2 - D_2^2) \quad (4.28)$$

La poussée axiale totale est la somme des effets agissants sur toutes les roues.

$$F_{a,Total} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + \dots + F_{an} \text{ où } n : \text{ nombre des roues.} \quad (4.29)$$

#### IV.9.4. Poussée axiale sur le piston d'équilibrage

Comme indiqué précédemment dans le paragraphe précédent nous avons :

$$F_p = P_r \times S_{eq1} = \frac{\pi}{4} P_r (D_e^2 - D_a^2) \quad (4.30)$$

- $P_r$  : pression de refoulement.
- $S_{eq1}$  : 1<sup>er</sup> section de l'équilibrage.
- $D_e$  : diamètre de piston d'équilibrage.
- $D_a$  : diamètre de l'arbre.

$$F_a = P_a \times S_{eq2} = \frac{\pi}{4} P_a (D_e^2 - D_a^2) \quad (4.31)$$

- $P_a$  : pression d'aspiration.
- $S_{eq2}$  : 2<sup>eme</sup> section d'équilibrage.

Alors la poussée axiale sur le piston d'équilibrage sera donnée par la formule suivante :

$$F_{a.piston} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_a^2) \quad (4.32)$$

- $D_1$  : diamètre de l'ouïe d'aspiration.
- $D_a$  : diamètre de l'arbre.
- $D_e$  : diamètre du disque d'équilibrage.

#### IV.9.5. Calcul des poussées axiales

##### Les données

- Diamètre de d'ouïe d'aspiration  $D_1 = 192,50$  mm:
- Diamètre de l'arbre  $D_a = 107$  mm:
- Diamètre de disque d'équilibrage  $D_e = d_2 = 205,70$  mm:
- Pression d'aspiration  $P_{asp} = P_a = 2,10$  bars :

- Pression de refoulement  $P_{ref} = P_r = 33,50$  bars.

Poussée axiale sur roues

$$\begin{aligned} \mathbf{1^{ere} roue :} \quad F_{a1} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (2,85 - 2,1) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a1} &= 0,015.10^5 [N] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{2^{eme} roue :} \quad F_{a2} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (3,88 - 2,85) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a2} &= 0,020.10^5 [N] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{3^{eme} roue :} \quad F_{a3} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (5,28 - 3,88) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a3} &= 0,028.10^5 [N] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{4^{eme} roue :} \quad F_{a4} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (7,18 - 5,28) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a4} &= 0,038.10^5 N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{5^{eme} roue :} \quad F_{a5} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (9,8 - 7,18) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a5} &= 0,052.10^5 [N] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{6^{eme} roue :} \quad F_{a6} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (12,4 - 9,8) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a6} &= 0,051.10^5 [N] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{7^{eme} roue :} \quad F_{a7} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (15,75 - 12,4) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a7} &= 0,067.10^5 [N] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{8^{eme} roue :} \quad F_{a8} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (20,01 - 15,75) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a8} &= 0,085.10^5 [N] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{9^{eme} roue :} \quad F_{a9} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (25,41 - 20,01) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a9} &= 0,107.10^5 [N] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{10^{eme} roue :} \quad F_{a10} &= (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (33,5 - 25,41) \times [(0,192)^2 - (0,107)^2] \\ F_{a10} &= 0,161.10^5 [N] \end{aligned}$$

Donc : la poussée axiale totale.

$$F_{a.total} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4} + F_{a5} + F_{a6} + F_{a7} + F_{a8} + F_{a9} + F_{a10}$$

$$F_{a.total} = 0,58 . 10^5 N$$

La poussée axiale sur le piston d'équilibrage

$$F_{a.piston} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (33,5 - 9,8) \times [(0,205^2) - (0,107^2)]$$

$$F_{a.piston} = 0,57.10^5 N$$

La poussée axiale sur collet de butée

Elle est donnée par la différence algébrique des poussées axiales agissantes sur les roues et sur le piston d'équilibrage.

Donc :

$$F_{résiduelle} = F_{a.roue} - F_{a.piston} \tag{4.33}$$

$$F_{rési} = (0,58 - 0,57). 10^5 = 0,01. 10^5 N$$

Tableau 4.9. Poussé axiale du roues et piston d'équilibrage et collet de butée

	roues										Piston d'équilibrage	collet de butée
	Roue1	Roue2	Roue3	Roue4	Roue5	Roue6	Roue7	Roue8	Roue9	Roue10		
Pression (Bar)	2,85	3,88	5,28	7,18	9,8	12,4	15,75	20,01	25,41	33,5		
Poussé axiale (N)	0,015 $10^5$	0,020 $10^5$	0,028 $10^5$	0,038 $10^5$	0,052 $10^5$	0,051 $10^5$	0,067 $10^5$	0,085 $10^5$	0,107 $10^5$	0,116 $10^5$	0,57 $10^5$	0,01 $10^5$

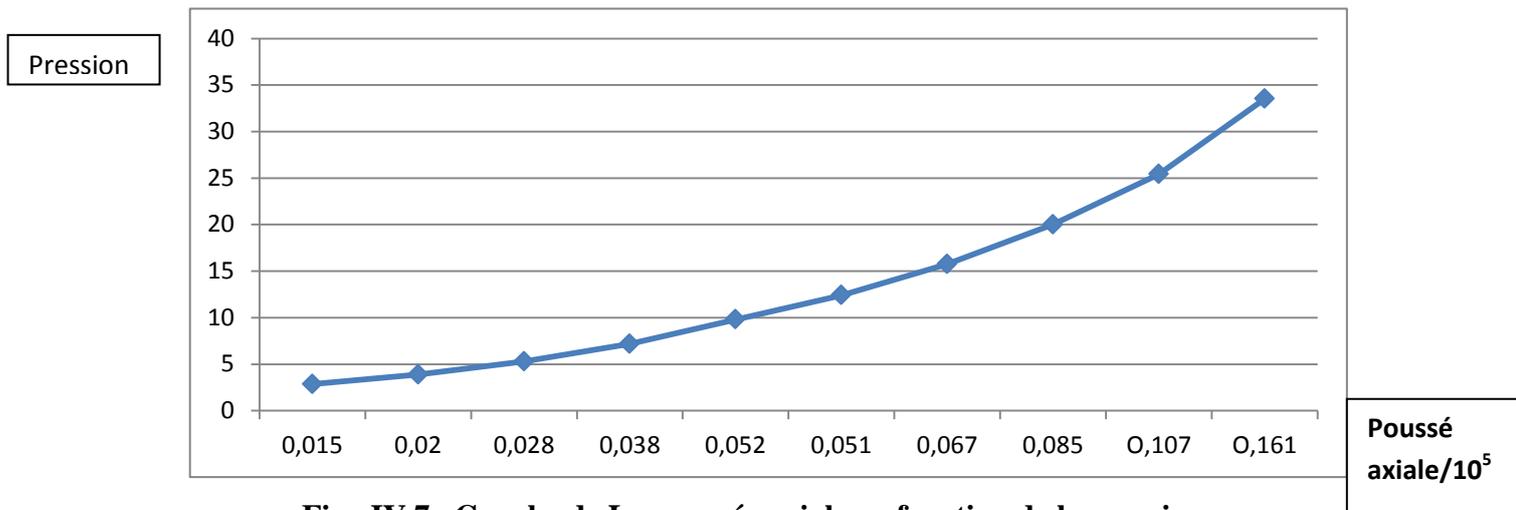


Fig. .IV.7. Graphe de La poussée axiale en fonction de la pression

**Interprétation des résultats**

On observant les résultats du Tableau 4.9 et de la figure IV.7, Nous remarquons que la poussé axial augmente au fur et a mesure de la première roue à la dixième roue et cela est dû à l'augmentation de pression.

D'après les calculs nous trouvons que 98% des poussées axiales sont équilibrées par le piston d'équilibrage, et 2% de poussées exercées sur le palier de butée. Ce calcul nous indique le bon fonctionnement de compresseur ou du palier de butée en particulier.

**IV.10. Vérification de résistance de l'arbre du compresseur**

Consiste à vérifier la résistance de l'arbre à la flexion et la torsion, et à déterminer la flèche maximale.

Les données nécessaires au calcul de l'arbre sont les suivantes:

- Les poids des différents étages de l'arbre seront considérés comme étant des charges réparties.
- Les poids des roues  $P_r$  des accouplements  $P_{ac}$  et des collets de butée  $P_C$  seront pris comme étant des charges concentrées.
- Le schéma de calcul sera représenté sur la (fig.IV.8).
- Matière de l'arbre : Acier forgé SAE 4330.

Les caractéristiques mécaniques de ce matériau sont :[5]

- la charge à la rupture  $\sigma_r = 108 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$
- limite d'élasticité  $\sigma_e = 6,38 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$
- la vitesse de rotation  $n = 13060 \text{ tr/min}$
- masse volumique  $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$

**IV. 10.1. Détermination des diagrammes des efforts tranchants et des moments fléchissant**

Ce calcul est basé sur la théorie des contraintes équivalentes pour la déformation mixte (torsion et flexion).

