

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



**UNIVERSITÉ M'HAMEDBOUGARA  
BOUMERDES**

**Faculté des hydrocarbures et de la chimie  
Département : Transport et Équipements Des Hydrocarbures**

**Mémoire de fin d'études  
En vue de l'obtention du diplôme  
MASTER**

**Filière : Génie mécanique  
Option : Mécanique des chantiers pétroliers**

**Thème**

**Equilibrage de la poussée axiale d'un  
compresseur centrifuge**

**Présenté par :**

BENATTIA Djalal

GOUTAS Messaoud

GUERINE SAddam

**Réaliser par :**

**Mr .REZOUG**

UMBB Président : GACEB Mohamed

professeur

UMBB Examineur : BETTAYEB Mourad

MA/A

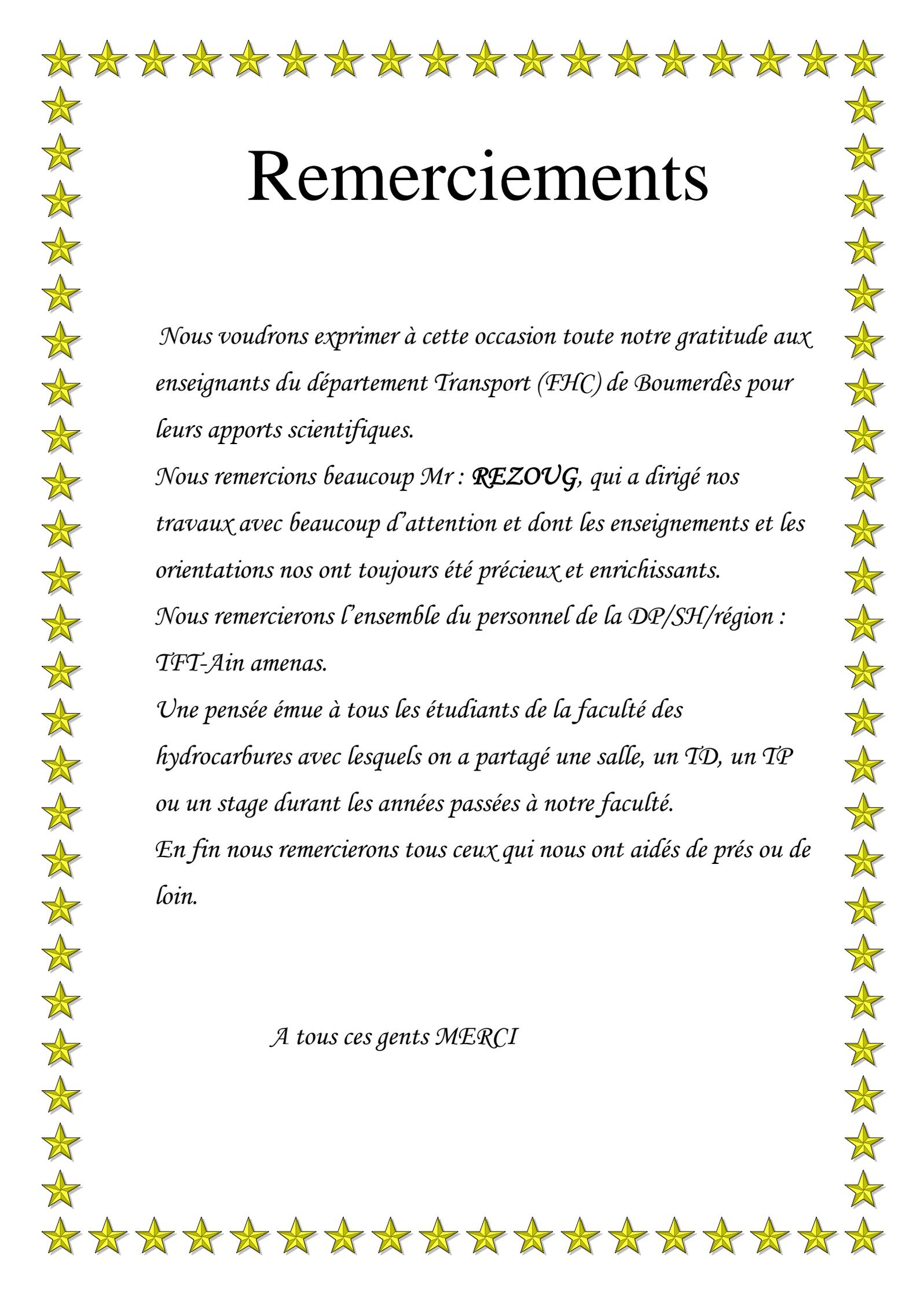
UMBB Examineur : HALIMI Djamel

MC/B

UMBB Examineur : BJEMAA Mohamed Amine

MC/B

**Année universitaire:2015/2016**



# Remerciements

*Nous voudrions exprimer à cette occasion toute notre gratitude aux enseignants du département Transport (FHC) de Boumerdès pour leurs apports scientifiques.*

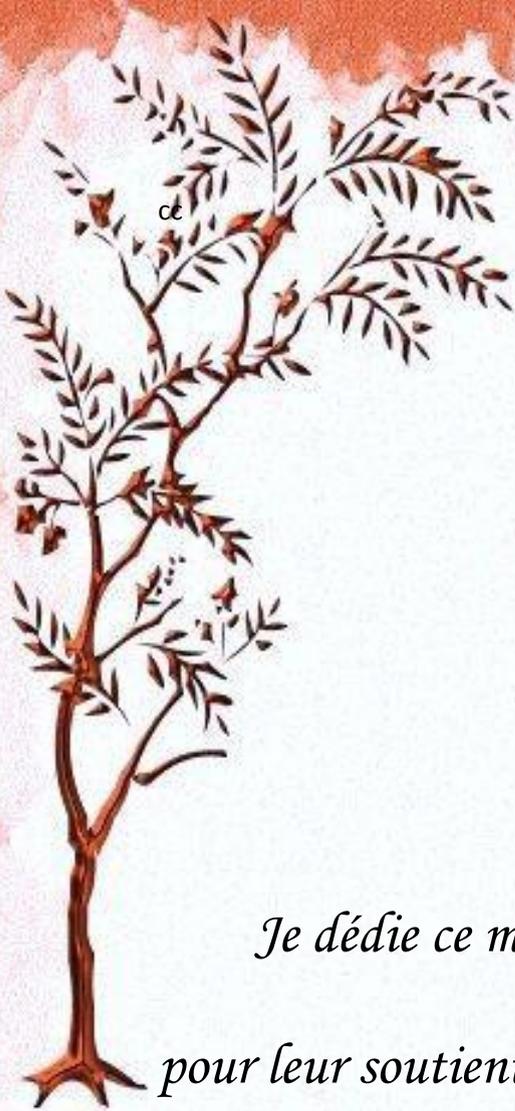
*Nous remercions beaucoup Mr : **REZOUG**, qui a dirigé nos travaux avec beaucoup d'attention et dont les enseignements et les orientations nos ont toujours été précieux et enrichissants.*

*Nous remercierons l'ensemble du personnel de la DP/SH/région : TFT-Ain amenas.*

*Une pensée émue à tous les étudiants de la faculté des hydrocarbures avec lesquels on a partagé une salle, un TD, un TP ou un stage durant les années passées à notre faculté.*

*En fin nous remercierons tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin.*

*A tous ces gents MERCI*



# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à mes chers parents  
pour leur soutien permanent.*

*A mes chère sœur Karima et Warda .*

*Et tous mes amis sans exception.*

**Merci**

**MESSAOUD**





# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à mes chers  
parents pour leur soutien permanent.*

*À mes chers frères et ma chère sœur et toute la  
famille **BENATTIA**.*

*Et tous mes amis sans exception.*

***Merci.***





# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à mes chers  
parents pour leur soutien permanent.*

*A mes chers frères et ma chère sœur et toute la  
famille **GRINE**.*

*Et tous mes amis sans exception.*



# SOMMAIRE

---

I. Introduction.....	1	
<b>Chapitre I</b> : description générale de la région TFT.....	2	
<b>Chapitre II : Turbomachine</b>		
II.1. Généralités sur turbomachines.....	6	
- Classification (type de fluide-type d'écoulement).....	6	
- Principe d'Euler : Théorème de la quantité de mouvement.....	7	
- Les turbocompresseurs.....	8	
-Etage de compresseur centrifuges.....	9	
-Calcul du nombre d'étages.....	9	
II.2. Turbines à gaz et applications industrielles.....	10	
Comparaison avec les autres types de moteur dont la turbine à vapeur.....	11	
Construction.....	12	
Etages de turbine : étage à action et à réaction.....	12	
Effort circonférentiel sur le rotor.....	15	
Couple indiqué et couple réel dans les turbines à gaz.....	15	
<b>Chapitre III. : Compresseur centrifuge</b>		
Introduction.....	17	
- comparaison avec les machines axiale.....	25	
- Construction de compresseur centrifuge .....	26	
- triangle de vitesses –énergie volute transférée.....	34	
- caractéristiques.....	37	
<b>Chapitre IV : Réglage des compresseurs centrifuges.....</b>		39
- réglage à vitesse constante.....	42	
- réglage à vitesse variable.....	43	

## SOMMAIRE

---

<b>Chapitre V : Poussée axiale et radiale dans les compresseurs centrifuges.....</b>	<b>45</b>
- Origine de la Poussée axiale .....	46
- Origine de la Poussée radiale.....	50
<b>Chapitre VI : partie calcul</b>	
-Calcul thermodynamique.....	52
-Travaille polytropique.....	57
-Calcul des pertes fluodynamique .....	59
-Calcul de la poussée axiale pour un débit donné.....	59
-Calcul de la section du piston d'équilibrage.....	62
-Calcul mécanique.....	64
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>75</b>

### Symboles

$\rho$  : la masse volumique [kg /m<sup>3</sup>].

$\vec{n}$  : Le vecteur normal.

$\vec{v}$  : La vitesse d'écoulement [m/s].

$S$  : la section

$F_{\text{ext}}$  : les forces

$\vec{R}$  : Forces de surface.

$\vec{P}$  : Forces de volume

$\mu$  : le coefficient manométrique

$\varepsilon$  : Le degré de réaction

$U$  : la vitesse circonférentielle

$N$  : Nombre de tours.

$R_m$  : Rayon moyen

$p_{\text{in}}, p_{\text{ex}}$  : pressions sur l'intrados et l'extrados de l'aube.

$Z$  : étant le nombre d'aubes.

$l$  : longueur de l'aube

$C_{1u}, C_{2u}$  : composantes circonférentielles de la vitesse absolue du fluide

$C_{1a}, C_{2a}$  : composantes axiale de la vitesse.

$H_{\text{th}}$  : Hauteur d'élévation

$C$  :  $\vec{V}$  vitesse absolue de la particule.

$\vec{u}$  Vitesse d'entraînement ou circonférentielle

$\vec{W}$  Vitesse relative de la particule.

$\vec{\omega}$  Vecteur vitesse instantanée de rotation.

$\vec{r}$  : Rayon.

$Q$  : débit

$D$  : diamètre

$T$  : température

$i$  : numéro de l'étage;

$\zeta$  : taux de compression

---

# LISTE DE FIGURES

---

Fig.I. 1. Position géographique du TFT.....	2
Fig.I. 2. Le schéma simplifié de l'UTGA.....	4
Fig.I.3 Schéma simplifié de train de compression.....	5.
Fig.II. 1.écoulement par étage à réaction.....	13
Fig.II. 2.écoulement par étage à action.....	14
Fig.II. 3.triangle des vitesses à action (asymétrique).....	14
Fig.III. 1.une coupe d'un compresseur centrifuge.....	17
Fig.III. 2 .parcourdu gaz à l'entrée du compresseur (brides d'aspiration).....	18
Fig.III. 3.parcourt du gaz au niveau de l'impulseur.....	18
Fig.III. 4.schéma de compression dans un étage du compresseur centrifuge.....	19
Fig.III. 5.Classification des compresseurs centrifuges.....	20
Fig.III. 6.Compresseurs MCL.....	21
Fig.III. 7.Compresseurs 2MCL.....	21
Fig.III. 8.Compresseur 3MCL.....	22
Fig.III. 9. Compresseur centrifuge avec plan de joint vertical (Barrel).....	22
Fig.III. 10.Compresseur BCL.....	23
Fig.III. 11.Compresseur 2BCL.....	23
Fig.III. 12.DBCL avec corps en forme de cloche.....	24.
Fig.III. 13.Compresseurs type BCL-VHP.....	24
Fig.II. 14.Compresseurs type SRL.....	24
Fig.II. 15.Courbe comparative entre différents types de compresseurs.....	25
Fig.III. 16. Schéma explicatif de la fermeture du caisson du compresseur BCL.....	27
Fig.III. 17.Diaphragms.....	28
Fig.III. 18.Rotor de compresseur centrifuge.....	29
Fig.III. 19.Arbre d'un compresseur centrifuge.....	29
Fig.III.20.Vue schématique d'un étage de compresseur centrifuge.....	30

## **LISTE DE FIGURES**

---

Fig.III. 21. Différentes roues (a) et diffuseurs (b) de compresseur centrifuge.....	30
Fig.III.22.Volute.....	32
Fig.III. 23.Piston d'équilibrage.....	32
Fig.III. 24.Paliers porteurs.....	33
Fig.III. 25 .Palier de butée.....	34
Fig.III. 26.Schéma d'une roue mobile - triangle des vitesses.....	35
Fig.III. 27. Courbes Caractéristiques.....	38
Fig.IV. 1. Caractéristique de compression d'une machine.....	39
Fig.IV. 2. caractéristiques des réseaux.....	40
Fig.IV. 3. Point de fonctionnement.....	40
Fig.IV. 4. Plage utile de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.....	42
Fig.IV. 5. réglage à vitesse constante.....	43
Fig.IV. 6. réglage à vitesse variable.....	44
Fig.V.7 . Caractéristique générale du compresseur.....	44
FigV. 1.Schéma sur la poussée axiale.....	46
FigV. 2. Schéma des forces de pression non équilibrées dans une roue.....	47
FigV. 3.Equilibrage de la poussée.....	48
FigV. 4.Equilibrage par piston d'équilibrage.....	50
FigVI. 1. forces agissantes sur l'impulseur.....	60

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse grâce à une force centrifuge due au mouvement de rotation des roues munies d'aubes ou d'ailettes.

La différence de pressions entre l'aspiration et le refoulement engendre une poussée axiale qui est un phénomène très dangereux pour la sûreté de fonctionnement d'un compresseur.

Donc pour notre travail nous allons effectuer une étude de ce phénomène et les remèdes pour le réduire sur un compresseur BCL456

Pour cela nous allons :

**DANS LE CHAPITRE I :** donner la présentation de la région de TFC et d'unité UGTA.

**DANS LE CHAPITRE II :** nous décrirons les différents types machines tournantes, et noterons quelques généralités sur ces machines.

**DANS LE CHAPITRE III :** une description du compresseur centrifuge.

**DANS LE CHAPITRE IV :** une représentation des courbes caractéristiques et les réglages de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.

**DANS LE CHAPITRE V :** définition de la poussée axiale et radiale avec leur origine et les remèdes pour le réduire.

**DANS LE CHAPITRE VI :** partie calcul thermodynamique et de la poussée axiale exercée sur le rotor du compresseur BCL456.

**CONCLUSION.**

## I.1. Description générale

### I.1.1. Introduction

- Le champ de Tin FouyeTabankort est situé dans la partie nord –ouest du bassin d’Illizi à 1300 km au Sud-est d’Alger et à 540 km du chef-lieu de la Willaya d’Illizi (voir figure 1).