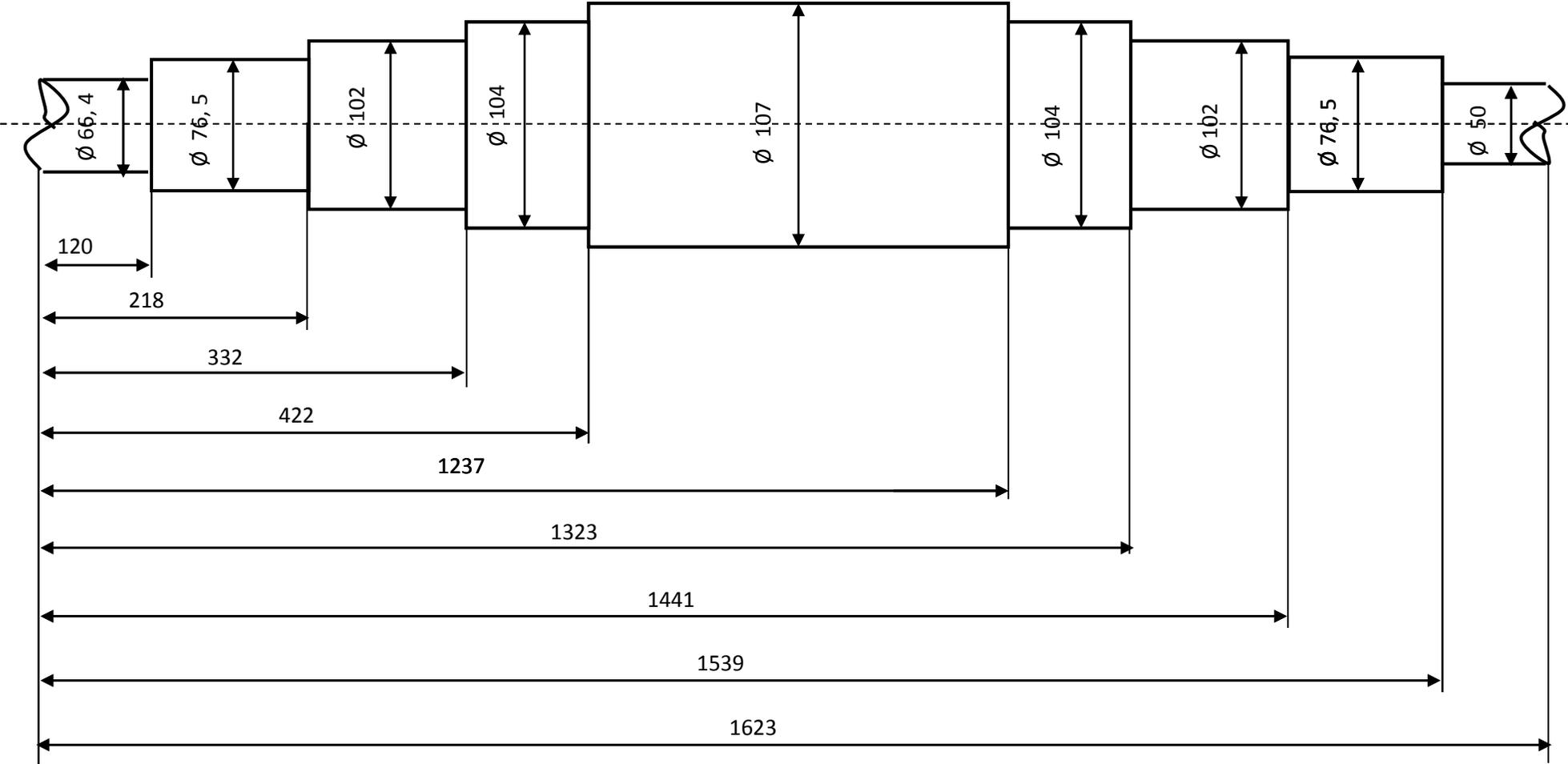


Fig .IV.8 : dessin constructif de l'arbre [5]

**Forces agissantes sur l'arbre**

b : largeur de la roue ;

d : diamètre de la roue

d =368 mm [5]

d<sub>a</sub> : diamètre de l'arbre

d<sub>a</sub>=107 mm [5]

**a) Poids des roues [5]**

Les roues son vides à l'intérieur pour permettre l'aspiration et le refoulement des gaz leur volume est de 1/ 3 du volume plein spécifier par le constructeur

$$P_r = \frac{1}{3} \rho \cdot g \cdot V_r = 25669,5 \cdot V_r \tag{4.1}$$

$$\text{Avec : } V_r = \pi (D_{ex}^2 - d_a^2) \frac{b}{4} \tag{4.2}$$

Le tableau : 4.10 présent les calculs effectués pour les différentes valeurs de b :

	Valeur de b (m) [5]	Valeur de V <sub>r</sub> (m <sup>3</sup> )	Valeur de P <sub>r</sub> (N)
1	0,0170	0,00167	42,99
2	0,0158	0,00155	39,96
3	0,0147	0,00145	37,17
4	0,0131	0,00129	33,13
5	0,0071	0,00069	17,93
6	0,0190	0,00187	48,05
7	0,0184	0,00184	46,53
8	0,0180	0,00180	45,52
9	0,0159	0,00159	40,21
10	0,0154	0,00154	38,94

$$P_{rt} = \sum_{i=1}^n P_{ri} = P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{r5} + P_{r6} + P_{r7} + P_{r8} + P_{r9} + P_{r10} = 390,43N \tag{4.3}$$

$$\Rightarrow P_{rt} = 390,43N$$

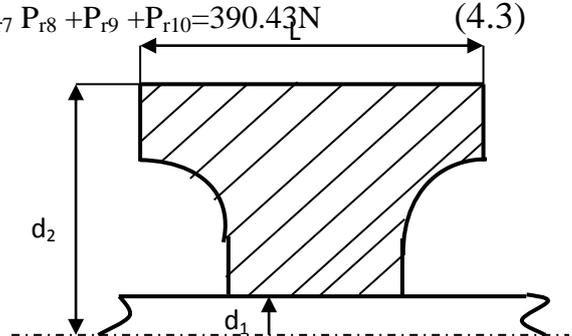
**b) Poids du disque d'équilibrage [8]**

le disque d'équilibrage est vides à l'intérieur son

Volume est de 2/ 3 du volume plein spécifier par

Le constructeur [5]

Le volume du disque d'équilibrage :



**Fig. IV.8 Poids du disque d'équilibrage**

$$V_{de} = \frac{2}{3} \pi L \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right) \left( \frac{d_2 + d_1}{2} \right) \quad (4.4)$$

$V_d$  : Volume du disque d'équilibrage ;

$$d_2 = 205,7 \text{ mm} ;$$

$$d_1 = 107 \text{ mm} ;$$

$$L = 99,24 \text{ mm}.$$

Alors :

$$V_d = \frac{2}{3} \pi 99,24 \left( \frac{211 - 107}{2} \right) \left( \frac{211 + 107}{2} \right) = 1718485,36 \text{ mm}^3 = 0,1,7.10^{-3} \text{ m}^3$$

Le poids du disque est alors :

$$P_d = \rho \cdot g \cdot V_{de} = 7850 \times 9,81 \times 1,7.10^{-3} = 130,91N$$

$$\Rightarrow P_{de} = 130,91N$$

**c) Poids du manchon d'accouplement [8]**

$$V = \pi L \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right) \left( \frac{d_2 + d_1}{2} \right) \quad (4.5)$$

$$d_2 = 155,57 \text{ mm}$$

$$d_1 = 76,20 \text{ mm}$$

$$L = 102 \text{ mm}$$

Le volume du manchon d'accouplement d'accouplement

$$V_{ma} = \pi 102 \left( \frac{155,57 - 76,20}{2} \right) \left( \frac{155,57 + 76,20}{2} \right) = 1473681,57 \text{ mm}^3 = 1,47.10^{-3} \text{ m}^3$$

Donc le poids de manchon d'accouplement :

$$P_{ma} = \rho \cdot g \cdot V_{ma}$$

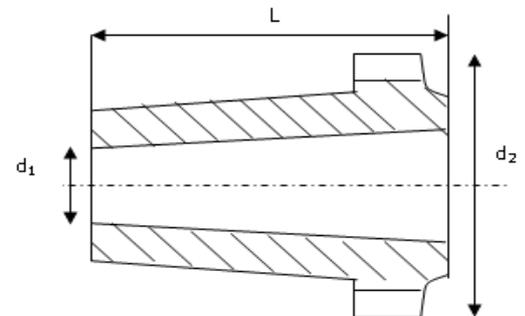
$$P_{ma} = 7850 \times 9,81 \times 1,47.10^{-3} = 113,48N$$

$$\Rightarrow P_{ma} = 113,48N$$

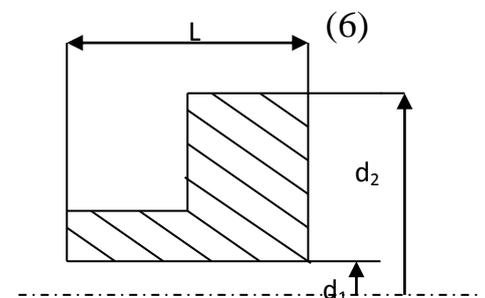
**d) Le poids du collet de butée**

Le volume de collet de butée est donné par :

$$(7)$$



**Fig.IV.10.** Poids du manchon



**Fig. 11.** Le poids du collet de butée

$d_2=181,20\text{mm}$  ;  $d_1=66,4\text{mm}$  ;

$L=30\text{mm}$ .

$$V_{cb} = \pi 30 \left( \frac{181,2 - 66,4}{2} \right) \left( \frac{181,2 + 66,4}{2} \right) = 669736,03\text{mm}^3 = 0,67 \cdot 10^{-3}\text{m}^3$$

Poids du collet de butée sera

$$P_{cd} = 7850 \times 9,81 \times 0,67 = 57,48\text{N} \quad \Rightarrow P_{cd} = 57,48\text{N}$$

**e) Poids de l'arbre [8]**

Pour calculer le poids de l'arbre ; on considère comme une suite de cylindres de même axe et de différents diamètres.

$$P_{arbre} = \sum_{i=1}^n P_i \quad \text{D'où} \quad (4.8)$$

Avec (4.9)

$P_i = \rho \cdot g \cdot v_i$  : Poids du cylindre (i) ;

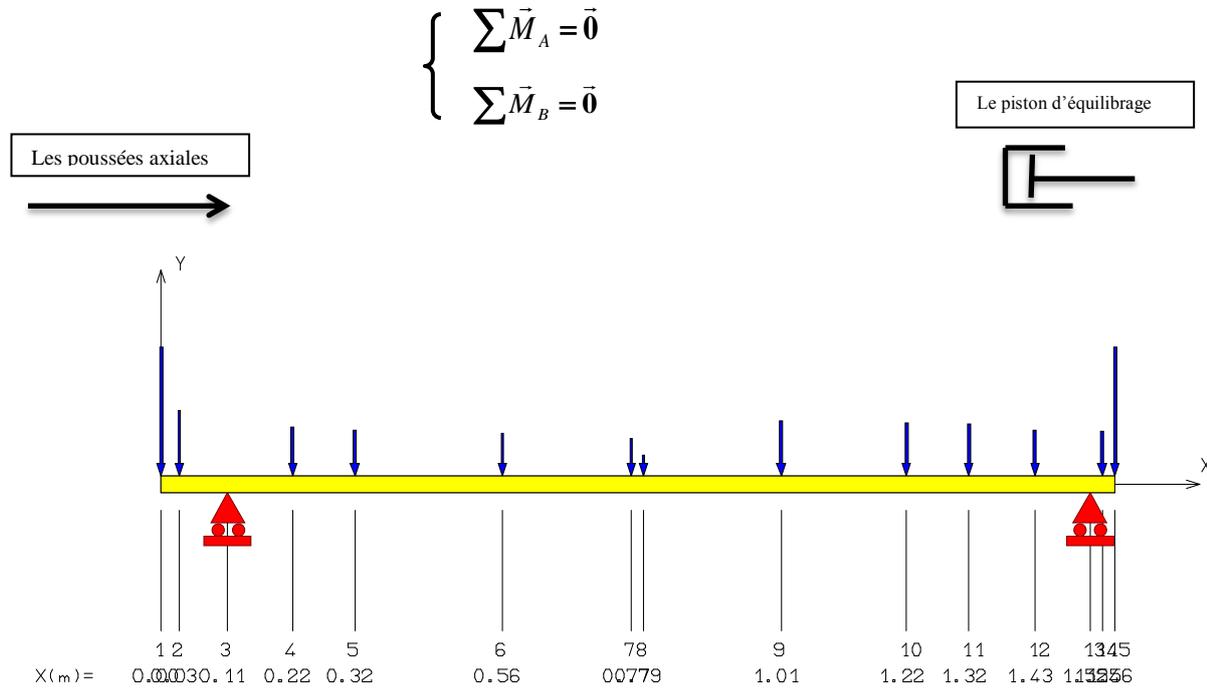
$$V_i = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot L_i \quad \text{: Volume de cylindre (i).} \quad (4.10)$$

**Tableaux : 4.11** poids de l'arbre

<b>Tronçon</b>	<b><math>L_i</math> [mm] [5]</b>	<b><math>d_i</math> [mm] [5]</b>	<b><math>P_i</math> [N]</b>
<b>1<sup>ère</sup></b>	<b>82</b>	<b>50</b>	12,39
<b>2<sup>ème</sup></b>	<b>98</b>	<b>76,5</b>	34,66
<b>3<sup>ème</sup></b>	<b>118</b>	<b>102</b>	74,21
<b>4<sup>ème</sup></b>	<b>86</b>	<b>104</b>	56,22
<b>5<sup>ème</sup></b>	<b>815</b>	<b>107</b>	564,05
<b>6<sup>ème</sup></b>	<b>96</b>	<b>104</b>	58,84
<b>7<sup>ème</sup></b>	<b>114</b>	<b>102</b>	71,69
<b>8<sup>ème</sup></b>	<b>98</b>	<b>76,5</b>	34,66
<b>9<sup>ème</sup></b>	120	66,4	31,98

**f) Calcul des réactions [8]**

La somme des moments des forces appliquées sur l'arbre à l'équilibre ; nous permet de calculer les réactions des efforts  $R_A$  et  $R_B$  comme représentés sur la figure V.11.