- Le champ de TFT est délimité par les coordonnées UTM (Universal Transvers Mercator).  
Suivantes :

X 1=310 000

X2=400 000

Y1=3 110 000

Y2=3 190 000

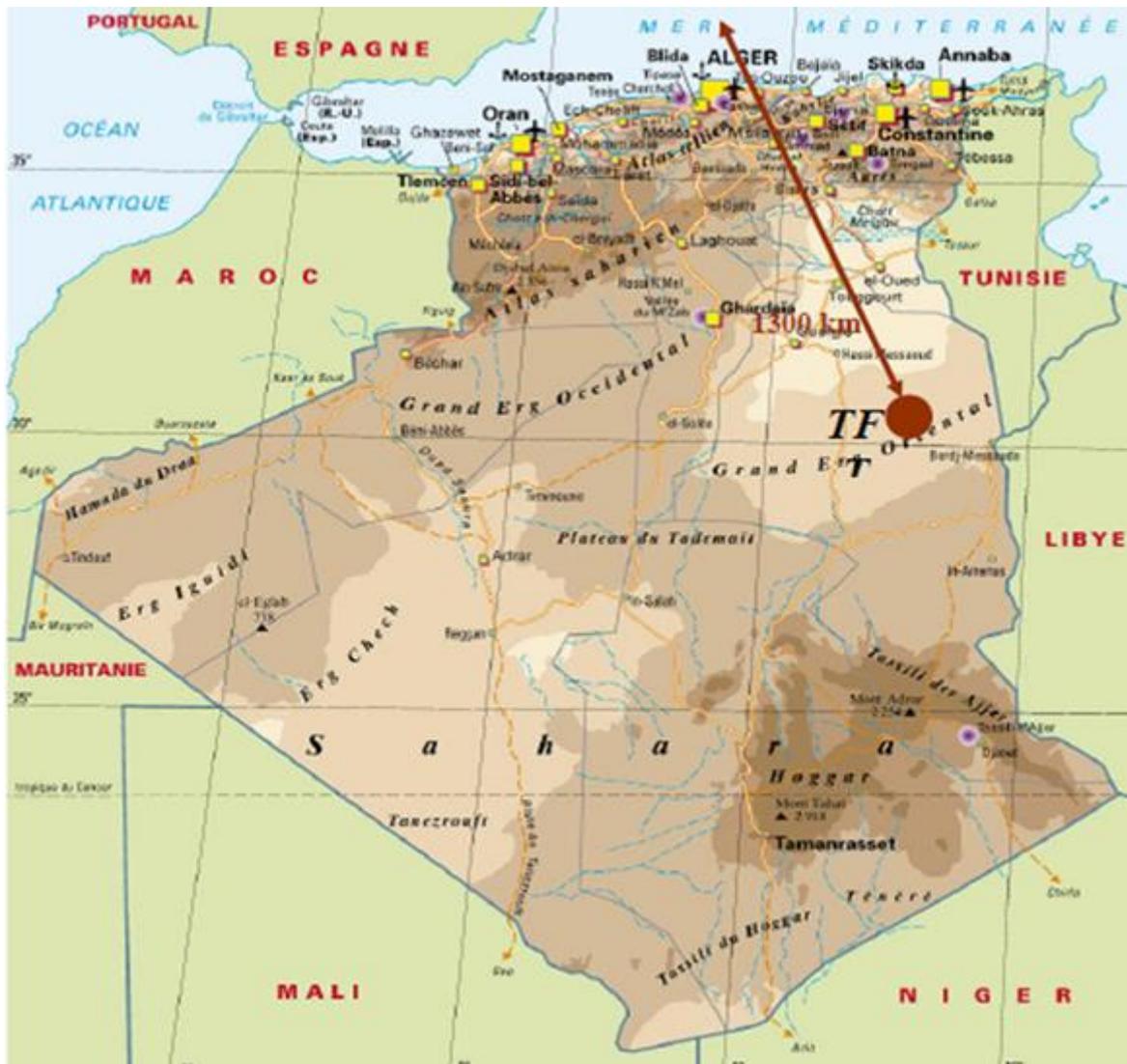


Fig. I. 1. Position géographique du TFT

### **I.1.3. Les gisements de la région T.F.T**

Le réservoir de TFT ordovicien (2000m) produit la plus grande partie de la production de la région de TFT. Son exploitation a commencé en novembre 1968. Jusqu'en 1975, les puits forés étaient au nombre de 52, dont 49 producteurs. La surface embrassée par les forages ne présentait que 40% de la surface de TFT, la production d'huile en 1974 a atteint 2 634 000 tonnes.

En raison de la diminution de la pression de gisement conduisant à l'épuisement de l'énergie du réservoir, le projet de maintien de pression a été introduit en 1980 sur TFT ordovicien les résultats ont commencé à se manifester à partir de 1984.

Après la mise en service de l'injection d'eau à TFT, les puits d'huile proche des injecteurs d'eau sont envahis par l'eau, au fur et à mesure que le front d'eau avance.

Cette situation a entraîné l'arrêt de la production des puits d'huile à des pourcentages d'eau moyens de 40%. Pour cela et afin de maintenir en éruption les puits d'huile le plus longtemps possible, un réseau Gaz-lift a été installé.

Dans le but d'augmenter du taux de récupération à plus de 25% et de récupérer les gaz torchés, un autre projet est entré en service en 1987 avec la construction de l'usine de traitement de gaz.

Plusieurs techniques de récupération d'huile ont été utilisées dans la région de TFT : récupération primaire (puits éruptif), et récupération secondaire (gaz-lift, maintien de pression par injection d'eau et pompe électrique).

- Gisement de TFT.
- Gisement de Tin Fouyé.
- Gisement d'Amassak.
- Gisement de Djoua.
- Gisement Tamendjelt.
- Gisement de HassiMazoula SUD.
- Gisement de HassiMazoula B.

### **I.2.Présentation de la station unité de traitement de gaz associé (UTGA)**

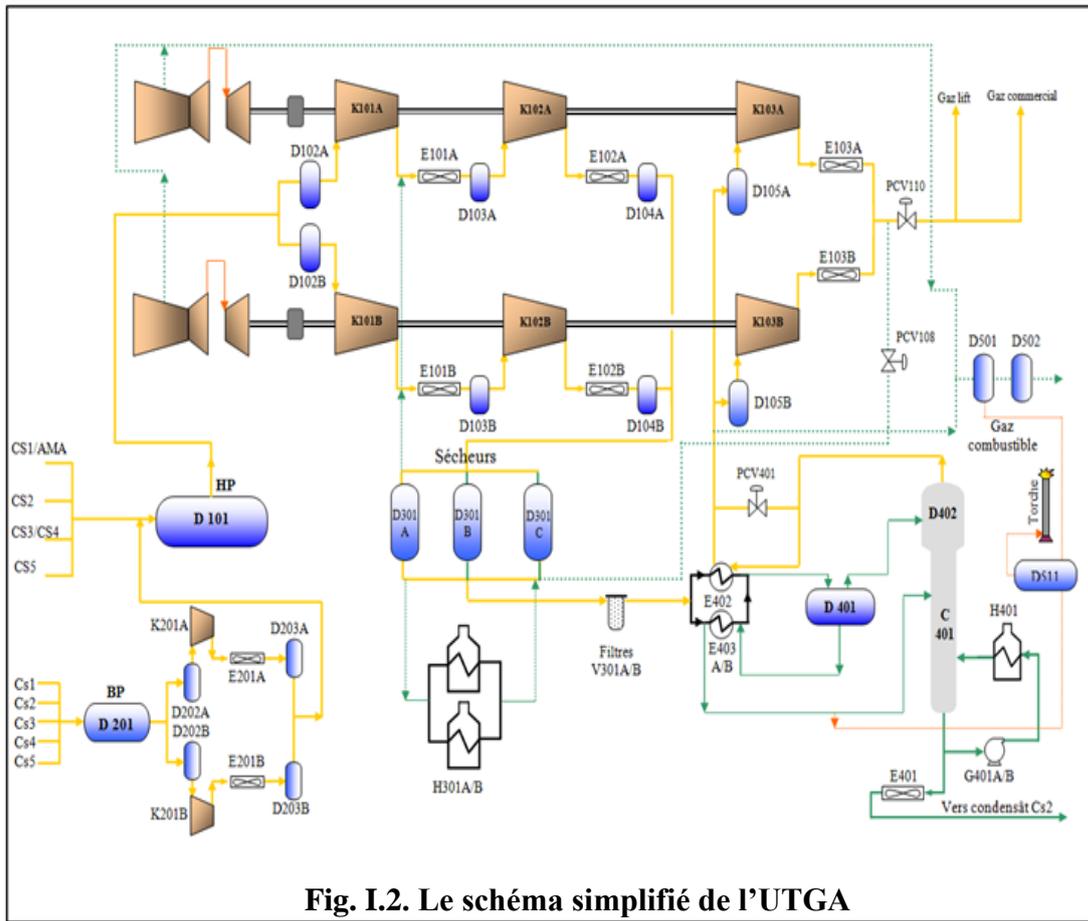
#### **I.2.1.Présentation**

- La production de la région est traitée dans 5 centres de séparation dénommés CS1, CS2, CS3, CS4, CS5, ainsi que les centres de TAMENDJELT, AMASSAK, DJOUA, et un centre de stockage principal et d'expédition d'huile vers Haoud el Hamra et Tin Fouyé.

- Tin Fouyé est le centre principal au secteur sud où la production est assurée par un système de « gaz-lift » et des installations des gaz récupérés et recyclés depuis 1986, brûlés auparavant (gaz torchés).

- La station UTGA (unité de traitement de gaz associés) est conçue pour la récupération des gaz initialement torchés au niveau des centres de séparations, les traiter par déshydratation et les comprimer à 80 kg/cm<sup>2</sup>. Par voie de conséquence la récupération du condensât

- La station est implantée à CS2, elle est destinée à la récupération des gaz associés produits aux centres de séparation d'huile CS1, 2, 3, 4, 5 et Amassak.
- L'UTGA a pour fonction de comprimer, déshydrater, traiter, puis recomprimer le gaz, dans le but de l'utiliser pour satisfaire les besoins de la région en gaz-lift, et la commercialisation du surplus, tout en récupérant le condensat.



#### I.4.BCL-456 dans notre unité

Le compresseur BCL-456 ou bien le K-101, c'est le premier étage du train de compression dans la section de compression HP du gaz, il se charge de comprimer le gaz de refoulement par la section de compression BP

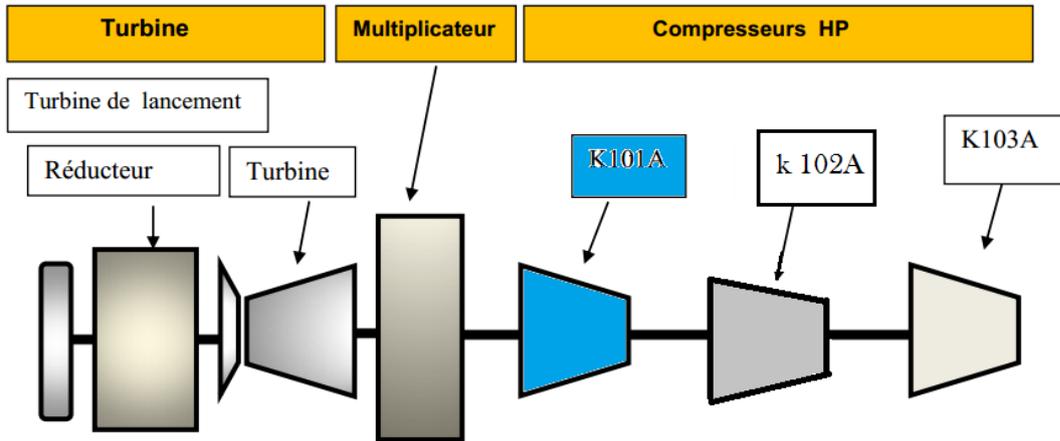
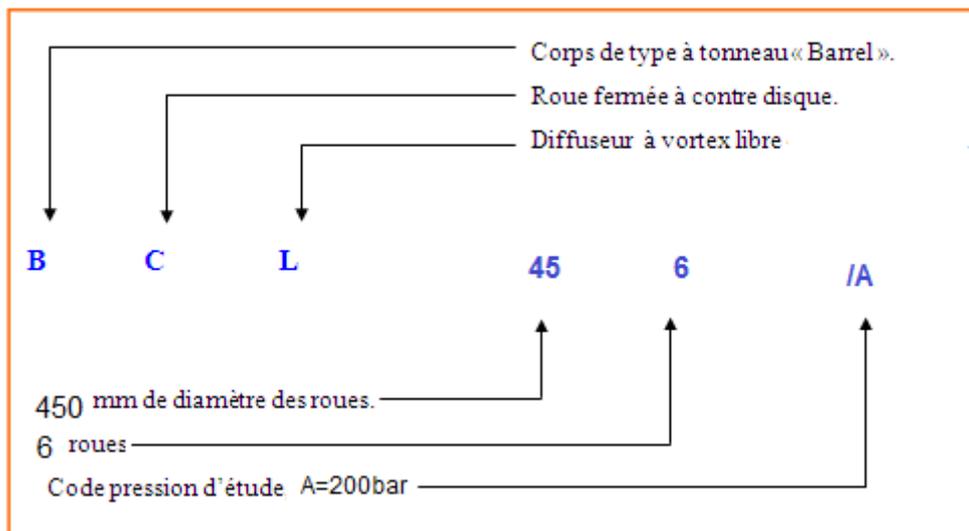


Fig. I. 3. Schéma simplifié du train de compression

Les compresseurs centrifuges **Nuovo Pignone** sont désignés par un groupe de lettres majuscules et par un groupe des chiffres.



### II .1 .Généralités sur turbomachines:

#### II.1.1. Définition :

On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues (rotors) mobiles munies d'aubes (aubages, ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule.

Il existe une très grande variété de turbomachines. Aussi, avant d'en examiner plus avant le principe de fonctionnement, il est utile d'en faire une classification selon divers critères et de l'illustrer par des exemples concrets.

#### II.1.2. Classification des turbomachines :

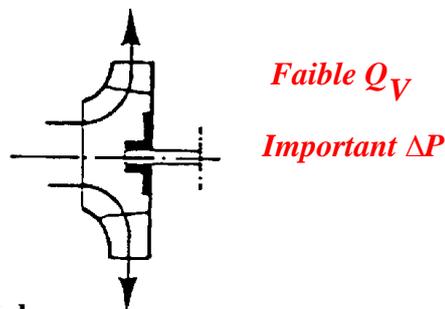
De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importants sont les suivants :

##### II.1.2.1. Selon le type d'écoulement :

On distingue principalement trois grands types de machines suivant la manière dont la particule fluide traverse le rotor de la machine :

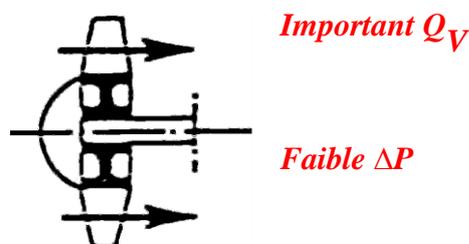
##### a. Machines radiales :

L'écoulement s'effectue dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. On parle de machines centrifuges dans le cas de machines génératrices, et de machines centripètes dans le cas de machines réceptrices.



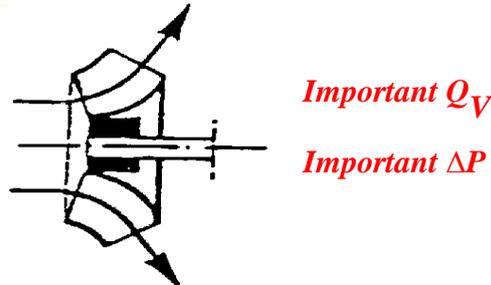
##### b. Machines axiales :

L'écoulement s'effectue dans un plan parallèle à l'axe de rotation.



**c. Machines hélicoïdes :**

Il s'agit de machines intermédiaire dans lesquelles l'écoulement s'effectue dans des surfaces de révolutions dont la méridienne est inclinée par rapport à l'axe de rotation.



**II.1.2.2. Selon le type de fluide :**

Le fluide en mouvement est liquide pour les pompes et les turbines hydrauliques, gazeux pour les ventilateurs et les compresseurs.

Dans le cas des pompes et des ventilateurs, la variation de son volume massique est respectivement nulle ou négligeable au cours de la traversée de la machine et l'on dit alors que le fluide se comporte de manière *incompressible* ; il n'en est pas de même dans le cas des soufflantes, où sa compressibilité intervient.

**II.1.3. Equation d'Euler :**

Les turbomachines fonctionnent selon le principe d'Euler, en écoulement radial ou axial. L'équation d'Euler est obtenue à partir de l'équation de la conservation de la quantité de mouvement.

Le théorème de transport appliqué à la quantité de mouvement

La quantité de mouvement d'un système fluide de volume  $V_S$  s'écrit :

$$\iiint_{V_S} \rho \vec{V} dV.$$

Le principe fondamental de la dynamique nous dit que la dérivée par rapport au temps de la quantité de mouvement doit être égale à la somme de forces agissant sur le système

$$\frac{d}{dt} \iiint_{V_S} \rho \vec{V} dV = \vec{R} + \vec{P}$$

$$\vec{R} = \iint_{S_s} \vec{T} \vec{n} dS \quad \text{Forces de surface.}$$

$$\vec{P} = \iiint_{V_S} \rho \vec{g} dV \quad \text{Forces de volume.}$$

Ainsi :

$$\vec{R} + \vec{P} = \frac{d}{dt} \iiint_{V_S} \rho \vec{V} dV = \iiint_{V_c} \frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} dV + \iint_{S_c} (\rho \vec{V}) \vec{V} \vec{n} dS$$

$\iiint_{V_c} \frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} dV$  : dérivée instantanée de la quantité de mouvement.

$\iint(\rho \vec{V}) \cdot \vec{n} dS$  :débit de quantité de mouvement à travers la surface de contrôle.

Pour un écoulement stationnaire, la dérivée instantanée est nulle.

Théorème d'Euler :Pour un tube de courant

$$\vec{R} + \vec{P} = \iint_{S_1+S_2+S_t} (\rho \vec{v}) \vec{v} \cdot \vec{n} dS$$

$$\vec{R} + \vec{P} = \iint_{S_1} (\rho \vec{v}_1) \vec{v}_1 \cdot \vec{n}_1 dS + \iint_{S_2} (\rho \vec{v}_2) \vec{v}_2 \cdot \vec{n}_2 dS + \iint_{S_t} (\rho \vec{v}_t) \vec{v}_t \cdot \vec{n}_t dS$$

$$\vec{R} + \vec{P} = -\rho V_1 \vec{v}_1 S_1 + \rho V_2 \vec{v}_2 S_2$$

Comme le débit massique est conservé :

$$\rho V_1 S_1 = \rho V_2 S_2$$

Donc :

$$\vec{R} + \vec{P} = q_m (\vec{v}_2 - \vec{v}_1)$$

$$\iint_S \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds = \sum F_{ext}$$

Conservation de la quantité de mouvement :

$\rho$  : la masse volumique [kg /m<sup>3</sup>].

$\vec{n}$  : Le vecteur normal.

$\vec{v}$  : La vitesse d'écoulement [m/s].

$S$  : la section transversale [m<sup>2</sup>].

$F_{ext}$  : les forces extérieures [N].

Le flux de quantité de mouvement à travers une surface de contrôle fixe d'un écoulement permanent est égal à la résultante des forces extérieures appliquées au fluide inclus dans le domaine limité par cette surface.

#### II.1.4. Les turbocompresseurs:

Ces machines assurent la compression du gaz grâce à une force centrifuge due au mouvement de rotation des roues munies d'aubes ou d'ailettes.

Le gaz est entraîné dans les roues où il y acquière une grande vitesse qui sera transformée en pression, une partie dans la roue elle-même et une autre dans un diffuseur fixe.

Les turbocompresseurs peuvent être des **compresseurs centrifuges** dans les quels le parcours du gaz dans les roues est dirigé du centre vers la périphérie, ou des **compresseurs**

**axiaux** dans lesquels le gaz évolue entre des aubages disposés sur un même cylindre, les premiers sont utilisés pour des hauteurs manométriques plus élevées, les seconds permettent d'obtenir de grands débits.

### **II.1.4.1. Compresseurs axiaux:**

Ce sont des machines réceptrices à écoulement axial du fluide compressible, ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation ; ils sont caractérisés par le nombre d'étages important et le taux de compression n'est pas élevé (de l'ordre 1.3).

Un compresseur axial est formé par la réunion en série d'un certain nombre de cellules axiales. Chacune comporte un aubage mobile et un aubage fixe. Ils fonctionnent généralement avec des vitesses périphériques plus élevées par comparaison aux compresseurs centrifuges à savoir ( $u=200 - 300$  m/s) dans les compresseurs stationnaires et même avec 400m/s pour les compresseurs reliés directement aux turbines.

Ils possèdent un bon rendement, dans le cas d'un grand débit ils sont moins encombrants.

### **II.1.4.2. Compresseurs centrifuges:**

Le compresseur centrifuge est une machine "dynamique" à écoulement continu de fluide. Des 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 le diffuseur.

### **II.1.5. Etage de compresseur centrifuge:**

#### **II.1.5.1. Calcul du nombre d'étages:**

Les compresseurs axiaux sont toujours composés de plusieurs étages (dix en moyenne) ; la détermination du nombre d'étage s'effectue sur la base de la répartition uniforme de l'augmentation de l'enthalpie de tout le compresseur sur les différents étages en respectant la valeur admissible du coefficient manométrique.

Coefficient manométrique  $\mu$  : L'augmentation isentropique d'enthalpie pour tout le compresseur étant connue, l'expérience montre qu'un étage du compresseur est capable de créer une augmentation isentropique d'enthalpie telle que le coefficient manométrique :

$$0.20 \leq \mu \leq 0.45.$$

De ce fait on adopte le nombre d'étages qui satisfait la valeur du coefficient manométrique.

Coefficient manométrique  $\mu$  (ou coefficient de travail) :

Ce coefficient a pour valeur :

$$\mu = \frac{(H'_2 - H_1)}{u_2^2}$$

On calculera le coefficient manométrique  $\mu$  en effectuant un calcul itératif commençant par l'adoption d'un nombre d'étages  $n=1$  jusqu'à satisfaction de la condition :

$$0.20 \leq \mu \leq 0.45.$$

### II.2. Les turbines à gaz :

#### II.2.1. Introduction :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Le rendement thermique d'une T.A.G se situe entre **16** et **28%** pour une installation simple sans la récupération des calories d'échappements et entre **26** et **30%** pour une installation avec la récupération de ces calories. Il reste néanmoins bien inférieur à celui des moteurs à gaz.

#### II.2.2. utilisation industrielle des turbines a gaz :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

##### ➤ Appareils fixes :

- Générateur d'électricité ;
- Compresseurs ;
- Pompes.

##### ➤ Appareils mobiles :

- Chemin de fer ;
- Propulsion maritime ;
- Aviation.

### II.2.3.Comparaison avec la turbine à vapeur :

Nous allons faire dans cette partie une comparaison entre la TAG et la TAV en reposant sur 02 critères principaux :

- Thermodynamique,
- Construction technologique.

#### II.2.3.1. Comparaison de point de vue thermodynamique :

Dans la turbine a vapeur le fluide moteur est une vapeur, où la puissance utile alors se diffère beaucoup par rapport au puissance fournie par la turbine dont le fluide est un gaz , pour le cycle thermodynamique d'une turbine a vapeur seule une fraction de la chaleur de la vapeur peut être réintroduite dans le cycle, le reste devrait nécessairement être cédé à la source froide. Au contraire, dans le cas de la TAG le fluide sortant de la turbine à gaz ne contient que de la chaleur sensible ; ce n'est pas seulement une partie mais, la totalité de cette chaleur qui peut être introduite dans le cycle.

La différence de température et pression maximale, puissance générée et rendement entre la turbine à gaz et celle à vapeur sont résumées dans le tableau suivant :

paramètres	Turbine à gaz	Turbine à vapeur
$T_{\max}(\text{°C})$	1300	550
$P_{\max}(\text{bar})$	12	65
Puissance(MW)	Jusqu'à 300	Jusqu'à 1400

#### II.2.3.2.Comparaison de point de vue technologique.

Les turbine à gaz diffèrent des turbines à vapeur par :

- ❖ la pression de fluide utilisé, beaucoup plus basses.
- ❖ Les températures plus élevées.

Le premier point est favorable pour la construction, les parois sont plus minces et les pièces moins lourdes d'où :

- ❖ plus grande facilité de réalisation.
- ❖ diminution de prix de matériaux identiques.
- ❖ souplesse plus grande des tuyauteries leur permettent de s'adopter aux dilatations sans efforts excessifs sur les machines.

- ❖ limitation des contraintes thermiques transitoires donc possibilité d'une montée de température rapide, qualité particulièrement appréciée pour les groupes de pointe.

### II.2.4.Construction:

La turbine généralement de type axial comprend un ou plusieurs étages de détente, Contrairement aux turbines à vapeur, il s'agit toujours de turbines à réaction. Deux grands types de turbines à gaz sont à distinguer :

- **simple arbre** : le compresseur et l'ensemble des étages de détente sont regroupés sur le même arbre entraînant également l'organe récepteur.

-**double arbre** : le compresseur est sur le même arbre que les étages de turbine strictement nécessaires à son entraînement, les autres étages de turbine étant groupés sur un second arbre solidaire de la machine entraînée.

La phase de compression est réalisée par un compresseur d'air axial. Le travail de compression peut être réduit par pulvérisation d'eau à l'admission. L'air comprimé est réparti en trois flux :

- une alimentation stœchiométrique vers le brûleur alimenté en carburant,
- un flux refroidissant la paroi de la chambre de combustion et mélangé aux produits de combustion du brûleur,
- un flux destiné au refroidissement de la turbine.

### II.2.5.Etage de turbine :

On appelle étage de turbine un ensemble de grilles d'aubes capable d'échanger un travail mécanique avec le fluide et composé d'une grille fixe et d'une grille mobile; ceci constitue une cellule dans une turbine multicellulaire.

Un étage de turbine peut être présenté comme à action ou à réaction , cette particularité constructive provient du fait que la détente des gaz chauds ( chute d'enthalpie) peut s'effectuer entièrement dans le distributeur ( étage à action ) comme elle peut être répartie entre le distributeur et la roue (étage à réaction).Un étage d'une turbine se compose de deux grilles d'aubes qui sont cylindriques et dont l'une est fixe et l'autre, mobile. On appelle encore la grille fixe aubage fixe, ou aubage distributeur ; de même, la grille mobile est aussi appelée aubage mobile. Le plus souvent, la direction générale de l'écoulement du fluide dans la turbine est parallèle à l'axe de celle-ci, la turbine est alors du type axial. Dans certains cas (particulièrement, pour des unités de faible puissance), la direction de l'écoulement pour est perpendiculaire à l'axe de la turbine (dans le sens centripète) , une telle turbine est du type radial.

Une turbine peut être composée par d'un ou plusieurs étages. Dans le premier cas la turbine est dite turbine à un étage et dans le deuxième cas turbine à plusieurs étages ou multi étages. Le fonctionnement d'un étage de turbine peut être conçu de deux manières :

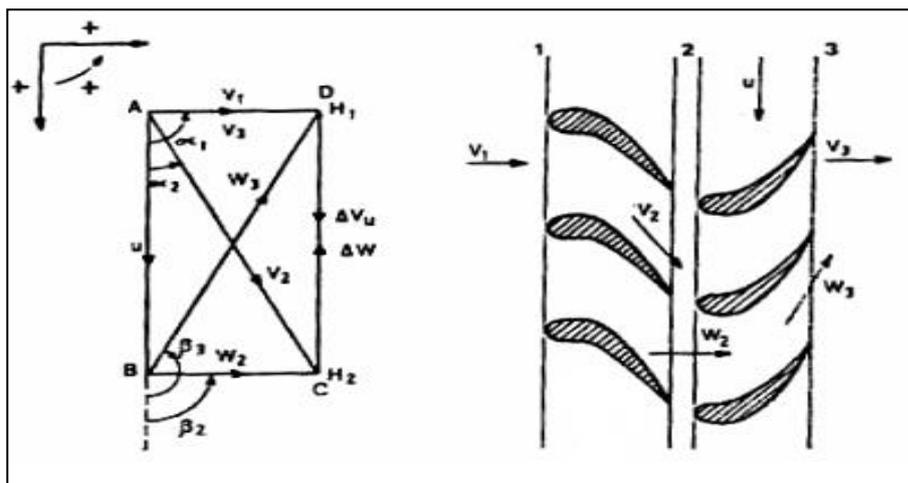
**II.2.5. 1. Etage à Réaction :**

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c.-à-d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique,  $p_1 > p_2 > p_3$ . Le degré de réaction caractérise la répartition de l'énergie thermique totale.

Ainsi que le degré de réaction est le rapport :

$$\varepsilon = \frac{\text{chute d'enthalpie dans les canaux mobiles}}{\text{chute théorique disponible de l'étage}}$$

L'écoulement à travers un étage à réaction, est représenté comme suit :



**Fig .II. 1 .écoulement par étage à réaction.**

**II.2.5. 2. Etage à Action :**

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans les canaux fixes, désignés sous le nom de distributeur, ou encore tuyère de détente, les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor, donc l'évolution des gaz dans les aubes mobiles se fait sans variation de la pression statique  $P_1 > P_2 = P_3$ .

On peut dire que la turbine à action, est un cas particulier de la turbine à réaction, dont le degré de réaction est nul, ( $\epsilon=0$ ). Le triangle des vitesses pour un étage à action est représenté sur la figure II.2 :

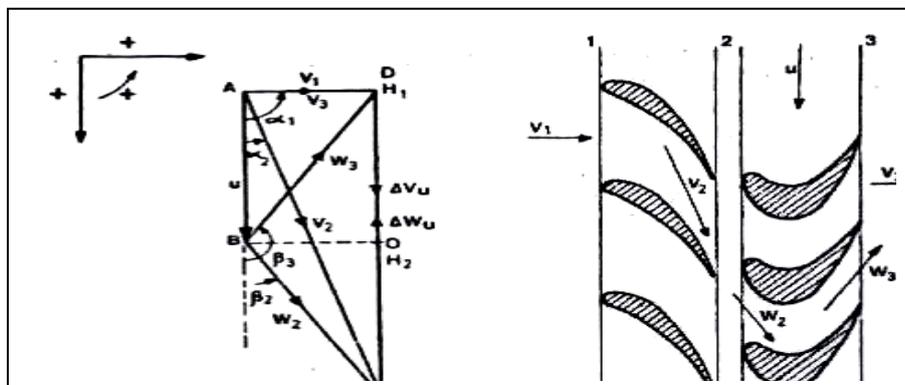


Fig. II.2 : écoulement par étage à action.

II.2.5. 3.Degré de réaction :

Le fonctionnement d'un étage de turbine à réaction est caractérisé par l'inégalité des pressions régnant de part et d'autre de l'aubage mobile. Si nous désignons par  $\Delta H_{et}$ ,  $\Delta H_f$  et  $\Delta H_m$  les variations d'enthalpie respectivement dans l'étage, dans l'aubage fixe et dans l'aubage mobile, nous aurons :

$$\Delta H = \Delta H_f + \Delta H_m$$

On appelle degré de réaction le rapport :

$$\sigma = \frac{\Delta H_m}{\Delta H_{et}}$$

Un étage à action est donc un cas particulier d'un étage à réaction où  $\sigma = 0$ . Dans la pratique, pour les étages à réaction on admet souvent  $\sigma = 0,5$ .

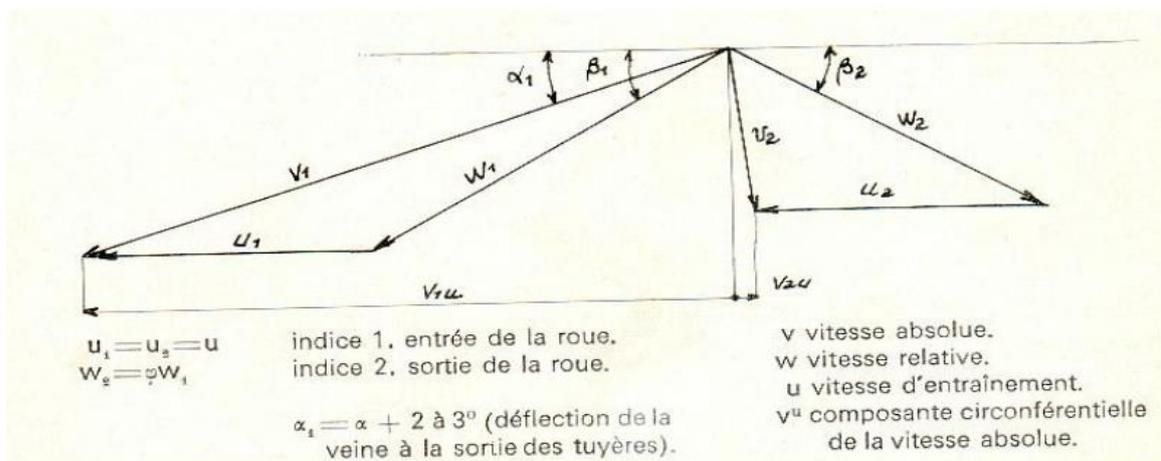


Fig. II. 3.triangle des vitesses à action (asymétrique).