**Fig. V. 12. Réactions des efforts**

**Remarque :** Nous remarquons que la poussée axiale sont équilibrées par le piston d'équilibrage

Pour négliger la poussée axiale dans la condition de résistance

**G) Le calcul RDM**

Le calcul RDM est réalisé par le logiciel RDM6 concernant la partie de flexion plan

Les données nécessaires pour le calcul :

**Matériau**

matériau = Acier

Module d'Young = 210000 MPa

Masse volumique = 7850 kg/m<sup>3</sup>

Limite élastique = 64 MPa

Nœuds [ cm ]

Nœud 1 : X = 0.000

Nœud 2 : X = 3.000

Nœud 3 : X = 10.900

Nœud 4 : X = 21.500

Nœud 5 : X = 31.700

Nœud 6 : X = 55.850

Nœud 7 : X = 76.950

Nœud 8 : X = 78.950

Nœud 9 : X = 101.450

Nœud 10 : X = 122.000

Nœud 11 : X = 132.200

Nœud 12 : X = 143.000

Nœud 13 : X = 152.000

Nœud 14 : X = 154.000

Nœud 15 : X = 156.100

Section(s) droite(s)

Nœuds 1 --> 15

Rond plein : D = 107.00 (mm)

Aire = 89.92 cm<sup>2</sup>

Moment quadratique : IZ = 643.44 cm<sup>4</sup>

Fibre supérieure : VY = 53.50 mm Wel.Z = 120.27 cm<sup>3</sup>

Fibre inférieure : VY = 53.50 mm Wel.Z = 120.27 cm<sup>3</sup>

Poids de la structure = 1101.87 N

Liaison(s) nodale(s)

Nœud 3 : Flèche = 0

Nœud 13 : Flèche = 0

Cas de charge(s)

Charge nodale : Nœud = 4 FY = -42.99 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 5 FY = -39.96 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 6 FY = -37.17 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 7 FY = -33.13 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 8 FY = -17.93 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 9 FY = -48.05 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 10 FY = -46.53 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 11 FY = -45.52 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 12 FY = -40.21 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 14 FY = -38.94 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 1 FY = -113.48 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 2 FY = -57.48 N MZ = 0.00 N.cm

Charge nodale : Nœud = 15 FY = -113.48 N MZ = 0.00 N.cm

Le poids propre est pris en compte

**h) Le résultant donné par RDM sent**

Résultats :

Déplacements nodaux [ cm , rad ]

Nœud Flèche Pente

1	0.000787	-0.000072
2	0.000571	-0.000072
3	0.000000	-0.000073
4	-0.000770	-0.000072
5	-0.001477	-0.000066
6	-0.002792	-0.000040
7	-0.003314	-0.000008
8	-0.003328	-0.000005
9	-0.003036	0.000031
10	-0.002107	0.000058
11	-0.001459	0.000068
12	-0.000683	0.000075
13	0.000000	0.000076
14	0.000153	0.000076
15	0.000313	0.000076

DY maximal = 7.87025E-04 cm à X = 0.000 cm

DY minimal = -3.33605E-03 cm à X = 82.132 cm

Efforts intérieurs [ N N.cm MPa ]

TY = Effort tranchant MfZ = Moment fléchissant SXX = Contrainte normale

---

nœud	TY	MfZ	SXX
1	113.48	0.00	0.00
2	134.66	-372.20	-0.03
2	192.14	-372.20	-0.03
3	247.90	-2110.35	-0.18
3	-670.80	-2110.35	-0.18
4	-595.98	4603.60	0.38
4	-552.99	4603.60	0.38
5	-480.99	9876.91	0.82
5	-441.03	9876.91	0.82
6	-270.56	18469.41	1.54
6	-233.39	18469.41	1.54
7	-84.45	21822.69	1.81
7	-51.32	21822.69	1.81
8	-37.21	21911.21	1.82
8	-19.28	21911.21	1.82
9	139.55	20558.18	1.71
9	187.60	20558.18	1.71
10	332.65	15212.63	1.26
10	379.18	15212.63	1.26
11	451.18	10977.77	0.91

---

11	496.70	10977.77	0.91
12	572.94	5201.72	0.43
12	613.15	5201.72	0.43
13	676.67	-602.48	-0.05
13	-181.36	-602.48	-0.05
14	-167.24	-253.87	-0.02
14	-128.30	-253.87	-0.02
15	-113.48	-0.00	-0.00

Moment fléchissant maximal = 21937.53 N.cm à 81.677 cm

Moment fléchissant minimal = -2110.35 N.cm à 10.900 cm

Contrainte normale maximale = 1.82 MPa à 81.677 cm

Contrainte normale minimale = -1.82 MPa à 81.677 cm

Action(s) de liaison [ N N.cm ]

Nœud 3  $R_A = 918.70$

Nœud 13  $R_B = 858.04$

**Les diagrammes :**

Moment fléchissant [N.m]

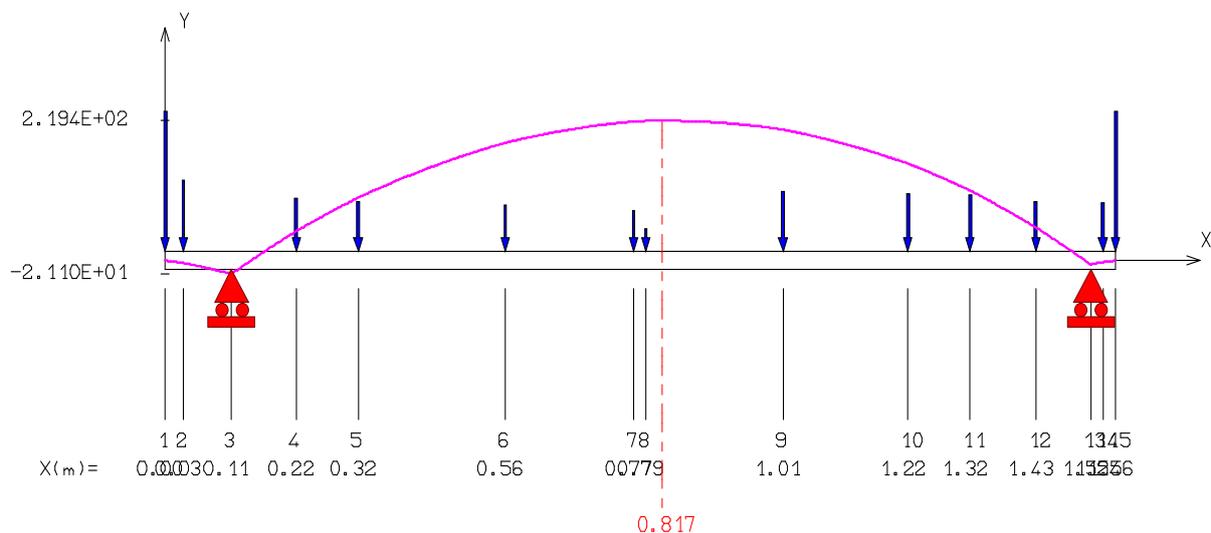


Fig. V.13 : Épure du moment fléchissant

Effort tranchant [N]

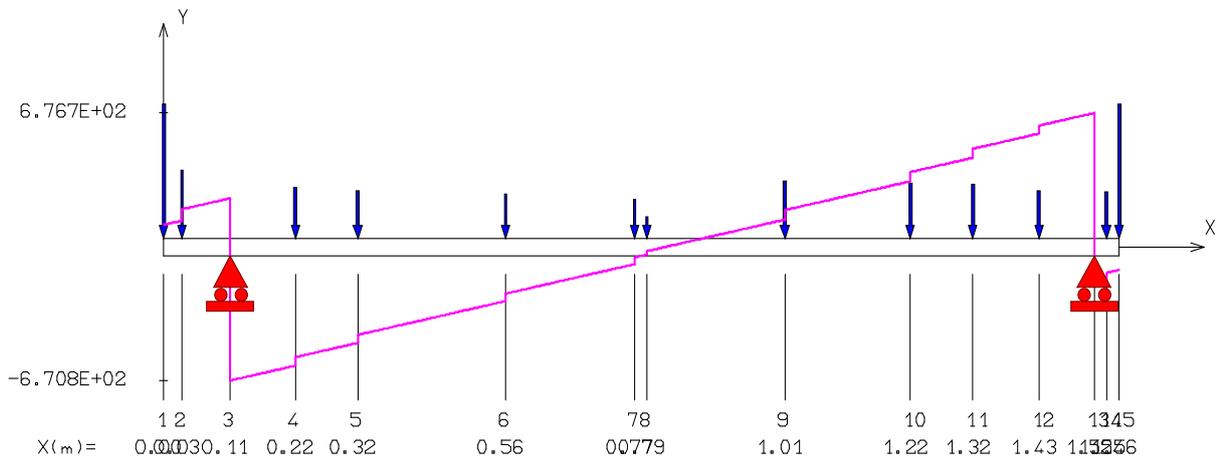


Fig. V.14 : Épure du moment tranchant

Contrainte normale : fibre supérieure [MPa]