Le gaz sort des tuyères à la vitesse  $C_1$  sous l'angle  $\alpha_1$ , le rotor tourne à la vitesse circonférentielle :

$$U = \frac{2.\pi .N.Rm}{60}$$

$N$  : Nombre de tours.

$Rm$  : Rayon moyen.

Le gaz entre dans les aubes mobiles avec la vitesse  $W_1$  dont la valeur de l'angle  $\beta_1$  est déterminée à l'aide du triangle de vitesse.

### II.2.6. Effort circonférentiel sur les aubes mobiles (Rotor) :

L'effort circonférentiel est quantifié par la relation suivante

$$F = z \iint (p_{in} \cos \beta_{in} - p_{ex} \cos \beta_{ex}) ds dl.$$

$p_{in}, p_{ex}$ : pressions sur l'intrados et l'extrados de l'aube.

$Z$  : étant le nombre d'aubes.

$l$  : longueur de l'aube

$S$  : contour du profil

L'effort circonférentiel réel agissant sur les aubes sera :

$$F_u = G (C_{1U} - C_{2U})$$

$C_{1U}$  et  $C_{2U}$  : composantes circonférentielles de la vitesse absolue du fluide .

L'effort axial sera :

$$F_a = G (C_{1a} - C_{2a}) + \Omega (p_1 - p_2)$$

$C_{1a}, C_{2a}$  : composantes axiale de la vitesse.

$$\text{Souvent : } C_{1a} = C_{2a}$$

$p_1, p_2$ : pressions avant et après la grille d'aubes .

$\Omega$  : section de la grille d'aubes.

### II.2.7. Couple indiqué et couple réel dans les turbines à gaz :

$$\iint \vec{Z} \cdot (\overrightarrow{OM} \wedge \rho \vec{v}) (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds = \sum M_{ext}$$

On montre facilement que :

$$H_{th} = \frac{C_{1u} u_1 - C_{2u} u_2}{g}$$

$H_{th}$  : Hauteur d'élévation.

$$\vec{C} = \vec{u} + \vec{w}$$

$\vec{C}$  : Vitesse absolue de la particule.

$\vec{u}$  : Vitesse d'entraînement ou circonférentielle :  $\vec{u} = \vec{\omega} \wedge \vec{r}$  .

$\vec{w}$  : Vitesse relative de la particule.

$C_u$  : Composante circonférentielle.

$\vec{\omega}$  : Vecteur vitesse instantanée de rotation.

$\vec{r}$  : Rayon .

$P = T\omega$ .

$$\begin{aligned} P = \dot{m} \cdot g \cdot H_{th} &= \dot{m} (C_{1u} u_1 - C_{2u} u_2) = \dot{m} (C_{1u} \omega r_1 - C_{2u} \omega r_2) \\ &= \dot{m} \cdot \omega \cdot (C_{1u} r_1 - C_{2u} r_2). \end{aligned}$$

Il vient alors :

$$T \cdot \omega = \dot{m} \cdot \omega \cdot (C_{1u} r_1 - C_{2u} r_2).$$

Et donc :  $T = \dot{m} (C_{1u} r_1 - C_{2u} r_2)$ .

$T$  : couple développé.

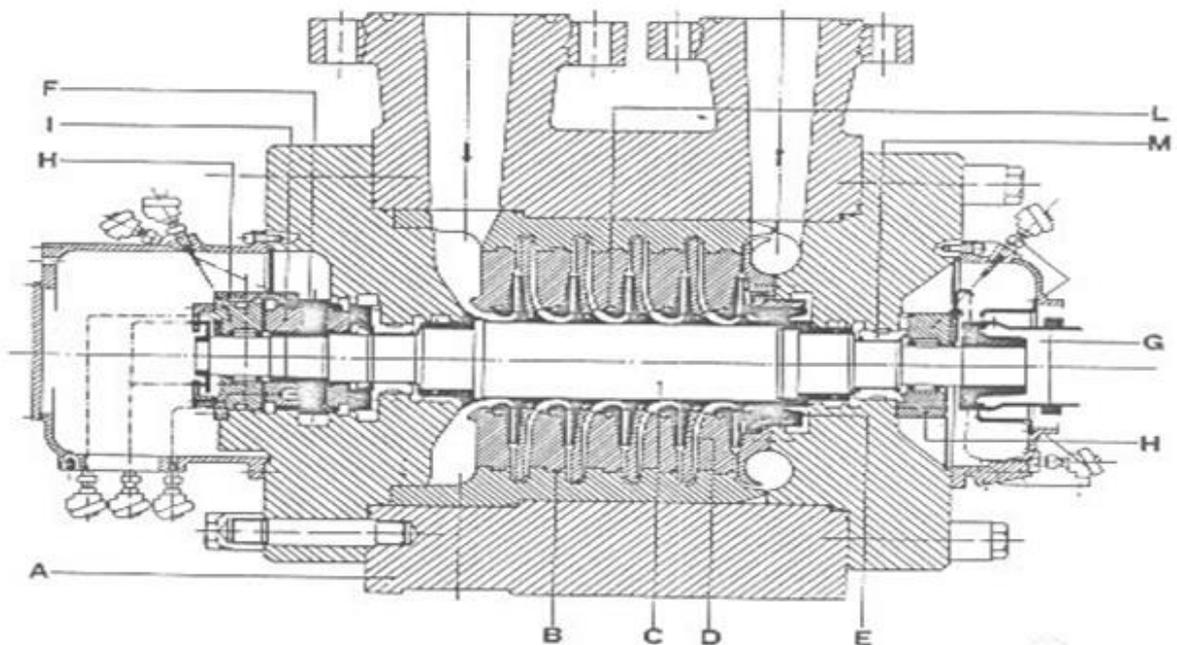
$\dot{m}$  : débit massique du fluide.

Cette relation lie l'énergie transférée du fluide aux composantes de la vitesse , elle est applicable aux machine à passage axial et radial.

**III. Compresseur centrifuge:**

**II.1.Introduction :**

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).donc le compresseur centrifuge est une machine « dynamique » à écoulement continu de fluide .des 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.-à-d. dans les diffuseurs.



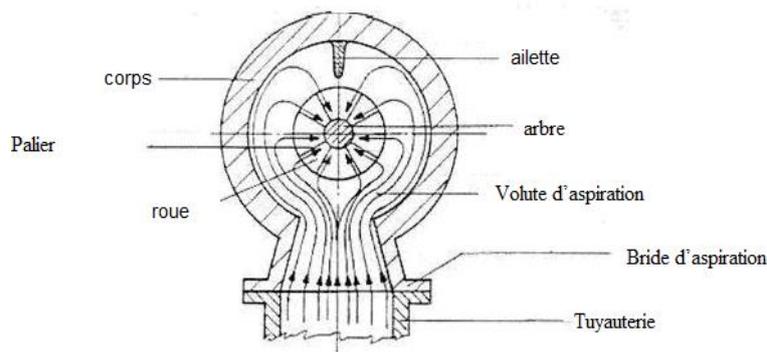
**Fig .III. 1. une coupent d'un compresseur centrifuge.**

- |   |                                   |
|---|-----------------------------------|
| (A) un corps extérieur                  | (F) le collet du palier de butée. |
| (B) diaphragmes                         | (H) paliers porteurs              |
| (C) un arbre                            | (L) d'étanchéité à labyrinthe     |
| (D) roues                               | (I) butée                         |
| (E) le tambour ou piston d'équilibrage. |                                   |

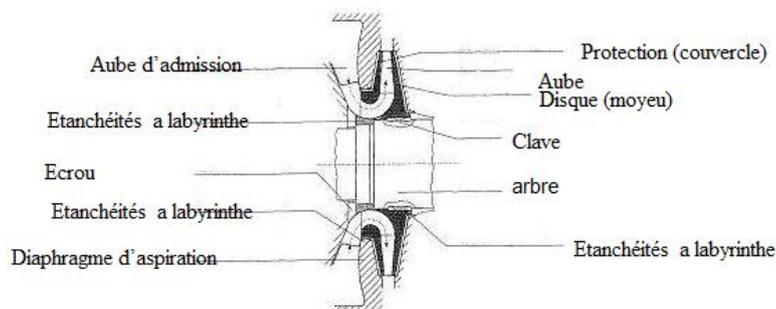
❖ **Principe de fonctionnement :**

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration. Il entre dans une chambre annulaire appelée volute d'aspiration (pour éviter la turbulence à l'entrée de la roue)

et converge uniformément dans toutes les directions radiales (**fig. III.2**) dans la chambre annulaire du côté opposée par rapport à la bride d'aspiration. Il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons de gaz. Ensuite le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et passe à la première roue (**Fig III.3**) à une vitesse  $C_1$  et une pression  $P_1$  (les roues sont constituées de deux disques, appelées disque et contre disque, unis par des aubes, elles sont calées à chaud sur l'arbre et fixées par une ou deux clavettes).



**Fig. III. 2 .parcourt du gaz à l'entrée du compresseur (brides d'aspiration).**

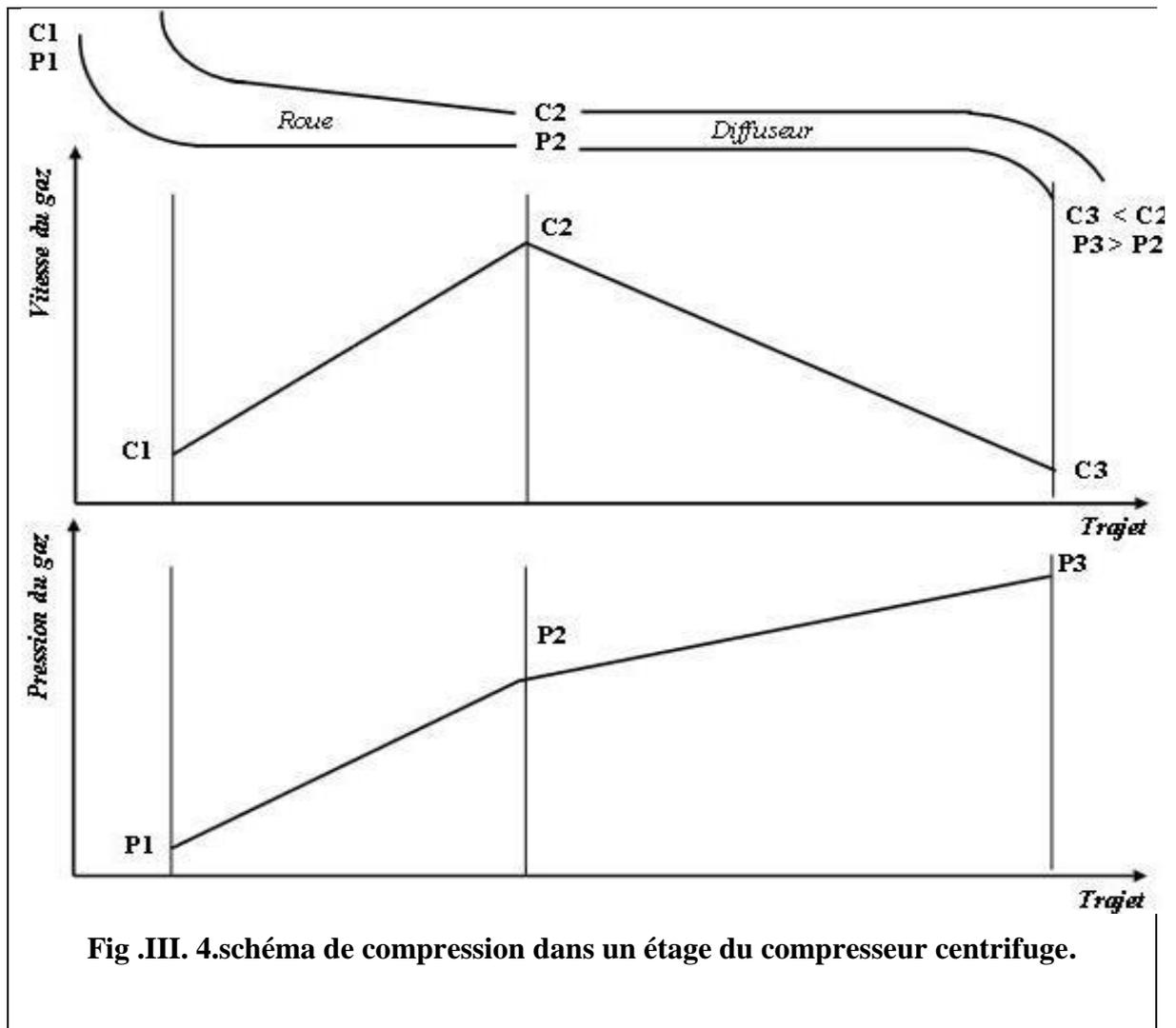


**Fig. III.3.parcourt du gaz au niveau de l'impulseur.**

La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse à la valeur  $C_2$ , et la pression à la valeur  $P_2$  qui est légèrement supérieur à  $P_1$ . La vitesse de la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz passe dans une chambre circulaire appelée diffuseur où la vitesse sera réduite à la valeur  $C_3$  qui est

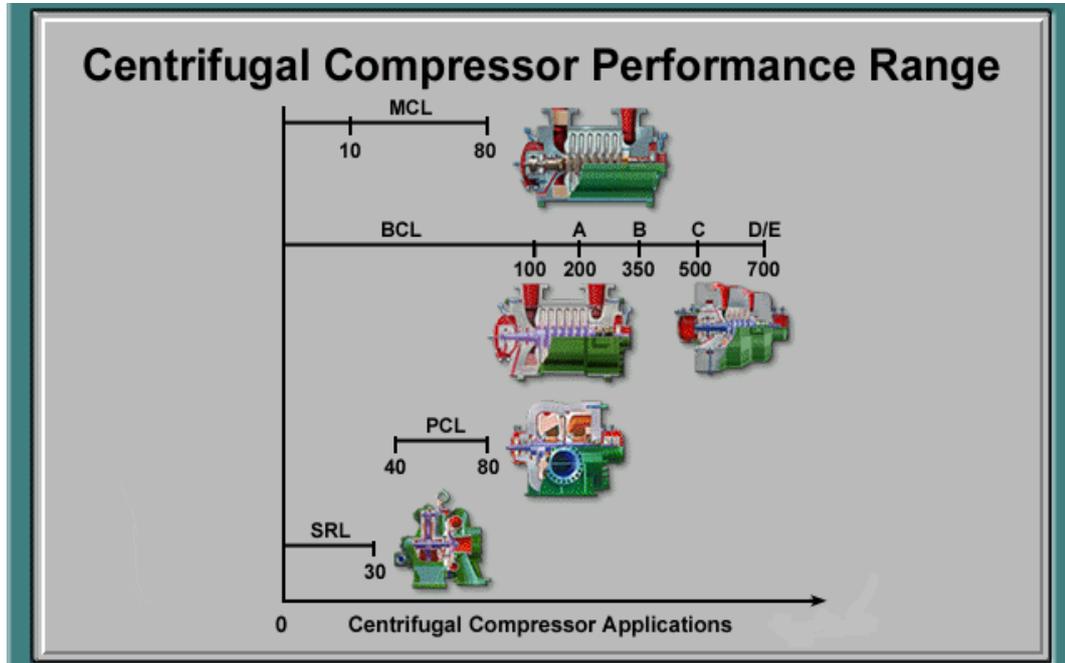
inférieure à  $\vec{C}_2$ , et cette diminution de vitesse contribue à une élévation de pression à la valeur  $P_3$  qui est supérieure à  $P_2$  (fig. III.4).

La disposition des aubes est telle, à redresser le mouvement en spirale du gaz de manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue suivante. Ensuite le gaz est aspiré par la deuxième roue. Et pour chaque roue le même parcours se répète.