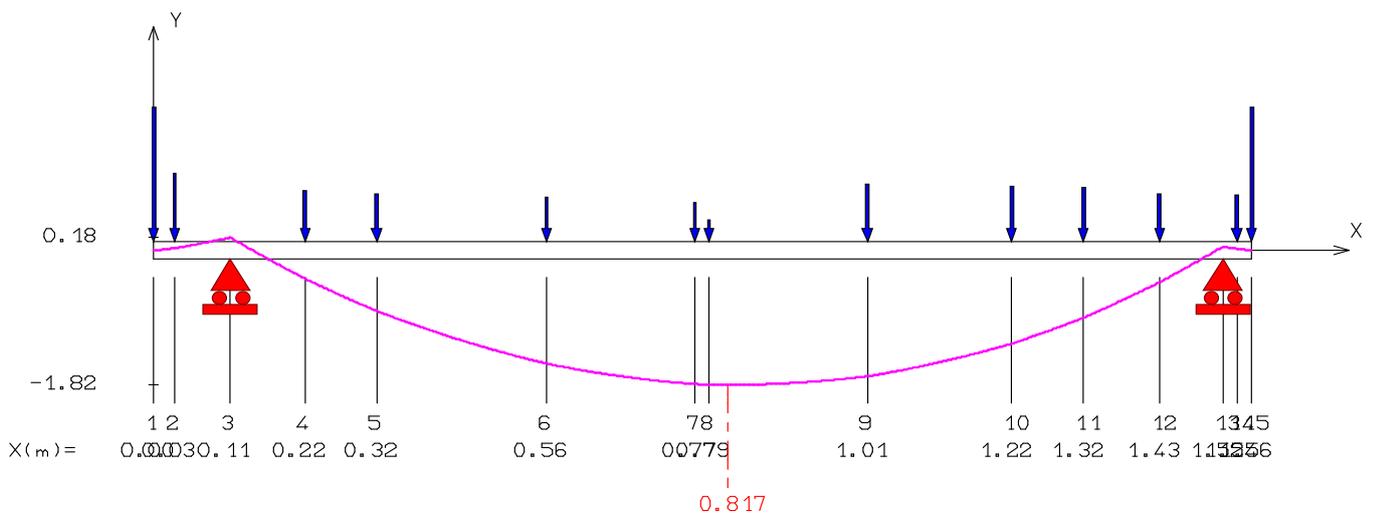


Fig.IV.15 : Épure Contrainte normale : fibre supérieure

Contrainte normale : fibre Inferieure [MPa]

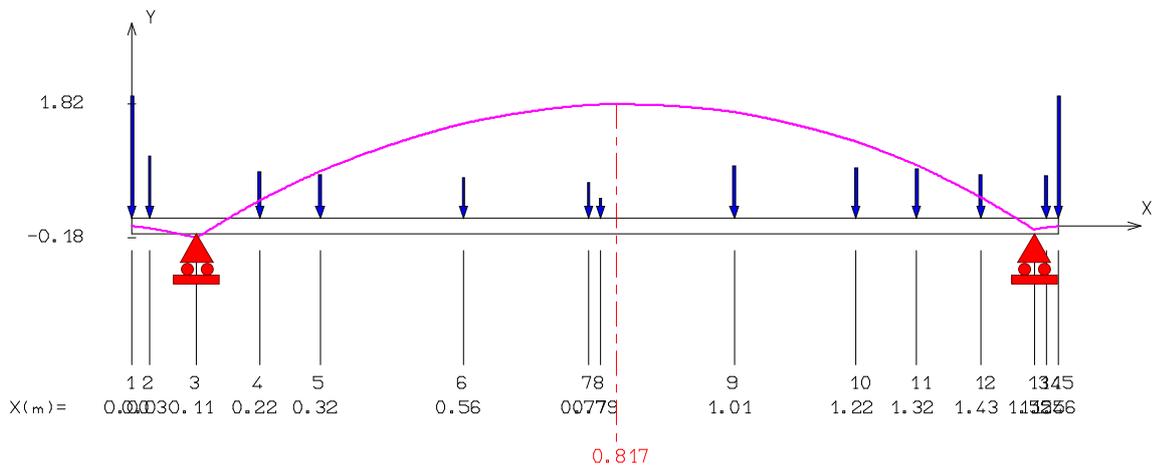


Fig. IV.16 : Épure Contrainte normale : fibre supérieure

Contraintes normale [ MPa]

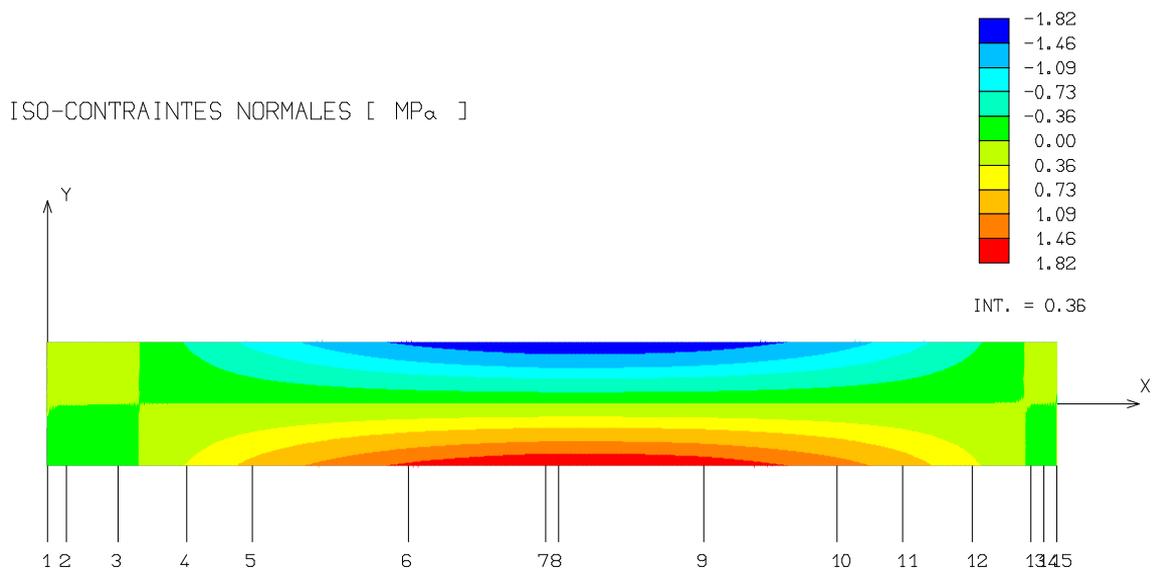
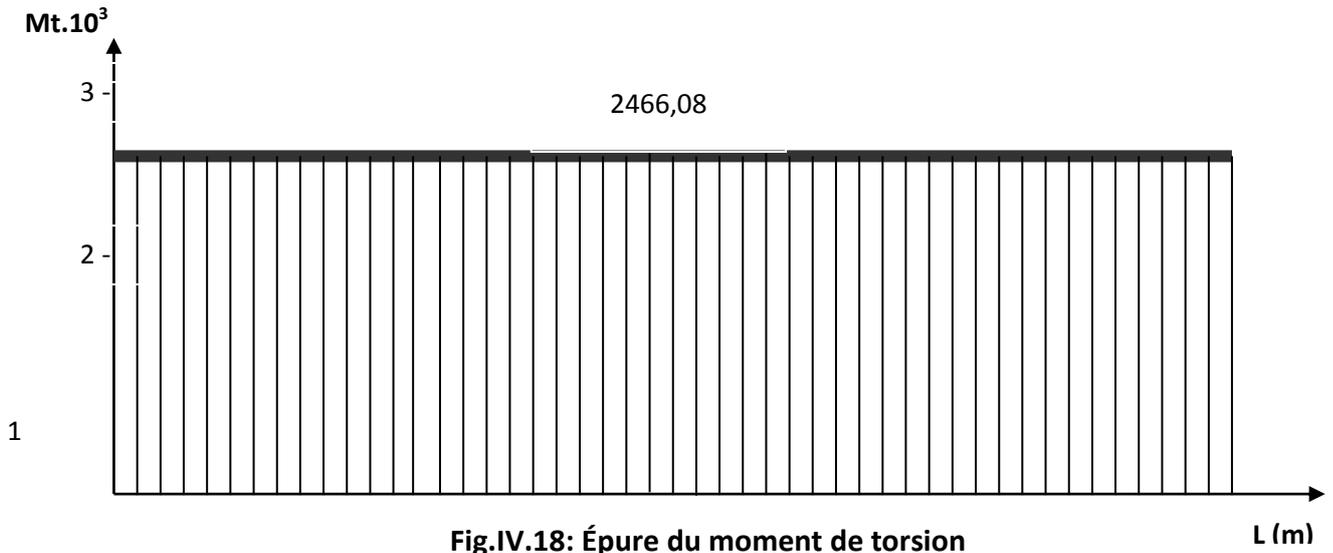


Fig.I V.17 : Épure Contraintes normale

**Moment de torsion**



**Fig.IV.18: Épure du moment de torsion**

**Interprétation des résultats :**

D'après ce calcul et Épure du moment fléchissant nous observant que la section dangereuse se situe dans la 6<sup>émeroue</sup> roues

**a) Calcul du moment résultant total [8]**

$$M_{eq} = \sqrt{M_{f.max}^2 + M_T^2} \tag{4.14}$$

$M_t$  : Moment de torsion en N.m ;

$M_{eq}$  : Moment équivalent en N.m ;

$M_f$  : moment fléchissant.

$$M_T = \frac{N_{abs}}{\omega} \tag{4.15}$$

$N_{abs}$  : puissance absorbée du compresseur en Kw ;

$\omega$  : vitesse angulaire de l'arbre.

$$\omega = \frac{2\pi.n}{60} = \frac{6,28.13060}{60} = 1366,94 \text{ rd/s}$$

Le moment de torsion sera donc :

$$M_T = \frac{.3371 \times 10^3}{1366,94} = 2466,08 \text{ N.m}$$

$$M_{eq} = \sqrt{219^2 + 2466,08^2}$$
$$M_{eq} = 2478,78 N.m$$

**Vérification à la résistance. [8]**

La contrainte réelle au niveau de la section dangereuse est :

$$\delta_{eq} = \frac{M_{eq}}{W} = \frac{2478,78}{\frac{\pi D^3}{16}} = \frac{2478,78}{\frac{\pi \times 0,107^3}{16}} = 1,029 \cdot 10^7 N/m^2 \quad (4.16)$$

Comparaison avec les contraintes admissibles :

$$\text{Contrainte admissible } [\delta] = \frac{\delta_e}{n_s} = \frac{6,38 \times 10^7}{2} = 3,19 \times 10^7 N/m^2$$

Conclusion : la contrainte agissant dans la section dangereuse ( $1,029 \cdot 10^7 N/m^2$ ) est inférieure à la limite admissible de l'arbre ( $3,19 \cdot 10^7 N/m^2$ ).

## V.1. Introduction

Après un certain temps d'exploitation tout équipements tend à se détériorer sous l'action de plusieurs phénomènes internes et externes tel que :

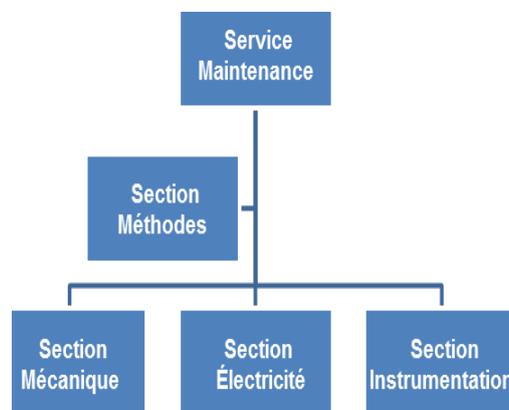
- L'usure corrosive et érosive.
- Déformation et dégradation due à l'excès de température et de la pression.
- Détérioration ou défaillance dues a la négligence des consignes techniques d'exploitation.