❖ **Les types de compresseurs centrifuges :**

Les compresseurs centrifuges ont des formes différentes en fonction du service pour lequel ils doivent être utilisés et de la pression nominale,



**Fig .III.5.Classification des compresseurs centrifuges.**

❖ **Compresseurs avec corps ouverts horizontalement (Split):**

L'enveloppe du compresseur se divise le long du plan horizontal en deux parties, supérieure et inférieure (assemblées par boulonnages au niveau du plan de joint horizontal). L'étanchéité du joint est de type métal ces enveloppes sont souvent moulés.

La construction de la machine est conçue pour permettre un démontage facile. Il n'est pas cependant adéquat en vue de l'opération à haute pression ou celle utilisant le gaz contenant une quantité importante d'hydrogène; ce qui rend la masse moléculaire réduite. Dans l'ordre général, la limite maximale de pression devait être de 50 à 60 bars pour ce compresseur. Les diagrammes, la paroi d'aspiration et la volute de refoulement se montent par demi-partie directement dans chaque demi-enveloppe. Ce type d'assemblage permet une maintenance aisée par accès direct aux organes internes du compresseur.

❖ **Compresseurs MCL :**

Ce sont des compresseurs multi-étages comprenant un étage compresseur.

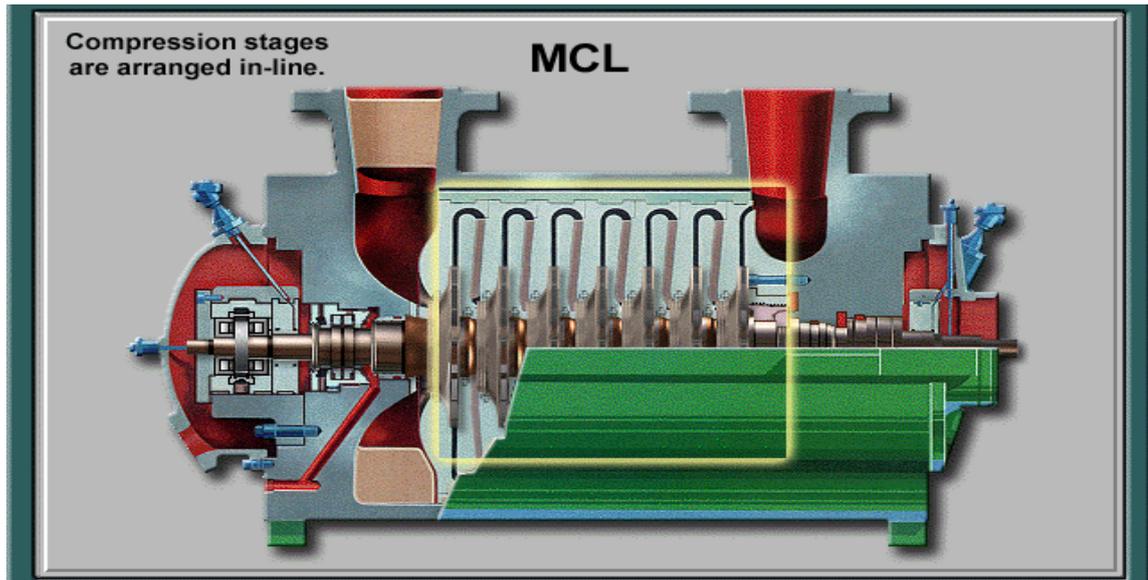


Fig .III.6.Compresseurs MCL.

❖ **Compresseurs 2MCL :**

Il s'agit de compresseurs multi-étages groupant deux étages compresseurs en série avec réfrigération intermédiaire dans la même machine.

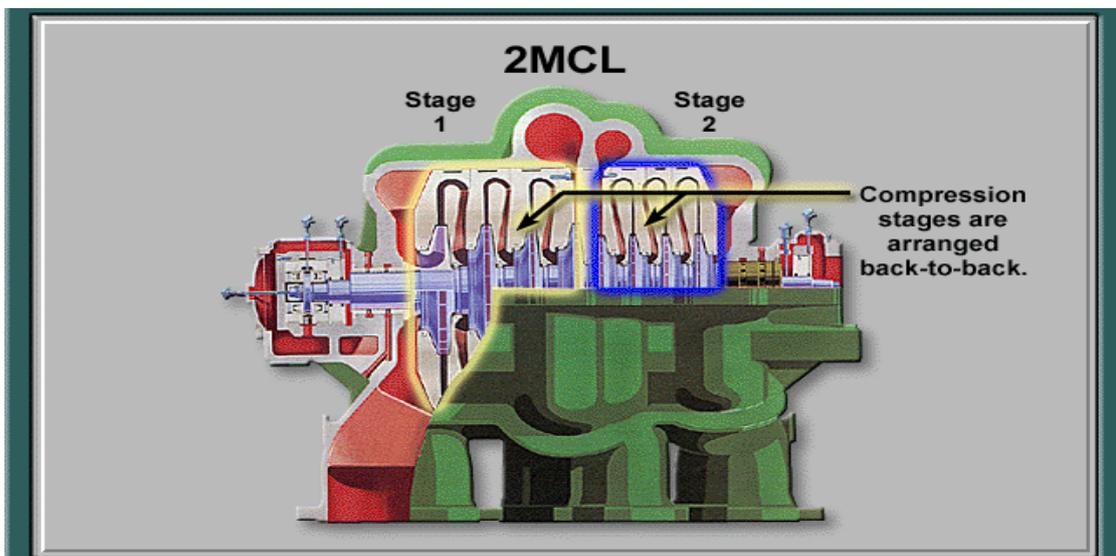


Fig. III.7.Compresseurs 2MCL.

❖ **Compresseurs 3MCL:**

Ce sont des compresseurs multi-étagés généralement avec plus de deux étages de compression réalisés dans un seul corps. 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.

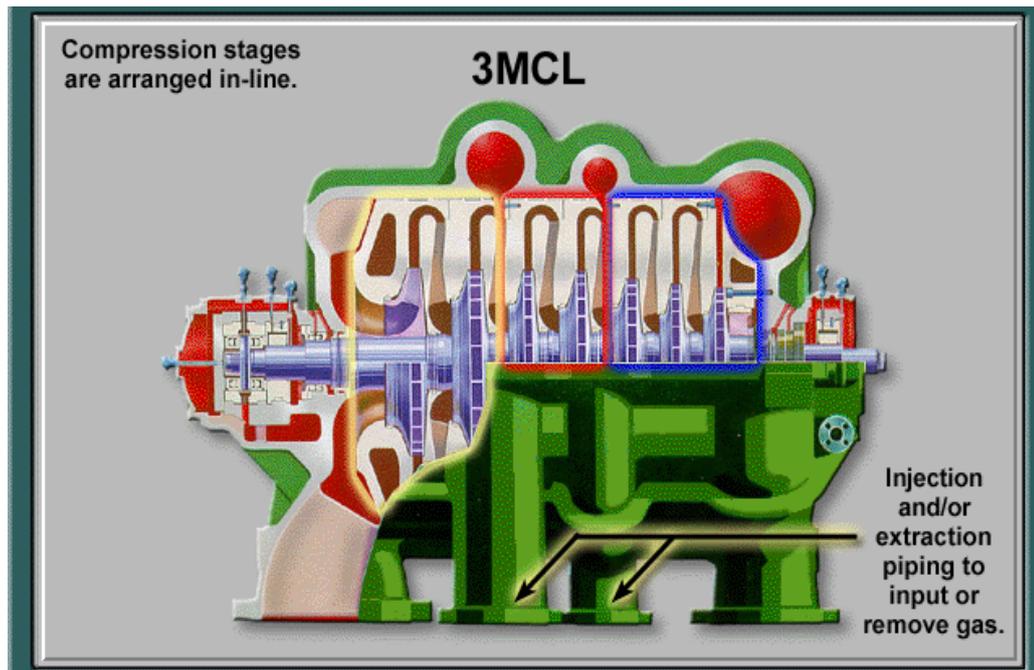


Fig. III.8. Compresseur 3MCL.

❖ **Compresseurs avec corps ouverts verticalement (barrel):**

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques. C'est pour cette raison que ce type de compresseurs est dénommé "barrel". Ces compresseurs, généralement multi-étagés, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à  $700 \text{ kgf/cm}^2$ ).

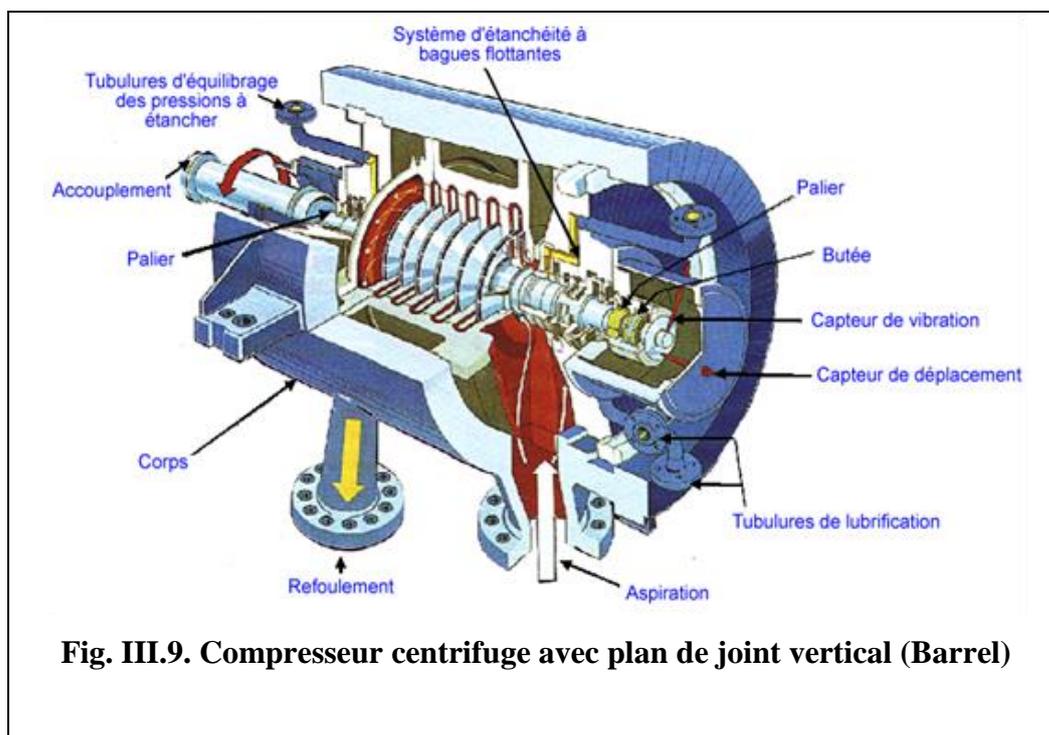


Fig. III.9. Compresseur centrifuge avec plan de joint vertical (Barrel)

❖ **Compresseur BCL:**

Ce sont des compresseurs du type "barrel" prévoyant un seul étage de compression.

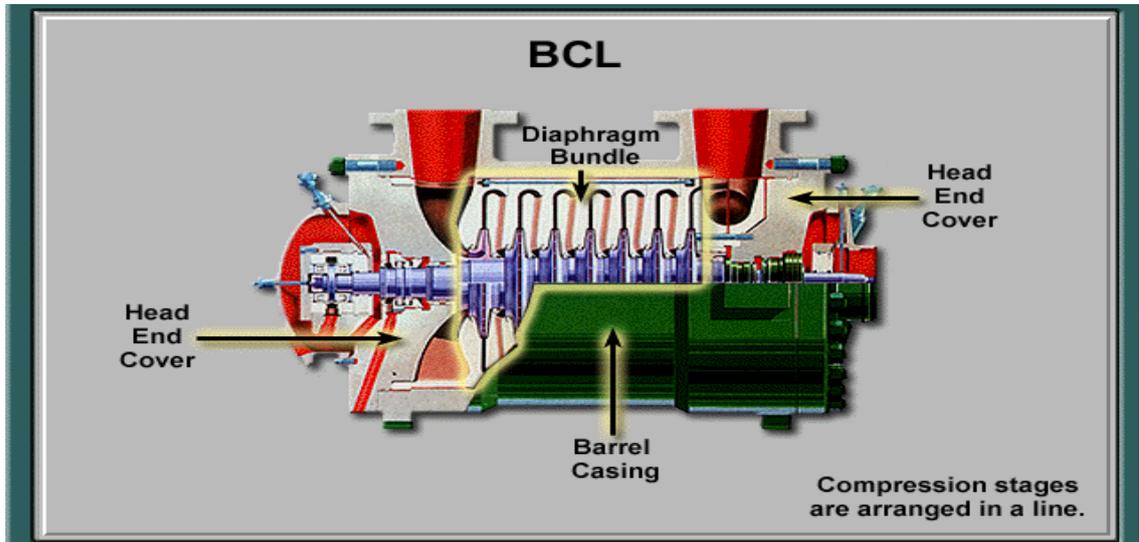


Fig .III.10.Compresseur BCL.

❖ **Compresseurs 2BCL :**

Il s'agit de compresseurs de type "barrel" avec deux étages de compression en série dans un seul corps.

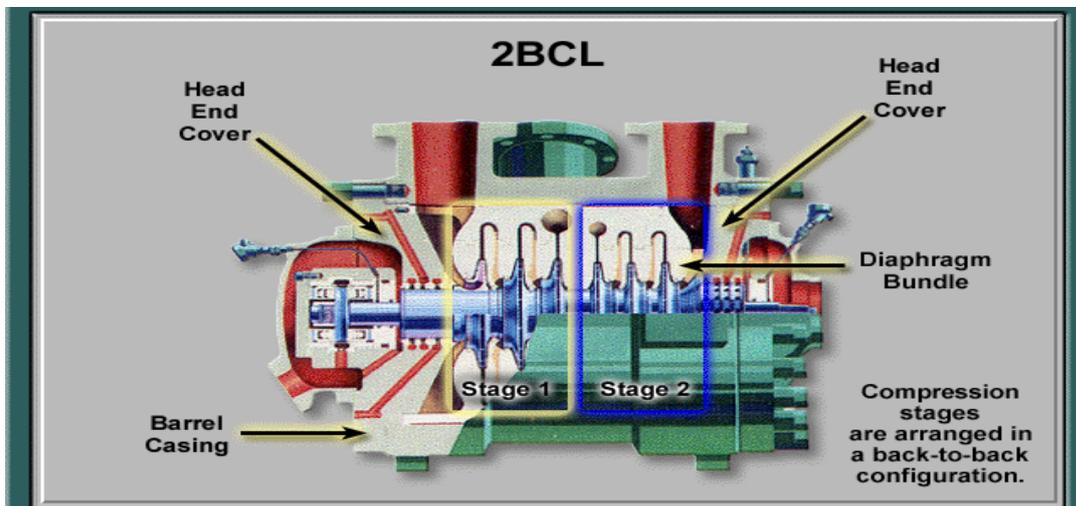


Fig. III.11.Compresseur 2BCL.

❖ **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.

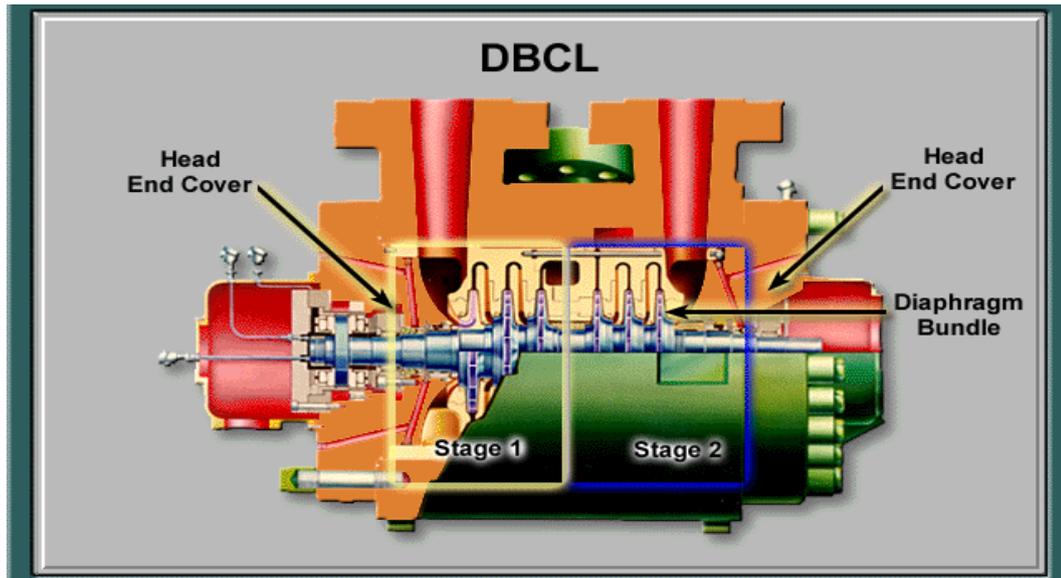


Fig. III.12.DBCL avec corps en forme de cloche.