Tous ces phénomènes peuvent endommager l'équipement et même de causer des dangers pour les personnels ainsi que des pertes de matériels qui vont entraîner des pertes de productions considérables.

Pour assurer le maintien des équipements industriels et de diminuer de leur taux de défaillance, il faut mettre en œuvre un système de maintenance adéquat, et agir rapidement lorsqu'elle survient afin d'augmenter la possibilité du matériel (production continue).

## V.2. Fonction maintenance dans la station de Oued- Noumer [2]

Cette fonction est assurée par un service maintenance organisé en quatre sections présentées dans la figure V.1 Ces sections chacune dans sa spécialité, assurent la maintenance des équipements (inspections, révisions, réparations) de façon à éviter les arrêts de production et augmenter aussi le taux de disponibilité des machines.



**Fig. V.1** : organisation de la section maintenance [2]

La station de Oued Noumer est équipée d'une GMAO « **gestion de la maintenance assistée par ordinateur** » cette outil offre à la station des capacités énorme puisqu'en plus de la gestion efficace des interventions « détection, la demande des travaux et l'ordre de travail qui sont numérique et instantané » et la gestion des équipements cet outil offre la capacité d'archivage, gestion de stock, gestion des ressources humaines et gestion des budgets et des achats, et d'autre fonctionnalités.

Les interventions de maintenance sont organisées en cinq niveaux [2]

- **1<sup>er</sup> niveau** : Réglages simples au moyen d'éléments accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement, ou échanges d'éléments consommables accessibles en toute sécurité (voyants, fusibles...).
- **2<sup>ème</sup> niveau** : Dépannages par échange standard des éléments prévus à cet effet et opérations mineures de maintenance préventive telles que les graissages ou contrôles de bon fonctionnement (rondes).
- **3<sup>ème</sup> niveau** : Identification et diagnostic des pannes réparations par échange de composants ou d'éléments fonctionnels, réparations mécaniques mineures et toutes opérations courantes de maintenance préventive telles que réglage général ou réaligement des appareils de mesure.
- **4<sup>ème</sup> niveau** : Tous les travaux de maintenance corrective ou préventive sauf rénovation et reconstruction. Avec réglages des appareils de mesure utilisés. Au besoin vérification des étalons de mesure par des organismes spécialisés.
- **5<sup>ème</sup> niveau** : Rénovation, reconstruction, et toutes les opérations importantes confiées à un atelier central ou à des unités extérieures.

### V .3. Objectif du service maintenance de Oued-Noumer [2]

Le service maintenance joue un rôle de plus en plus central dans la station, de par ses objectifs qui sont :

- il assure un bon état des équipements et des installations
- Assurer de la production prévue ;
- il contribue à augmenter la productivité ;
- diminue le coût engendré par les arrêts de production causés par les pannes,
- Respecter les délais prévus ;
- Maintenir la qualité du produit fabriqué ;
- Rechercher le coût optimum ;
- Améliorer la sécurité du travail.

## V.4. Entretien du compresseur k101 A [9]

### V.4.1. Mise en route

Les instructions forment un guide pour aider l'opérateur au moment de la mise en route et ensuite pendant le fonctionnement du compresseur centrifuge.

Il est évident que le compresseur ne doit jamais tourner sans pression ni débit d'huile de lubrification pour éviter un endommagement des paliers. De même il est tout aussi indispensable d'avoir un débit d'huile d'étanchéité, car c'est cette huile qui assure la seule lubrification des anneaux d'étanchéité. Les anneaux seraient sérieusement endommagés si on les faisait tourner à sec. Il ne faut donc en aucun cas faire tourner le compresseur tant que les circuits d'huile de lubrification et d'étanchéité ne sont pas tous deux en service.

De même, on n'alimentera jamais le compresseur en gaz sans qu'il y ait un débit d'huile dans les joints d'étanchéité prévenant toute fuite et passage de gaz dans le compartiment des paliers.

Si l'on doit purger la tuyauterie de gaz de procédé avant la mise en route et faire passer tout le débit de gaz de purge par le compresseur, il faut que le circuit d'huile de lubrification soit en service. Ceci est nécessaire pour éviter l'endommagement des paliers car le débit de gaz de purge pourrait mettre en mouvement le rotor du compresseur.

1. se conformer aux instructions de mise en route des fabricants de l'entraînement principal et des équipements auxiliaires.
2. regarder si la purge des corps de compresseur est complètement fermée après évacuation de tout condensât et avant de mettre le groupe sous pression.
3. vérifier que le système d'huile de lubrification est en service et que l'alimentation d'huile du compresseur se fait aux pressions et température.
4. vérifier que le système d'huile d'étanchéité est en service et que l'huile arrive au compresseur à la bonne pression
5. les appareils de régulation de procédés pour ce compresseur sont fournis par d'autres constructeurs. Les instructions données ci après constituent une procédure générale à respecter en plus des instructions que l'on trouve dans le manuel opératoire.
6. si l'on doit fermer la vanne d'aspiration principale sur la tuyauterie de gaz technologique du compresseur, soit pour faciliter la mise en route, soit pour des raisons technologiques liées à l'unité, il faut la rouvrir le plus vite possible pour éviter une surchauffe des corps de compresseur et du rotor.

7. s'il existe une soupape de balayage sur la tuyauterie de refoulement, il faut l'ouvrir complètement avant le démarrage, puis la refermer progressivement lorsque le compresseur est monté en vitesse.
8. il ne faut pas faire fonctionner un compresseur lorsqu'il y a pompage. Un fort pompage est facilement détectable par un « battement » audible du compresseur, des vibrations et de grandes fluctuations de pression et de débit au refoulement. Un pompage partiel n'est toujours audible mais peut être détecté en cas de conditions instables de pression et de débit au refoulement.

#### **V.4.2. Arrêt**

1. Lorsque cela est possible, réduire la charge, ou bien à la fois la charge et la vitesse de l'entraînement principale, en assurant un refroidissement, si cela est prévu dans les instructions du constructeur, éviter de provoquer le pompage du compresseur.
2. Arrêter l'entraînement principal en se conformant aux instructions du constructeur. Les pompes à huile d'étanchéité et de lubrification doivent être laissées en fonctionnement jusqu'à l'arrêt de la rotation du groupe par inertie. (éviter de provoquer le pompage du compresseur).
3. Si cela est spécifié dans le manuel opératoire, fermer les vannes d'aspiration et de refoulement du compresseur. Si on les laisse ouvertes et que le système est sous pression, le circuit d'étanchéité doit rester en fonctionnement.
4. Le compresseur est soumis à la pression maximale;
  - a) laisser le système d'étanchéité en fonctionnement.
  - b) ne pas laisser la pression dépasser la valeur indiquée dans la section.
  - c) poursuivre une surveillance « de service » de la console d'huile et du compresseur (réservoir d'huile d'étanchéité sous pression et purgeurs d'huile).

#### **V.4.3. Entretien courant**

Entretien courant, compris la périodicité des révisions partielles et générales, il dépend en grande partie du type du gaz comprimé et du régime de fonctionnement du groupe en continu ou non. Le degré d'encrassement, d'érosion ou de corrosion internes du compresseur ne peut être estimé d'une façon précise. On envisagera de procéder à des contrôles pour évaluer le degré d'encrassement, etc. surtout si l'on constate une baisse progressive des performances du compresseur.

Les instructions peuvent aider à mettre au point des modalités d'entretien convenant à l'utilisation donnée du groupe.

**a. Une fois par jour**

1. Relever toutes les pressions et températures qui ne sont pas enregistrées automatiquement par des appareils de mesure. Cependant, toutes les installations sont différentes et c'est de la bonne connaissance de l'installation que l'opérateur déduira quels sont les relevés vitaux pour la bonne marche des équipements. les principaux relevés à faire sont :

- a) Température des paliers du compresseur ;
- b) Température et pression au refoulement et à l'aspiration du gaz procédé du compresseur ;
- c) Température et pression de l'huile de lubrification et d'étanchéité en amont et en aval de refroidisseur et du filtre.
- d) Pression de l'huile de lubrification aux paliers du compresseur.
- e) Pression différentielle de l'huile d'étanchéité aux joints d'étanchéité du compresseur.

2. Il est recommandé à l'opérateur de faire une liste des valeurs normale de service des pressions, température, pression différentielle, etc..., spécifiées dans les manuels des constructeurs des équipements associés et de faire également une liste des écarts maximaux admissibles par rapport aux conditions normales.

Un enregistrement continu de ces valeurs, visuellement ou par des moyens automatiques, n'est d'aucune utilité si ces relevés ne sont pas contrôlés. Dans les conditions normales de service, la durée de vie de toutes les pièces mécaniques dépend du bon sens et du soin apporté par l'opérateur.

3. En plus de l'équipement principal, toutes les pompes à huile de lubrification, etc..., doivent être contrôlées en ce qui concerne leurs performances par rapport aux instructions du constructeur.

4. Si les lignes d'air instrument sont équipées de purgeurs à commande manuelle pour l'évacuation des condensats, ouvrir le robinet de purge et le refermer après purge.

**b. Une fois par semaine**

1. L'installation comprend des filtres à huile type duplexe. Contrôler la pression différentielle (qui indique le degré d'encrassement) et mettre en service le filtre qui n'est pas en fonctionnement. Ne pas passer d'un ensemble à l'autre si la pression différentielle n'est pas excessive. Avant de passer à l'ensemble de réserve, s'assurer qu'il est rempli d'huile et qu'il a été purgé de tout air. On peut commuter les ensembles duplexe à simple vanne de transfert sans qu'il y ait nécessité d'arrêt de l'ensemble du groupe. S'assurer que l'ensemble qui été en service est nettoyé et prêt au réemploi.

2. Contrôler la commande de la pompe à huile auxiliaire, si cela est possible pendant la procédure d'entretien.

### **c. Tous les trois mois**

1. Si le fonctionnement de l'installation le permet, contrôler tous les dispositifs d'arrêt d'urgence.
2. Reétalonner tous les appareils de mesure dont la précision est sujette à caution.
3. Contrôler l'acidité, la sédimentation, la viscosité et la teneur en eau de l'huile de lubrification. Si le contrôle en montre la nécessité, changer l'huile et la cartouche filtrante. La perte de charge au filtre ne doit pas être supérieure à 1,05 Kg / Cm<sup>2</sup> de pression différentielle.

### **d. Une fois par an ou à intervalles correspondant à un cycle complet de l'installation** **« révision générale »**

Le compresseur centrifuge K101A est sujet d'une révision générale généralement tous les 1800 heures, cependant une baisse de régime et du rendement entraîne aussi une révision du compresseur, c'est pour cela qu'une vérification quotidienne du rendement est nécessaire.

1. Préparer préalablement tout le matériel nécessaire pour procéder à un contrôle de l'alignement des accouplements immédiatement après l'arrêt du groupe compresseur / entérinement. Enregistrer les mesures prises et procéder au recalage de l'alignement pendant la révision, si nécessaire. A chaque extrémité du compresseur (des deux côtés) sont prévues des tiges d'alignement visuel servant à contrôler l'alignement « à chaud ».
2. Ouvrir et inspecter les refroidisseurs d'huile. Les nettoyer si nécessaire.
3. Si possible, nettoyer complètement le réservoir d'huile.
4. Démontez le compresseur et vérifiez l'état des paliers, joints d'étanchéité, roues, membranes, etc. vérifiez tous les jeux entre extrémités des ailettes et les parois du corps. Nettoyez tous les éléments internes et remplacez tous les anneaux et garnitures d'étanchéité, etc., qui auraient été endommagés pendant le démontage.
5. Remontez le compresseur et réglez l'alignement si nécessaire.
6. Contrôlez le degré d'usure, de freinage des accouplements et les remplacez, si nécessaire.
7. resserrer tous les boulons d'ancrage, les boulons des brides, les raccordements de la ligne d'air instrument, etc.
8. inspecter tous les équipements auxiliaires : accouplements des pompes, vannes de réglage, etc.
9. Procéder à la révision générale de l'entraînement principale et de la transmission suivant les instructions du constructeur.

Avant de remettre en route le compresseur après un arrêt normal, s'assurer que toutes les purges du corps sont ouvertes pour évacuer tous les condensats.

Avant le démarrage ou la mise en pression du corps, refermer tous les robinets de purge.

Si l'arrêt du groupe a été provoqué par le déclenchement d'une alarme automatique, s'assurer que l'on a effectivement détecté la cause de cet arrêt et qu'on y a remédié. Avant redémarrage.

### V.5. Les pannes usuelles de compresseurs [10]

Le compresseur est une machine très complexe et elle peut engendrer plusieurs pannes de différents types (mécanique, électrique...), les plus fréquents et les plus connus sont :

- Vibrations excessives
- Haute pression d'huile d'étanchéité
- Rendement faible
- Température élevée

Une révision du niveau 2 « démontage du compresseur » peut nous éclaircir sur les causes des problèmes cités ci-dessus.

1. les entraînements de liquide, de paraffines et de sels causés par une mauvaise séparation en amont du compresseur et leur dépôt sur le rotor du compresseur ce qui donne un mauvais rendement et provoque un balourd qui a engendré des vibrations et élévation de température et bouchage des conduites de purge du compresseur. Les photos ci-dessous illustrent bien ce phénomène.



**Fig. V.2. Paraffines dans un compresseur**

2. le gaz chargé de particules de sels a provoqué l'érosion au niveau de la zone du labyrinthe d'extrémité allant jusqu'à élimination totale de la chemise de protection de l'arbre causant l'augmentation de la pression du gaz de référence et par voie de conséquence la pression d'huile d'étanchéité (19bars au lieu de 12.5 bars). (Voir photos ci-dessous).

Cause d'érosion du labyrinthe gisement riche en sel boue



**Fig. V.3. L'érosion sur labyrinthe**

3. Le gaz chargé de particules de sels a provoqué par phénomène d'érosion la détérioration des chemises entretoises inter étages causant l'augmentation du jeu entre l'arbre et les labyrinthes entraînant le retour de gaz du refoulement à l'aspiration de chaque étage de compression figure V. Pour minimiser ce phénomène il faut Injecter l'eau dans le gisement pour éliminer maximum le sel



**Fig. V.4. L'érosion sur rotor**

4. Lors équilibrage effectué après enlèvement de la boue tarte inhabituelle qui recouvrait les roues de manière inhabituelle on avait constaté un déséquilibre



**Fig. v.5.** Boue sur rotor

5. Les Traces qui sont sur les régules des coussinets affirment que l'huile utilisée renferme des particules dures qui ont laissé des traces d'usures, alors il faut avoir une bonne filtration d'huile pour éviter la formation de ces particules dures.



**Fig. V 6.** Usure dans un palie

6. les vibrations ou bruits anormaux du compresseur ont plusieurs causes, principalement on peut citer :

- Désalignement, déséquilibre ou endommagement de l'accouplement : Retirer l'accouplement. Faire fonctionner le dispositif d'entraînement tout seul. S'il tourne sans produire des vibrations, la cause serait à rechercher dans le mauvais alignement.
- Déséquilibre du rotor du compresseur : Contrôler le rotor et s'assurer qu'il ne soit pas déséquilibré à cause de l'encastrement
- Paliers usés par l'encrassement présent dans l'huile : Contrôler les paliers et substituer si nécessaire
- Efforts transmises au corps par les tuyauteries du gaz provoquant un mauvais alignement : Les tuyauteries devraient être bien ancrées de manière à prévenir des efforts excessifs sur le corps du compresseur, il faut que les tuyauteries soient suffisamment élastiques pour permettre les dilatations thermiques
- Endommagement des bagues d'étanchéité à huile Contrôler l'état des filtres et remplacer les cartouches encrassées. Vérifie l'état de propreté des canalisations
- Jeu des bagues hors cotes : Contrôler le jeu et le corriger s'il y a lieu

## 7. Pompage dans un compresseur centrifuge [6]

Dans un compresseur centrifuge, il existe pour toute vitesse une certaine capacité en-dessous de laquelle le fonctionnement est instable. Ce point de rupture est appelé le point de pompage. Le fonctionnement instable pulsatile en dessous de ce point est appelé pompage.

## 8. Explication du pompage

La figure (III.12) montre une roue typique d'un compresseur centrifuge avec des ailettes incurvées vers l'arrière. Ces ailettes sont utilisées pour la plupart des applications industrielles. Le diagramme vectoriel développé à la sortie de la roue montre que :

- La charge développée dans un étage d'un compresseur centrifuge est une fonction du produit de la composante tangentielle de la vitesse absolue à la sortie de la roue et du rendement hydraulique à une vitesse de rotation donnée.
- La capacité de l'étage étant diminuée par rapport à la valeur de calcul à vitesse constante, la valeur de la vitesse relative reste presque constante, sauf en ce qui concerne l'effet de glissement résultant d'un effet de circulation à l'extrémité de la roue.
- Il apparaît donc que, si la capacité est diminuée à vitesse constante, la valeur de la vitesse à la sortie de la roue augmente, et ceci à un taux beaucoup plus élevé que la diminution du rendement hydraulique. Il en résulte une augmentation de la charge développée par l'étage puisque la capacité est progressivement réduite en dessous de la valeur de calcul avec comme résultat une caractéristique typique du débit de charge d'un compresseur centrifuge.
- Cette capacité étant réduite, le canal d'écoulement de la roue n'est pas complètement rempli. En réalité, un peu de recirculation localisée se produit dans le canal d'écoulement et plus le débit diminue, plus cet effet de circulation devient important.

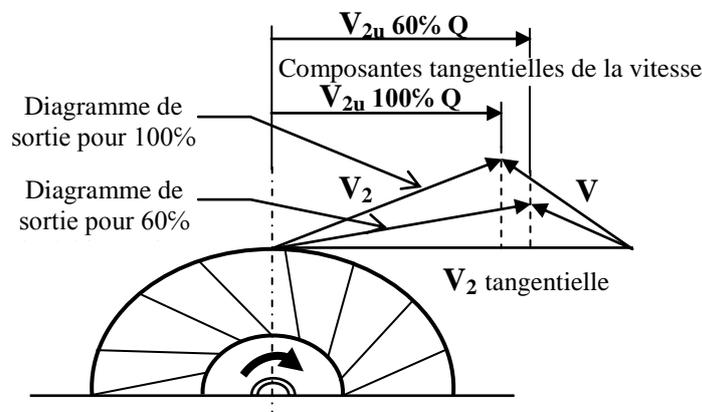


Fig. III.7. Diagramme typique de la charge

## 9. Causes du pompage :

- Chute des caractéristiques de fonctionnement (décrochage en puissance très difficilement rattrapable en conduite avant le retour au ralenti).
- Extinction possible (perturbation du débit de gaz).
- Fluage et rupture possible d'aubes par augmentation anormale des contraintes aérodynamiques.
- Apparition de vibrations préjudiciables à la tenue mécanique.

## 10. Méthodes pour éviter le pompage

Plusieurs cas peuvent être réalisés pour sortir le compresseur du pompage :

- a) augmenter le débit du procès vers l'aspiration du compresseur.
- b) augmenter le débit à travers le compresseur en retournant par un by-pass et un réfrigérant une partie du gaz pompé du refoulement à l'aspiration de l'unité.
- c) diminuer le rapport de pression à travers le compresseur en diminuant la pression de refoulement ou en augmentant la pression d'aspiration, ou les deux si le débit doit rester constant.

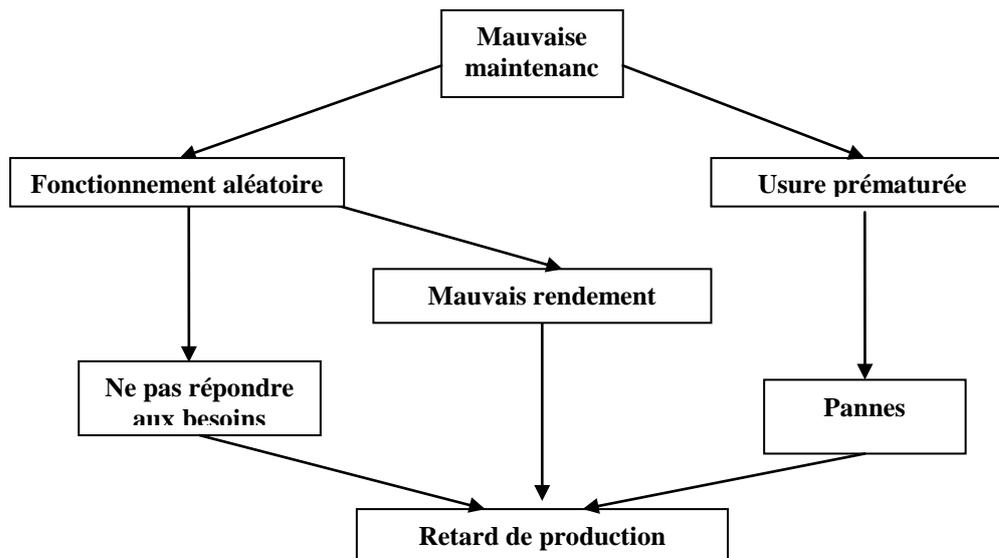
## V.5. Conséquences de la maintenance : [12] [13]

### 1. Conséquence d'une mauvaise maintenance

Les conséquences d'une mauvaise maintenance sur le plan économique sont immédiatement vaste est sensible, on registre :

- Des pannes fréquentes qui se traduisent par l'arrêt de production, retard dans délais, pertes dans les exploitations.
- Les dépannages d'exception deviennent monnaie courante et se traduise par un travail non productif
- Le rendement diminue.
- Le matériel s'use plus rapidement, et son fonctionnement n'est jamais certain.
- Les retards s'accumulent et désorganisent tout le système économique.
- Exposer le personnel au danger.
- Des consommations exagérées au niveau des machines.