❖ **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.

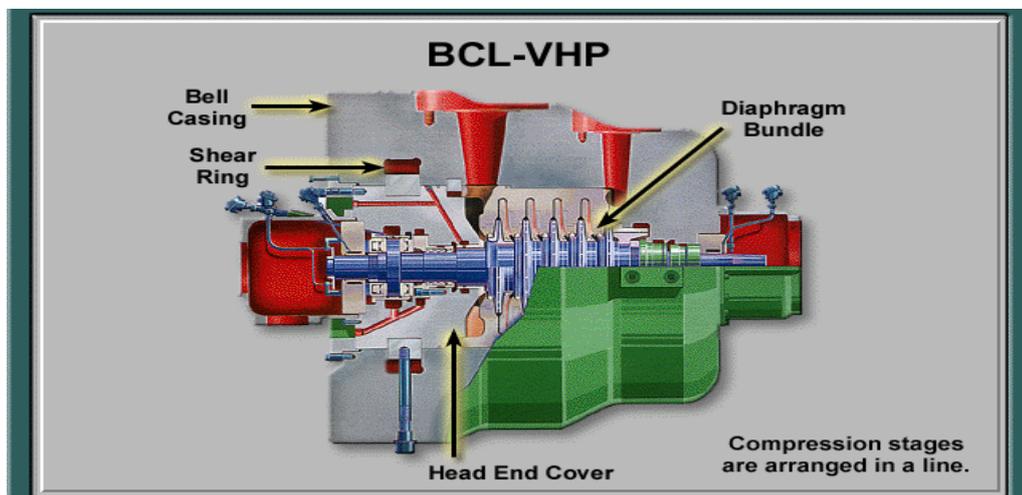


Fig. III. 13. Compresseurs type BCL-VHP.

❖ **Compresseurs type "SRL" :**

Il s'agit de compresseurs appropriés pour des services à des pressions relativement basses. Leur caractéristique 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 et coaxiale tandis que le refoulement tangential. Ces compresseurs sont généralement utilisés pour comprimer de l'air, de la vapeur et pour des applications géothermiques etc.

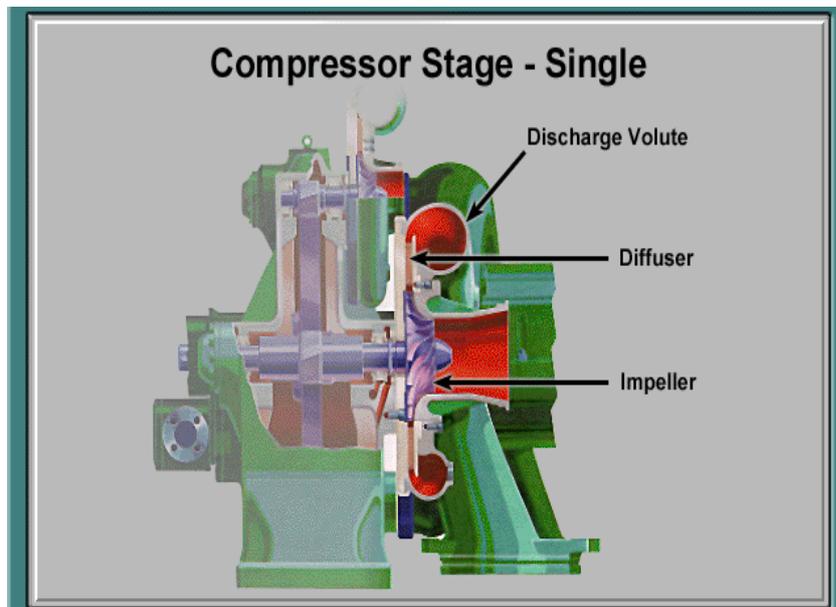


Fig. III.14. Compresseurs type SRL.

III.2. Comparaison avec les machines axiales :

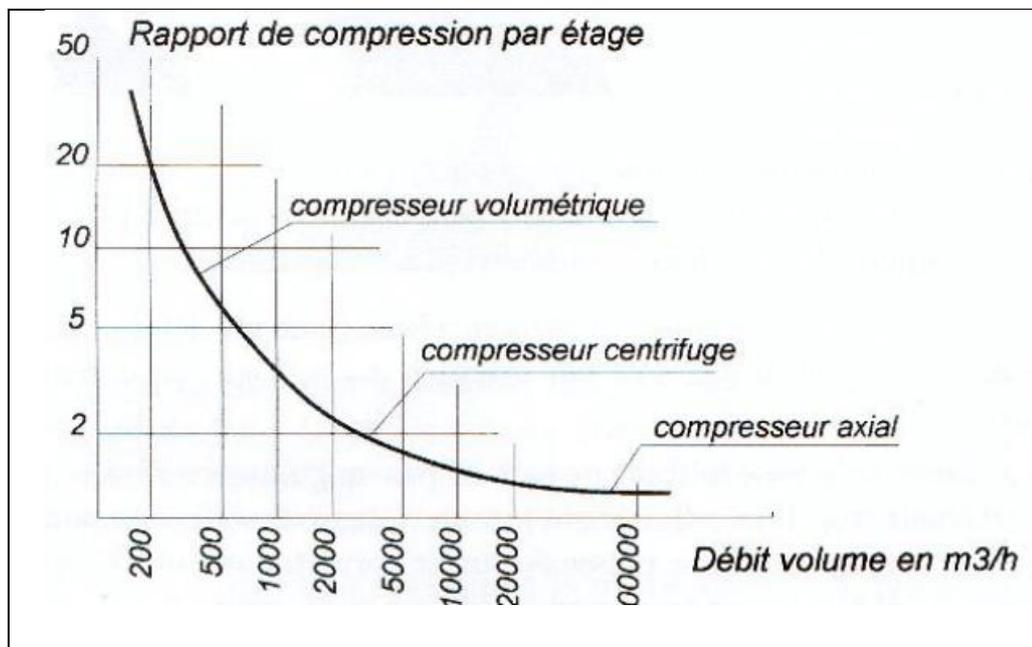


Fig. III.15. Courbe comparative entre différents types de compresseurs.

Le tableau ci-dessous nous donne une comparaison entre les compresseurs centrifuges et les compresseurs axiaux :

Compresseur centrifuge	Compresseur axial
<ul style="list-style-type: none"> <li>-écoulement radial dans le rotor.</li> <li>-compression par diffusion et par centrifugation.</li> <li>-couche limite relativement stabilisée par centrifugation.</li> <li>-limite aérodynamique du rapport de compression maxi par étage est <b>10</b>.</li> <li>-rapport de pression normal par étage est <b>1,3</b>.</li> <li>-nombre d'étage(<math>Z_c</math>) nécessaire pour réaliser un certain rapport de pression global <math>\epsilon</math> sera: <b><math>Z_c = (\ln \epsilon) / \ln 1,3</math></b>.</li> <li>-un étage de compresseur centrifuge se compose d'un petit nombre de pièce (une dizaine).</li> <li>-Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz.</li> <li>-Relativement souple à exploiter Excellente Fiabilité.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- écoulement axial dans le rotor.</li> <li>- compression par diffusion.</li> <li>- couche limite instable.</li> <li>- limite aérodynamique du rapport de compression maxi par étage est <b>1,5</b>.</li> <li>-rapport de pression normal par étage est <b>1,15</b>.</li> <li>- nombre d'étage(<math>Z_c</math>) nécessaire pour réaliser un certain rapport de pression global <math>\epsilon</math> sera: <b><math>Z_a = (\ln \epsilon) / \ln 1,15</math></b>.</li> <li>-un étage de compresseur axial se compose de certain de pièce (aube, plaque de verrouillage,...).</li> <li>-Très bon rendement</li> <li>-Bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées.</li> <li>-Excellente fiabilité.</li> </ul>

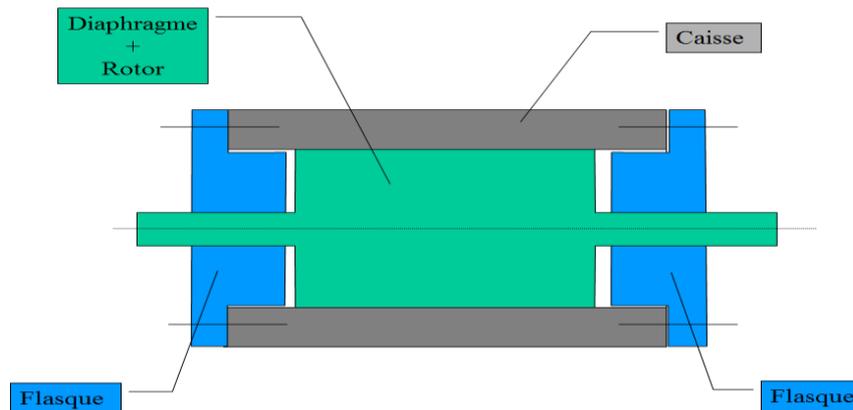
Les Machines conventionnelles, on obtient des taux de compression de 2 à 2.5 par étage en air. On peut même aller jusqu'à 4 sans que l'écoulement ne soit supersonique.

### III.3. Construction de compresseur centrifuge BCL :

#### Corps de compresseur :

Le corps des compresseurs BCL est en forme cylindrique (de « barrel »), il est forme aux extrémités par deux brides verticales (casing Head).

Les surfaces d'accouplement des brides et du corps sont usinées soigneusement pour l'assemblage parfait des pièces. Un jeu de goujons assure le blocage des brides au corps. Les aubages d'aspiration et de refoulement sont soudés au corps.



**Fig. III.16. Schéma explicatif de la fermeture du caisson du compresseur BCL.**

**+ Diaphragme :**

Les diaphragmes constituent les composants statoriques d'un étage, ainsi il a été monté sur ceux-ci les dispositifs d'étanchéité à labyrinthe qui sépare les zones de différentes pressions. Les diaphragmes constituent les composants statoriques d'un étage, ainsi il a été monté sur ceux-ci les dispositifs d'étanchéité à labyrinthe qui sépare les zones de différentes pressions.

L'ensemble des diaphragmes, monté au tour de l'ensemble du rotor, constitue le composant statorique des étages de compression. Les enceintes de diffusion sont constituées par des passages annulaires, c'est à travers les diaphragmes que l'énergie cinétique à la sortie des roues ou impulseurs est convertie en pression.

Les passages annulaires forment également les canaux des rotors qui acheminent efficacement le gaz dans l'œil des roues ou impulseurs.

Les diaphragmes sont divisés selon un plan médian horizontal et sont montés à l'intérieur d'un contre-corps, lui-même divisé selon un plan médian horizontal formant ainsi deux paquets séparés.

Pour de très hautes pressions, il est nécessaire de raidir la structure de l'ensemble des diaphragmes ; on a recours alors à une double caisse en acier forgé (ASTM A 182 F22).

La position des demi-diaphragmes supérieurs dans la moitié supérieure du contre-corps est effectuée au moyen de vis de blocage, ce qui permet de soulever le contre-corps sans faire tomber les diaphragmes.



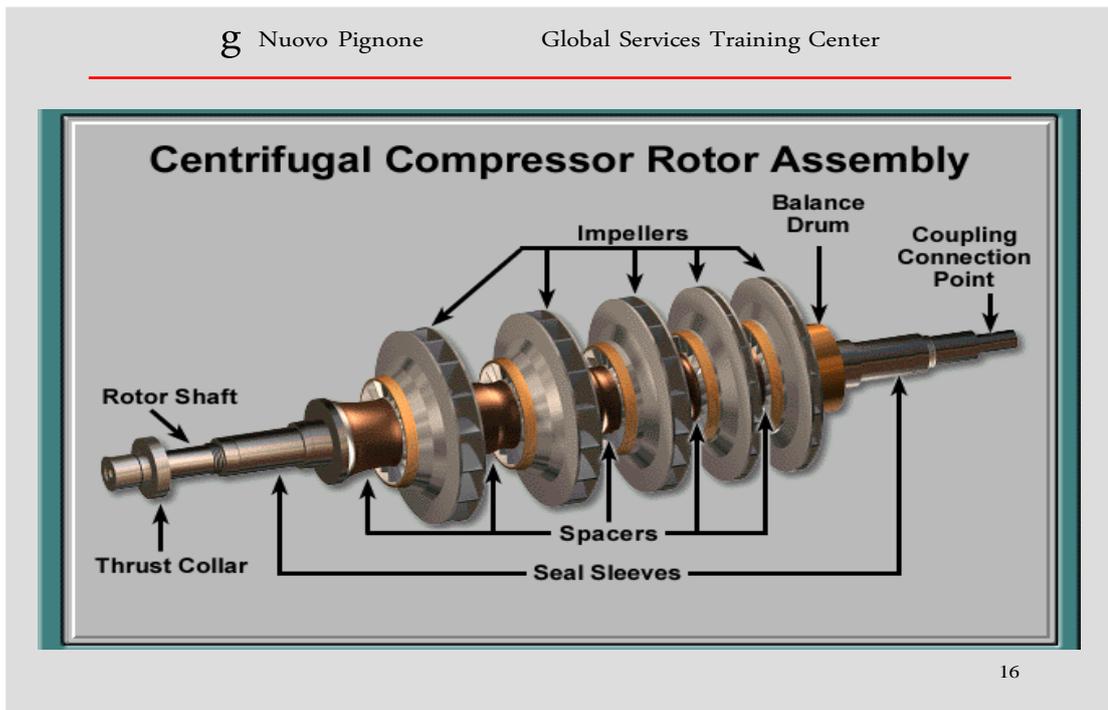
**Fig. III.17.Diaphragme.**

**✚ Rotor:**

Le rotor se compose d'un arbre sur lequel sont installés les impulseurs maintenus en place par des bagues entretoises. Ces bagues sont montées à chaud et empêchent le contact direct du gaz de procédé avec l'arbre.

Les impulseurs sont du type ferme avec les aubes tournées vers l'arrière, elles sont montées à chaud sur l'arbre et clavetées.

Avant d'être monte sur l'arbre, chaque impulseur est soumis à un équilibrage dynamique et a un essai de survitesse supérieur de 15% à la vitesse maximum continue.



**Fig. III.18. Rotor de compresseur centrifuge**

**✚ 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'extrémités.

L'arbre est dimensionné de manière à avoir la plus grande rigidité possible (en réduisant l'entraxe et en augmentant le diamètre) pour obtenir un comportement à la flexion le plus meilleur possible.