- Nous traduisons ces conséquences par la figure V.8

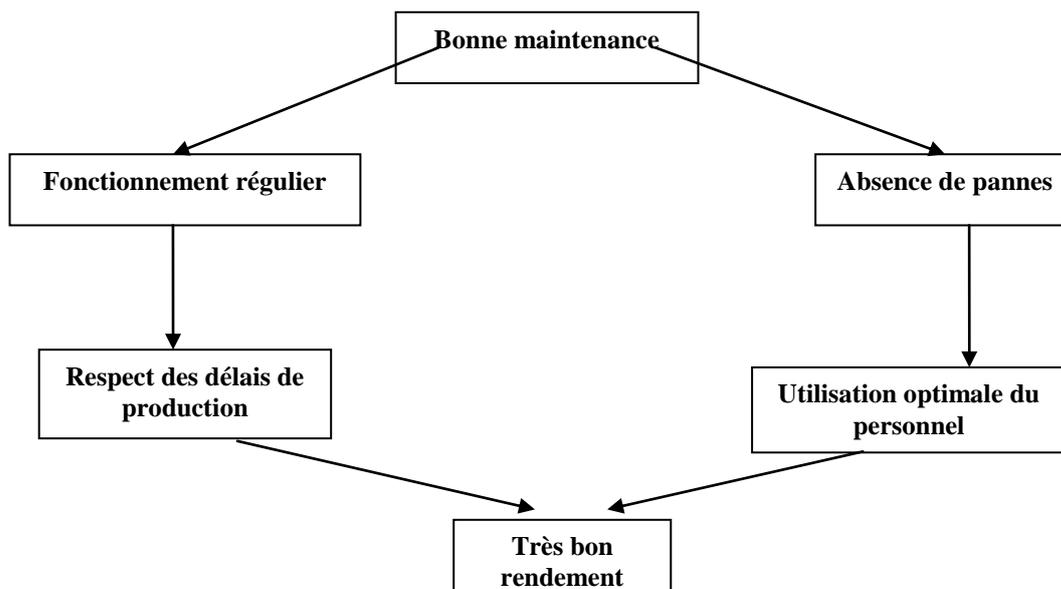


**Fig. V.8 : organigramme de Conséquence d'une mauvaise maintenance**

### 1. Conséquences d'une bonne maintenance :

- Les pannes seront rares et les dépannages inutiles ne seront plus à l'ordre du jour.
- Très bon rendement au niveau de la production.
- Le matériel sera en bon état et fonctionnera régulièrement.
- Bonne organisation du côté économique.
- Ralentir le vieillissement du matériel.

Nous traduisons ces conséquences par la figure V.9



**Fig. V.9 : organigramme de Conséquence d'une bonne maintenance**

---

# Conclusion générale

Dans ce travail nous avons traité le thème « étude de la performance d'un Compresseur centrifuge multi-étagés K101 A dans la station de Oued Noumer ». Ce sujet relève d'une grande importance pour l'unité de production d'Oud Noumer dans la région de Hasi R'mel.

En premier lieu, nous avons vérifié les paramètres thermodynamiques telle que :

- le rendement du compresseur qui été acceptable durant la période de notre stage au niveau de la station,
- la variation de température en fonction de la pression et la diminution de température des gaz entre les deux étages.

La seconde phase consiste à déterminer les poussées axiales sur les roues où on a trouvé qu'elles étés compensées à 98% par le piston d'équilibrage et 2% par le collet de buté.

Le calcul de la résistance des matériaux a montré que l'arbre du compresseur résiste aux sollicitations de flexion et torsion auxquelles il est soumis

L'accent a été mis sur l'importance d'instaurer une politique de maintenance appropriée, se basant sur le préventif et non pas seulement sur le correctif. Elle permettrait d'évaluer de prolonger la durée de vie de l'équipement.

---

Enfin, cette étude nous a été d'une grande utilité scientifique. Elle nous a permis d'approfondir nos connaissances théoriques sur les différents équipements utilisés dans l'industrie pétrolière algérienne; en particulier sur les compresseurs centrifuges qui sont très répandus dans cette dernière. Nous souhaitons aussi que des travaux futurs soient réalisés sur la durée de service du compresseur entre deux révisions et son influence sur la durée de vie du compresseur.

## List des symboles

---

$P_r$  : pression de refoulement.

$P_a$  : pression d'aspiration

$Z$  : Coefficient de compressibilité

$Q_m$  : Débit massique

$T_a$  : Température d'aspiration

$T_r$  : Température de refoulement

$C_p$  : Chaleur spécifique

$n$  : Vitesse de rotation

$R$  : constante de gaz

$T_{cr}$  : Température critique du mélange

$P_{cr}$  : Pression critique du mélange:

$K$  : coefficients adiabatiques

$\mathcal{E}$  : Taux de compression

$N$  : Coefficient polytropique

$W_{ad}$  : Travail adiabatique

$W_p$  : Travail polytropique:

$W_r$  : Travail réel

$\eta_{ad}$  : Rendement adiabatique

$\eta_p$  : Rendement polytropique

$\eta_g$  : Rendement global

$P_i$  : pression dans l'étage (i);

$P_{i+1}$  : pression dans l'étage (i+1)

$T_{i+1}$  : température dans l'étage (i+1);

$T_i$  : température dans l'étage (i).

$P_u$ : la puissance transmise au gaz

$N_a$  : la puissance absorbée

## List des symboles

---

$S_{eq1}$  : 1<sup>er</sup> section de l'équilibrage.  
 $D_e$  : diamètre de piston d'équilibrage.  
 $D_a$  : diamètre de l'arbre.  
 $D_1$  : diamètre de l'ouïe d'aspiration  
 $b$  : largeur de la roue  
 $d$  : diamètre de la roue  
 $d_a$  : diamètre de l'arbre  
 $P_{de}$  Le poids du disque  
 $P_{ma}$  Le poids de manchon  
 $P_{cd}$  Poids du disque d'équilibrage  
 $P_d$  poids du collet de butée  
 $V_d$  : Volume du disque d'équilibrage  
 $V_{cb}$  Le volume de collet de butée  
 $V_{ma}$  : de manchon  
 $P_i$  Poids du cylindre  
 $M_t$  : Moment de torsion  
 $M_{eq}$  : Moment équivalent  
 $M_f$  : moment fléchissant  
 $N_{abs}$  : puissance absorbée du compresseur  
 $\omega$  : vitesse angulaire de l'arbre

## RESUME

Compte tenu de l'importance dans les compresseurs dans les compagnies pétrolières, il est nécessaire de préserver et de les maintenir. Connaitre les raisons de leur dysfonctionnement est d'une importance capitale pour établir une stratégie de perfectionnement et un calendrier de maintenance.

Dans ce travail nous avons effectué une vérification thermodynamique de vérification des performances du compresseur centrifuge k101 A et une vérification de l'arbre du compresseur.

est enfin nous avons abordé le problème qui influence sur le fonctionnement du compresseur centrifuge k101A à partir de l'usure des organes jusqu'à la défaillance.

## ABSTRACT

Given the importance in compressors in the oil companies, it is necessary to preserve and maintain them. Know the reason for their failure is a significant capital to establish a development strategy and a maintenance schedule.

In this work we calculated the thermodynamic performance verification of the centrifugal compressor K101 A and a mechanical calculation.

Approached at last we have the problem that influence the compressor k101A centrifuged at some of the parts wear until failure.

## ملخص

نظرا لأهمية في الضواغط في شركات النفط، من الضروري الحفاظ عليها وصيانتها. بالتالي تعرف وتحكم في إعطاب

إنشاء إستراتيجية لذلك يعد أهم الأولويات في هذا العمل تحققنا بحسابات ترموديناميكية من فعالية

الضاغط أنجزنا حساب الانحناء و الالتواء للعمود و في الأخير ذكرنا بعض الأعطاب الرئيسية التي يمكن

أن يتعرض لها الضاغط و كيفية معالجتها

---

## Liste des figures et tableaux

### Figures

Fig. I .2. Organigramme d'oued-noumer.....	4
Fig.: II.1 Les catégories principales de compresseur.....	8
Fig. : II.2 Les différents types des compresseurs volumétriques .....	9
Fig : II.3 Compresseurs alternatifs .....	9
Fig : II.4 Les compresseurs rotatifs.....	11
Fig: II.5 Principe de fonctionnement du compresseur à lobes .....	12
Fig: II.6. les compresseurs dynamiques.....	12
Fig: II.7 : Compresseur dynamique axial .....	13
Fig.: II.8. Compresseur centrifuge.....	13
Fig. : II.9. Parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration .....	14
Fig.: II.10. Parcours du gaz au niveau de l'impulser.....	15
Fig. II. 11. volute de refoulement .....	15
Fig : II. 12. classification des compresseurs centrifuges .....	16
Fig. II. 13. Compresseurs MCL.....	16
Fig. II 14 : compresseurs 2MCL.....	17
Fig: II. 15. compresseurs 3MCL.....	17
Fig.: II. 16. compresseurs BC .....	18
Fig: II. 17. compresseur 2BCL .....	18
Fig.: II. 18.: DBCL avec corps en forme de cloche.....	18
Fig.II.19 compresseurs type BCL-V.....	19
Fig.: II. 20. Compresseurs type SR.....	19
Fig. III.1 Le bâti.....	22
Fig. III.2 les diaphragmes .....	22
Fig. III.3 le rotor du compresseur .....	23
Fig. III.4 les roues.....	24
Fig.: III.5 le piston d'équilibrage .....	25
Fig. III.6: Coupe d'une machine multi-cellulaire.....	25
Fig. : III.8 le palier de butée .....	28
Fig : III.9 Circuit de lubrification d'un compresseur centrifuge .....	30
Fig. : III.10 Étanchéité à labyrinthe en bout.....	31

---

---

Fig.III.11 circuit d'étanchéité à barrage.....	31
Fig. IV.1. Graphe de la température en fonction de la pression.....	41
Fig .IV.2. Graphe de la température en fonction de la pression.....	41
Fig .IV.3. Graphe de la pression en fonction de la température.....	48
Fig. IV.4. La poussée axiale.....	44
Fig. IV.5. Origine de la poussée axiale.....	44
Fig. IV.6. Schéma des poussées axiales agissant sur l'impulseur.....	45
Fig. .IV.7. Graphe de La poussée axiale en fonction de la pression.....	48
Fig .IV.8 : dessin constructif de l'arbre.....	50
Fig. .IV.9 Poids du disque d'équilibrage.....	51
Fig.IV.10. Poids du manchon.....	52
Fig.IV. 11. Le poids du collet de butée.....	52
Fig. IV.13 : Épure du moment fléchissant.....	57
Fig. V.14 : Épure du moment tranchant .....	58
Fig.I V.15 : Épure Contrainte normale : fibre supérieure.....	59.
IV.16 : Épure Contrainte normale : fibre supérieure.....	60
Fig.IV.17: Épure du moment de torsion.....	61
Fig. V.1 : organisation de la section maintenance.....	63
Fig. V.2.Paraffines dans un compresseur .....	69
Fig. V.3. L'érosion sur labyrinthe .....	70
Fig. V.4. L'érosion sur rotor .....	70
Fig. v.5. Boue sur rotor .....	71
Fig. V 6. Usure dans un palie .....	71
Fig V.7. Diagramme typique de la charge.....	72
Fig. V.8 : organigramme de Conséquence d'une mauvaise maintenance.....	74
Fig. V.9 : organigramme de Conséquence d'une bonne maintenance.....	74

### **Tableaux**

Tableau. I. 2. Caractéristiques de machines tournantes.....	5
Tableau. II. 1 : Comparaison entre les différents types des compresseurs.....	20
Tableau. II. 2 Comparaison entre les différents types des compresseurs.....	20
Tableau 4.1 : paramètre de fonctionnement du compresseur.....	31

---

---

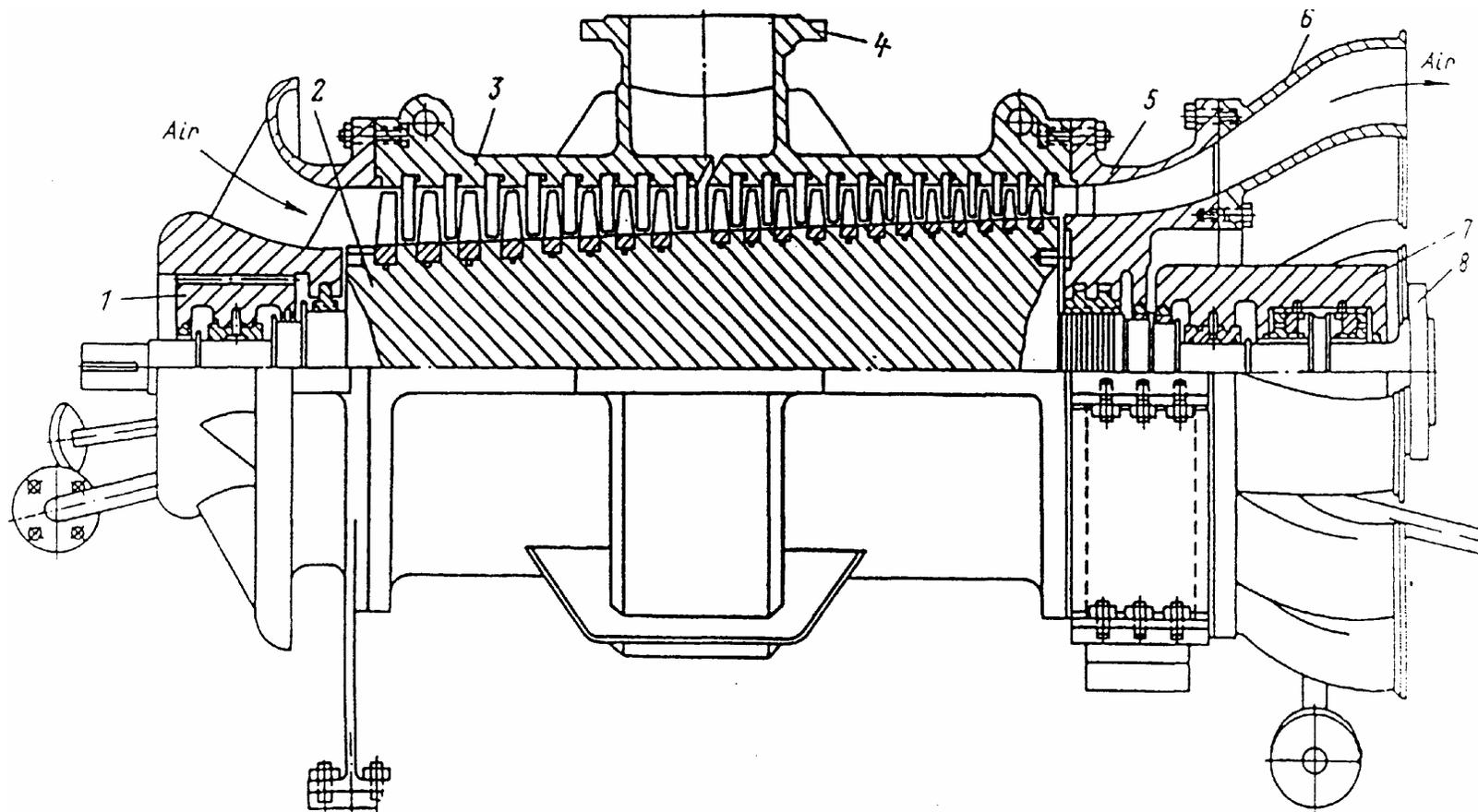
Tableau 4.2 : le travail du premier étage du compresseur.....	32
Tableau 4.3 : caractéristiques des gaz présent dans le compresseur.....	34
Tableau 4. 4: le travail du deuxième étage du compresseur.....	36
Tableau 4.5 : le travail global du compresseur.....	37
Tableau 4.6 : Interprétation des résultats.....	39
Tableau 4.7 : Pression intermédiaires dans chaque roue .....	40
Tableau 4.8 : Température intermédiaires dans chaque roue.....	40
Tableau 4.9. Poussé axiale du roues et piston d'équilibrage et collet de butée.....	48
Le tableau : 4.10 présent les calculs effectués pour les différentes valeurs de b .....	51
Tableaux : 4.11 poids de l'arbre.....	53

---

## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Akhras Abdul Rahman, étude de l'interaction roue diffuseur dans une pompe centrifuge, these pour l'obtention du grade de docteur, institut nationale des sciences appliquées, Lyon 2002
- [2] Situation et organisation du champ de Oued Noumer SONATRACH
- [3] Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, nuovo pugnone, SONATRACH
- [4] naturel gas compressor unit centrifugal compressor Type : CLARCK \*NUOVO PIGNONE\* SONATRACH
- [5] Catalogue de compresseur centrifuge k101A CLARK 441B 5/5, SONATRACH
- [6] techniques de l'ingénieur Calcul de constantes thermodynamiques
- [7] Mimoun O. cours thermodynamiques, université Abou Bakr BELKAID de Tlemcen
- [8] Metalsi F. cours résistance des matériaux, université Abou Bakr BELKAID de Tlemcen
- [9] Manuel d'entretien du compresseur CLARCK, SONATRACH
- [10] Rapport d'expertise Oued Noumer le 11/05/2005, SONATRACH
- [11] R. Bigret, J-L. Féron, Diagnostique - maintenance, disponibilité des machines tournantes. MASSON.Paris.1995.
- [12] J.M. Auberville, La maintenance industrielle, de l'entretien de base à l'optimisation de la sûreté, Eds Technosud, 2004.
- [13] F. Monchy, La fonction maintenance, Eds Masson, 1996.

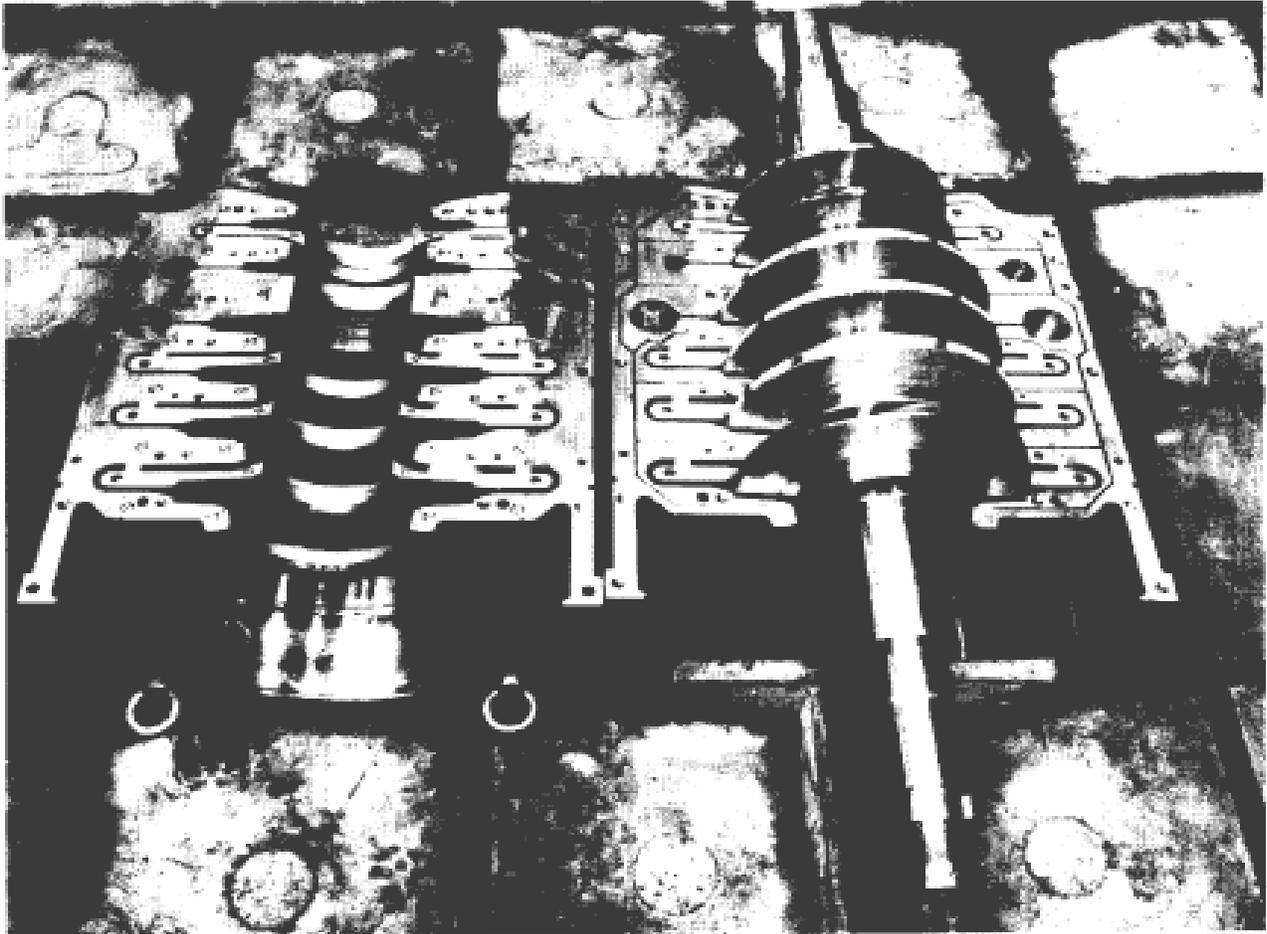




**Fig II.3: Compresseur axial**

- 1- palier radial 2- tambour 3- carter 4- décharge 5- diffuseur  
 6- raccordement 7- butée 8- bride d'accouplement rigide





*Fig .II.13: diaphragme*