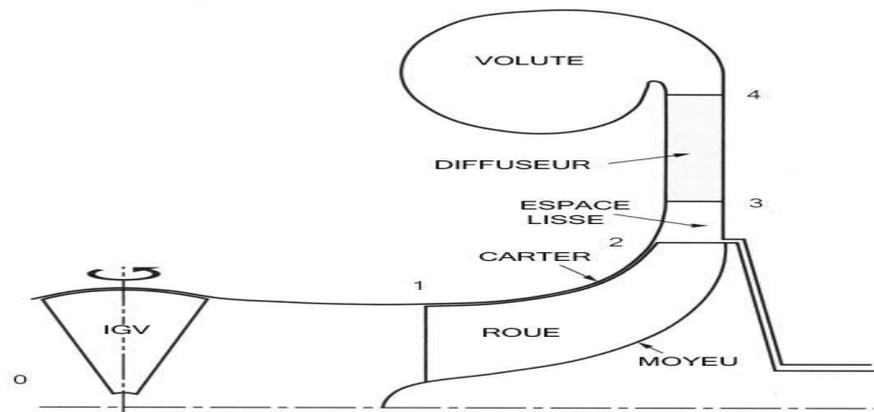


**Fig. III.19. Arbre d'un compresseur centrifuge**

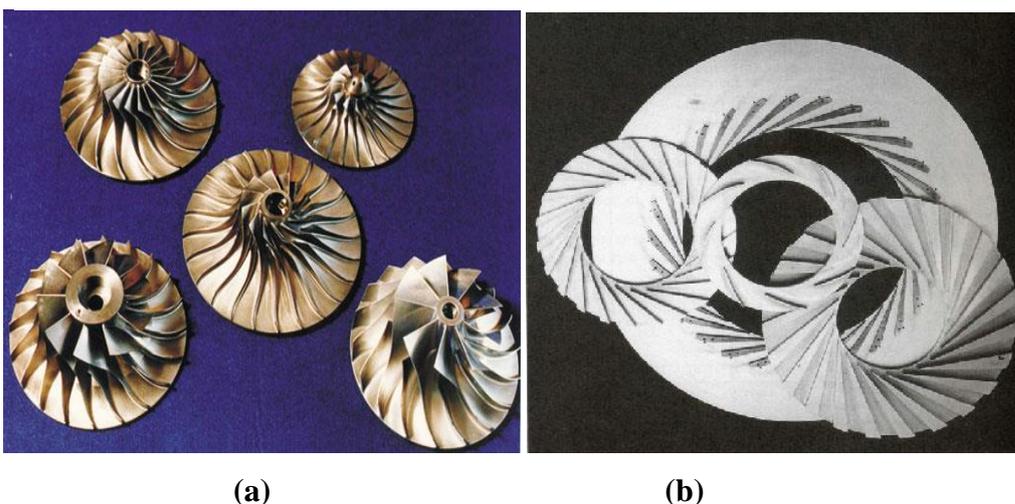
**Roue:**

La roue est l'élément fondamental du compresseur, car elle fournit la totalité de l'échange de travail ; il s'agit en effet du seul élément mobile de l'étage. La roue de la **fig. III.20** comporte ce qu'on appelle une zone inductrice, c'est-à-dire que les pales commencent dans la partie axiale de la veine méridienne ; on considère que les roues de ce type ont des performances supérieures aux roues qualifiées de 2D, dont le bord d'attaque est situé dans le virage axial-radial. La **fig. III.21(a)** présente diverses morphologies de roues de compresseurs centrifuges. On remarquera notamment les différences entre ces roues en termes de nombre des pales, de hauteur des aubages et d'angle de couchage en sortie.

La complexité de ce type de géométrie pleinement tridimensionnelle nécessite l'introduction de surfaces de référence, qui rendent l'analyse des écoulements plus accessible.



**Fig.III.20. Vue schématique d'un étage de compresseur centrifuge**



**Fig. III.21. Différentes roues (a) et diffuseurs (b) de compresseur centrifuge.**

Les roues sont freinées sur l'arbre, des languettes ayant la fonction de transmettre le couple sont prévues sous les roues.

Pour leur construction, il faut un acier ayant des propriétés mécaniques élevées mais à faible pourcentage de carbone pour obtenir une soudure de bonne qualité des aubes. On utilise pour toutes les roues, sauf dans des cas particuliers, un acier à faible alliage de molybdène et de 0.13 à 0.17 % de carbone.

La direction des contraintes dans les différentes parties d'une roue varie évidemment selon le type de roue.

### **Le diffuseur:**

à la sortie du rotor, la pression statique de l'écoulement a augmenté, mais une partie de la pression totale apportée par la roue est présente sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement, car les pertes dans les conduits en aval dépendent fortement du nombre de Mach de l'écoulement. Ce ralentissement permet de plus la conversion d'une part de l'énergie cinétique en pression statique. La **fig.III.21 (b)** présente différents types de diffuseurs : le diffuseur triangulaire, pour lequel une approche de l'écoulement "par canaux" est particulièrement adaptée ; le diffuseur aube à profils, dont on comprend mieux les caractéristiques par une approche "par aubages".

Les diffuseurs à faible solidité, reçoivent de plus en plus d'attention ; ils sont semblables aux diffuseurs aubes, mais se caractérisent par un faible nombre de pales, ce qui a pour conséquence l'absence de "col" géométrique<sup>1</sup>. Ceci accroît la plage de fonctionnement de l'étage, mais généralement au prix de pertes légèrement plus importantes. Il existe aussi des diffuseurs lisses, dépourvus de pales, souvent préconisés pour les applications où le taux de compression reste inférieur à 2.5.

### **La volute :**

Le rôle principal de la volute est de collecter l'écoulement radial en sortie diffuseur, pour le restituer au système par un conduit tubulaire. Néanmoins, par le biais d'une évolution de la section de passage, la volute peut convertir une partie de l'énergie cinétique restante en pression statique. L'écoulement dans la volute est souvent modélisé (hypothèse de régime incompressible) par des spirales logarithmiques, mais une partie du fluide effectue la rotation complète et se juxtapose à l'écoulement principal au niveau du bec.

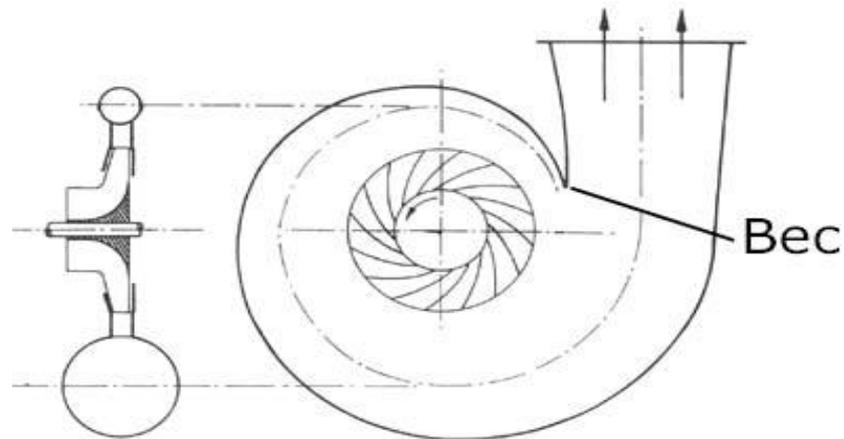


Fig.III.22.Volute.

✚ Le piston d'équilibrage :

Chaque roue a sur une partie de sa surface, d'un côté sa pression d'entrée et de l'autre sa pression de sortie. L'étanchéité entre ces deux pressions est réalisée en général par labyrinthe. Ceci crée une force axiale. La somme des forces axiales des roues donne une force non compatible avec les capacités de charge d'une butée hydraulique. Pour compenser les forces axiales des roues, un piston d'équilibrage est ajouté sur l'arbre (fig. II.23).

Le diamètre extérieur de ce piston est calculé pour équilibrer les forces axiales du rotor. Ce piston d'équilibrage a généralement d'un coté la pression de la dernière roue et de l'autre la pression d'adsorption. Cette dernière est ramenée dans la chambre voisinant du piston par une tuyauterie externe au compresseur reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur.

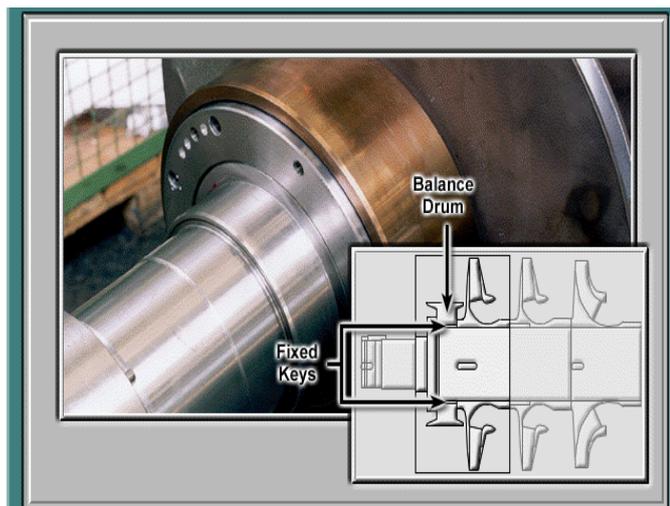


Fig. III. 1.Piston d'équilibrage.

✚ **Collet du palier de butée :**

Le collet est construit en acier au carbone type C40, normalement il est monté hydrauliquement par ajustement forcé.

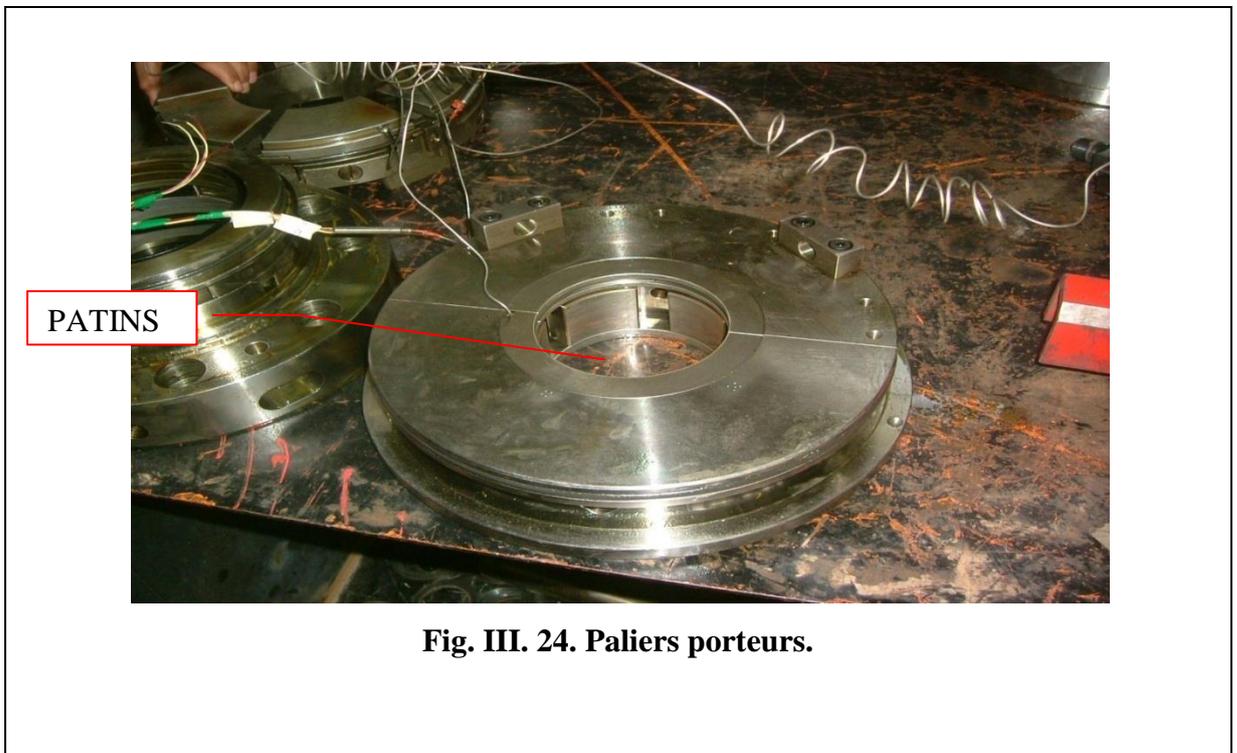
✚ **Paliers :**

Les paliers porteurs et butés sont du type à fortement graissage; forcé. Ils sont logés à l'extérieur du corps du compresseur et peuvent être inspectés sans éliminer la pression à l'intérieur de corps. Normalement le palier de butée est situé à l'extérieur par rapport aux paliers porteurs et du coté opposé à celui où est monté l'accouplement.

✚ **Paliers porteurs (radiaux):**

Ils sont des paliers lisses et ils positionnent radialement le rotor à l'intérieur du stator et doivent Supporter le poids du rotor, ils peuvent accepter des pressions spécifiques jusqu'à 20 bars.

Les paliers radiaux peuvent être des patins pivotants comprenant une coquille d'acier (cage du coussinet), de semelles ou des paliers à patins oscillants, possédant une bonne capacité d'amortissement jusqu'à 130°C. Ils sont équipés de thermocouples et de supporter la résistance permettant de mesurer la température de surface du métal blanc.

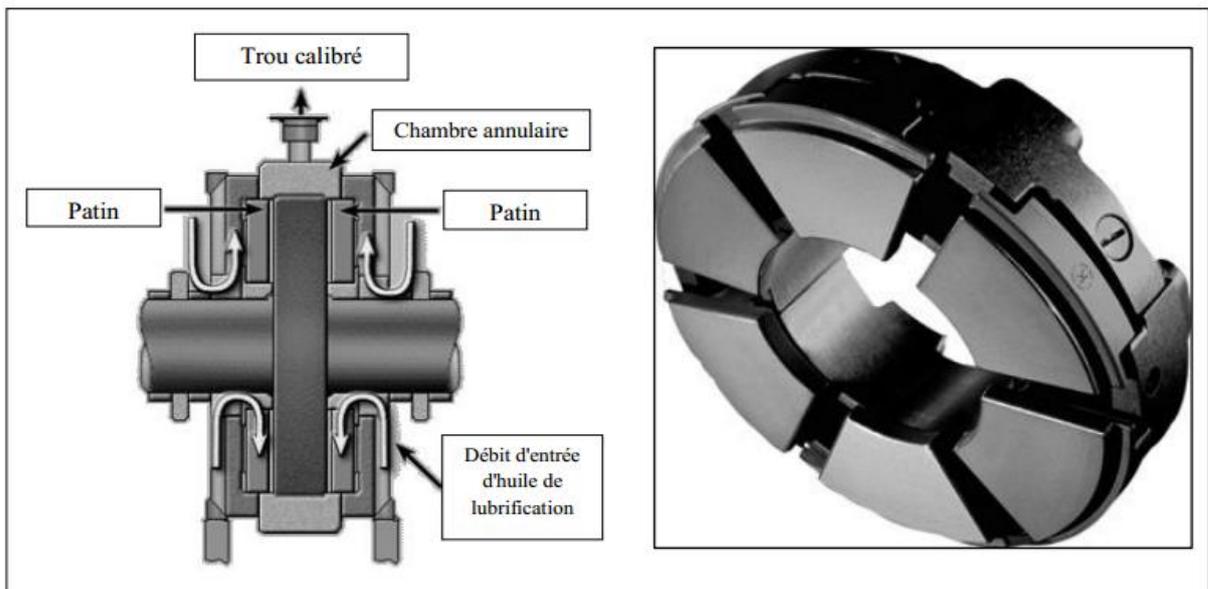


**Fig. III. 24. Paliers porteurs.**

**Palier Butée (axiale) :**

Elle positionne axialement le rotor par rapport au stator, par l'intermédiaire du collet de butée. Elle est à double effet pour être capable de supporter la résultante des efforts axiaux des roues du piston d'équilibrage et de l'accouplement pour tous les cas de marche du compresseur.

Les paliers butées hydrauliques doivent être alimentés en huile à pression constante (1à5 bars effectifs), bien filtrée, bien désaérée pour éviter les émulsions, non polluée par le gaz du procédé; pour ne pas dénaturer les additifs de l'huile.



**Fig. III. 25. Palier de butée.**

**III.3. Triangle de vitesses –énergie volute transférée :**

Une roue mobile de compression est schématisée sur (la **fig. II.26.**), où figurent ses caractéristiques géométriques :

$r_1$  : rayon de la roue à l'entrée

$r_2$  : rayon de la roue a la sortie.

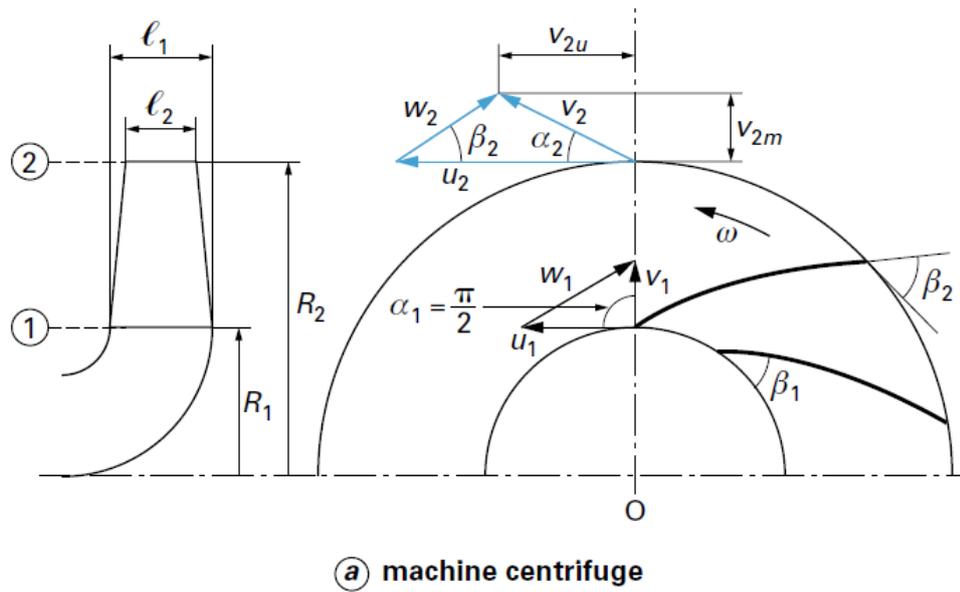


Fig. III. 26. Schéma d'une roue mobile - triangle des vitesses

Considérons (fig. III.26) de l'étage d'un compresseur centrifuge, dans cette figure est illustrée aussi la représentation conventionnelle de vecteur de vitesses du fluide a l'entrée et a la sortie de la roue.

Le fluide arrive dans la section (1) d'entrée qui à son tour avance à une vitesse  $\vec{U}_1$  à une vitesse absolue  $\vec{V}_1$ , qui dans la figure est illustrée comme ayant une direction radiale. La vitesse  $\vec{W}_1$  additionnée vectoriellement à la vitesse  $\vec{U}_1$ , fournit en direction et intensité la vitesse absolue d'entrée  $\vec{V}_1$  avec la quelle le fluide entre dans le canal mobile. L'ensemble des trois vecteurs forment « le triangle de vitesse à l'entrée », de même pour ce qui est de la section de la roue, on voit que le fluide sort du canal à une vitesse relative  $\vec{W}_2$ . Qu'on suppose tangente à la direction de l'aube dans la section (2), la vitesse  $\vec{W}_2$  doit être additionnée vectoriellement à  $\vec{U}_2$  pour obtenir la vitesse absolue de la sortie  $\vec{V}_2$ .

L'ensemble des trois vecteurs forment « le triangle de vitesse à la sortie », la vitesse absolue de sortie  $\vec{V}_2$  à une composante tangentielle  $\vec{V}_{2u}$  dans la direction de  $\vec{U}_2$ . Cette composante permet de transférer de l'énergie au fluide et indicative de la quantité d'énergie transmise.

En effet, comme on le sait l'énergie échangée en totale par unité de poids de fluide entre la machine et le fluide dans la roue d'une turbomachine est égale au produit de la variation du moment de la quantité de mouvement de l'unité de poids de fluide entre la sortie et l'entrée de la roue par la vitesse angulaire de cette dernière.

- ✓ Donc : à l'entrée de la roue (**point (1)**), on peut définir :
  - La vitesse absolue  $\mathbf{V}_1$  telle que :  $\mathbf{V}_1 = \mathbf{Qv} / S = \mathbf{Qm} / (\rho_1 \cdot S_1)$   
Avec  $\rho_1$  la masse volumique du fluide et  $S_1$  la section de passage.
  - La vitesse  $\mathbf{V}_1$  est radiale.
  - La vitesse d'entraînement  $\mathbf{U}_1$  telle que :  $\mathbf{U}_1 = \mathbf{r}_1 \boldsymbol{\omega}$ .

Le triangle de vitesse alors se ferme alors par la vitesse relative  $\mathbf{W}_1$  qui est la vitesse que verrait un observateur placé sur la roue avec :

$$\mathbf{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$$

- ✓ A la sortie de la roue (**point (2)**), on a également :
  - La vitesse absolue  $\mathbf{V}_2$  se décompose en vitesse débitante  $\mathbf{C}_{2r}$  (projection de  $\mathbf{C}_2$  sur le rayon) et en vitesse tangentielle  $\mathbf{V}_{2u}$  (projection de  $\mathbf{V}_2$  sur la tangente à la roue).
  - La vitesse d'entraînement  $\mathbf{U}_2$  telle que :  $\mathbf{U}_2 = \mathbf{r}_2 \boldsymbol{\omega}$ .
  - La vitesse relative  $\mathbf{W}_2$  avec :  $\vec{C}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2$

Soit  $\mathbf{N}$  la vitesse de rotation en tours par minute et  $\boldsymbol{\omega} = 2\pi \mathbf{N} / 60$  la vitesse angulaire correspondante.

- L'écoulement en chaque point est caractérisé par un triangle des vitesses déterminées par les trois vecteurs suivants :

$$\vec{U} : \text{vitesse d'entraînement avec } |\vec{U}| = U$$

$$\vec{W} : \text{vitesse relative dans la roue avec } |\vec{W}| = W$$

$$\vec{V} : \text{vitesse absolue avec } |\vec{V}| = V$$

**✚ Relation d'EULER :**

Soit  $\mathbf{C}$  le couple exercé sur l'arbre pour la compression (couple moteur moins le couple de frottement mécanique)

L'application du théorème du moment cinétique à la roue mobile conduit à la relation d'EULER :

$$\mathbf{C} = \mathbf{Q}_m (\mathbf{r}_2 \mathbf{V}_2 \cos \alpha_2 - \mathbf{r}_1 \mathbf{V}_1 \cos \alpha_1)$$

ET on a:

$$\left\{ \begin{array}{l} P = C \omega . \\ P = Q_m \cdot g \cdot H_{th} . \\ C = Q_m (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) . \end{array} \right.$$

**P** : la puissance.

**H<sub>th</sub>** : hauteur théorique.

$$H_{th} = \frac{(U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1)}{g}$$

On déduit :

Par ailleurs l'entrée du gaz étant pratiquement toujours axial  $\alpha_1 = \pi / 2$

et **Cos  $\alpha_1 = 0$**

D'où:

$$H_{th} = \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2 \cdot V_{u2}}{g}$$

Ou: **W<sub>th</sub> = U<sub>2</sub> . C<sub>2u</sub>**

**W<sub>th</sub>**: travail théorique.

#### III.4. Courbes de performance d'un compresseur centrifuge :

##### ✓ Introduction :

Les courbes de performances sont fréquemment appelées également courbes pression / volume ou hauteur / débit. Quelque soit leur dénomination, leur but est le même, à savoir représenter graphiquement comment la pression et la puissance varient avec le débit.

##### ✓ Limites d'utilisation importantes:

De plus, la courbe caractéristique pression / volume représentent également les limites d'utilisation importantes. La plus importante est le **point de pompage** ou limite de débit minimum en dessous duquel le compresseur devient instable. Cette instabilité se manifeste par des pulsations dont le débit et la pression peuvent créer de graves dégâts au compresseur.

C'est pourquoi; on utilise un système d'anti-pompage pour maintenir constamment le débit au-dessus de la valeur limite correspondant au pompage. La zone de pompage et sa limite sont clairement indiquées sur les courbes. Si ce n'était pas le cas, il faut savoir que l'extrémité gauche des courbes correspond à la limite de pompage.

##### ✓ Utilisation de la courbe :

L'axe vertical situé à gauche représente la hauteur exprimée en pourcentage de la valeur nominale. Un point situé en haut du quadrant correspond à une grande hauteur. L'échelle

horizontale représente le débit exprimé aussi en pourcentage du débit nominal ; un point situé à droite correspond à un débit important. La courbe montre que quand la hauteur augmente, le débit diminue.

Quand les conditions d'exploitation atteignent ce point, le système automatique contrôle et de protection intervient pour éviter d'entrer dans la zone de pompage. Afin d'éviter tout incident en se rapprochant trop près du point de pompage, le système doit être calibré de façon à entrer en action avant même d'atteindre cette zone de pompage.

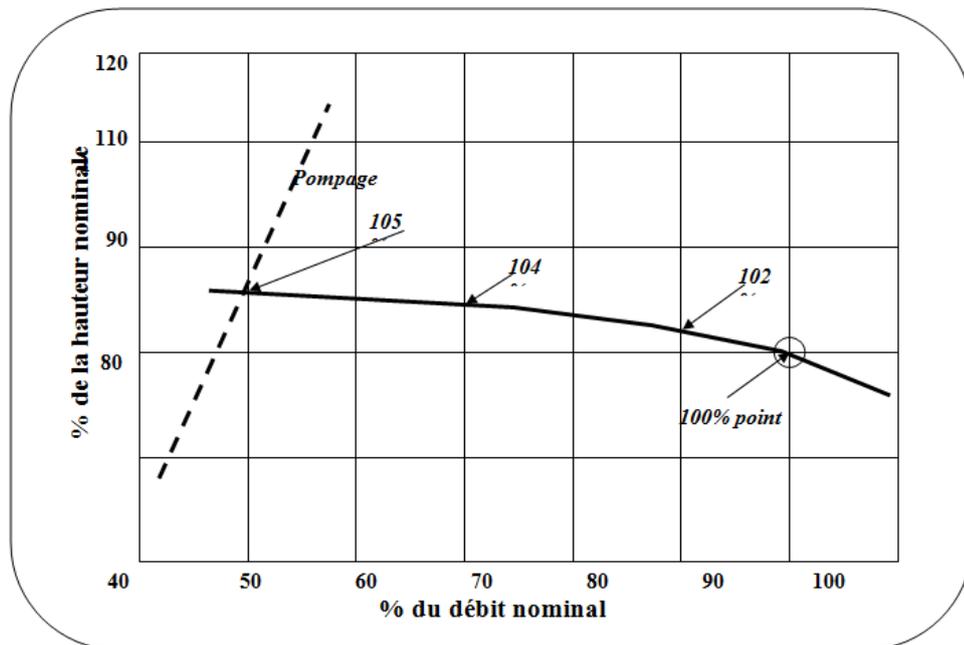


Fig. III.27. Courbes Caractéristiques

### IV. Réglage des compresseurs centrifuges :

#### IV.1. Point de fonctionnement d'un compresseur centrifuge :

##### IV.1.1. Caractéristiques du compresseur : (fig.IV.1)

La courbe caractéristique de la compression d'une machine dynamique, représentant la pression de refoulement en fonction du débit, est fonction d'une série de paramètres tels que la pression d'aspiration, la vitesse de rotation, la nature du gaz comprimé, etc.

Il a par conséquent été recherché d'autres représentations plus universelles, indépendantes des conditions de fonctionnement.

Il est d'usage de représenter cette caractéristique en fonction de grandeurs adimensionnelles:

-coefficient de débit;

-coefficient de pression.

En représentant complètement les règles de similitude d'écoulement, et aux effets près de nombres de Reynolds et de mach, les courbes de performances utilisant ces coefficients deviennent des invariants, beaucoup plus faciles à manipuler.

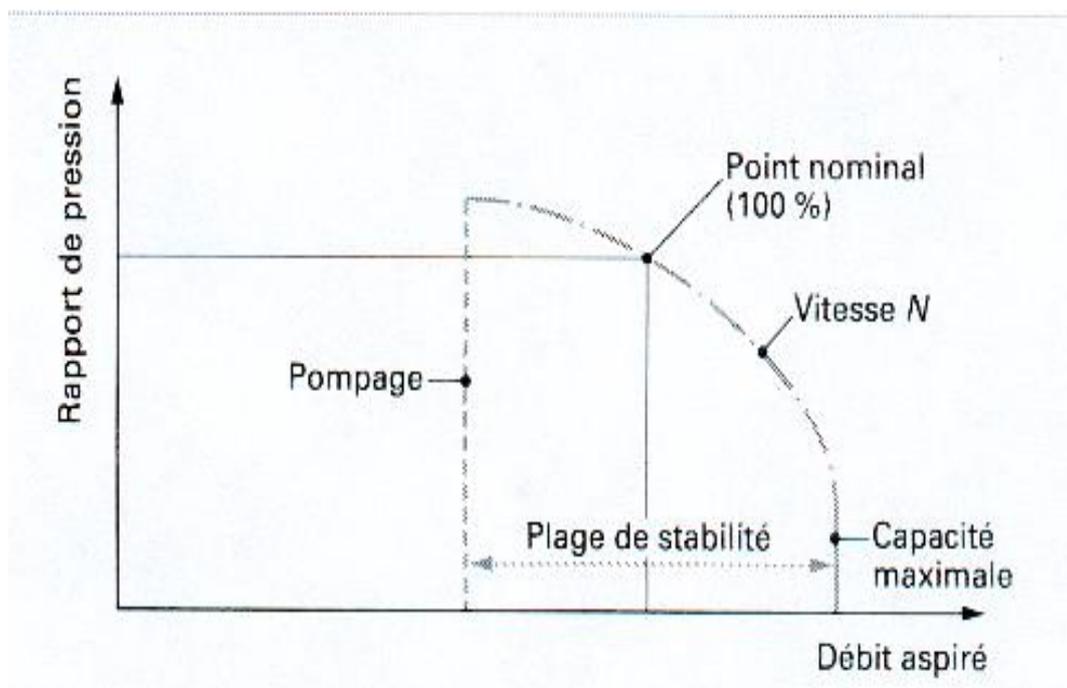


Fig. IV. 1. Caractéristique de compression d'une machine

IV.1.2. Caractéristiques des réseaux (figure IV.2)

Les compresseurs aspirent et refoulent dans des réseaux. Ceux-ci ont leurs propres caractéristiques de pression en fonction du débit.

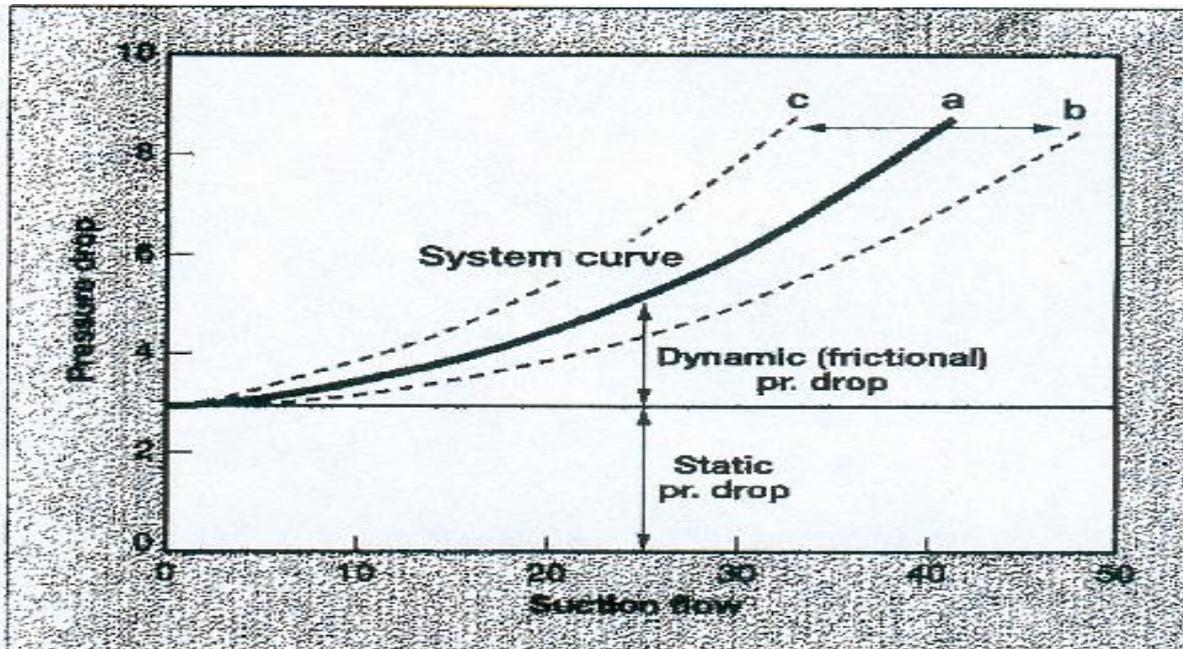


Fig.IV. 2. Caractéristiques des réseaux

IV.1.3. Point de fonctionnement :(figure.IV.3)

Le point de fonctionnement du compresseur se situe à l'intersection de sa caractéristique propre de compression et de celle des réseaux.

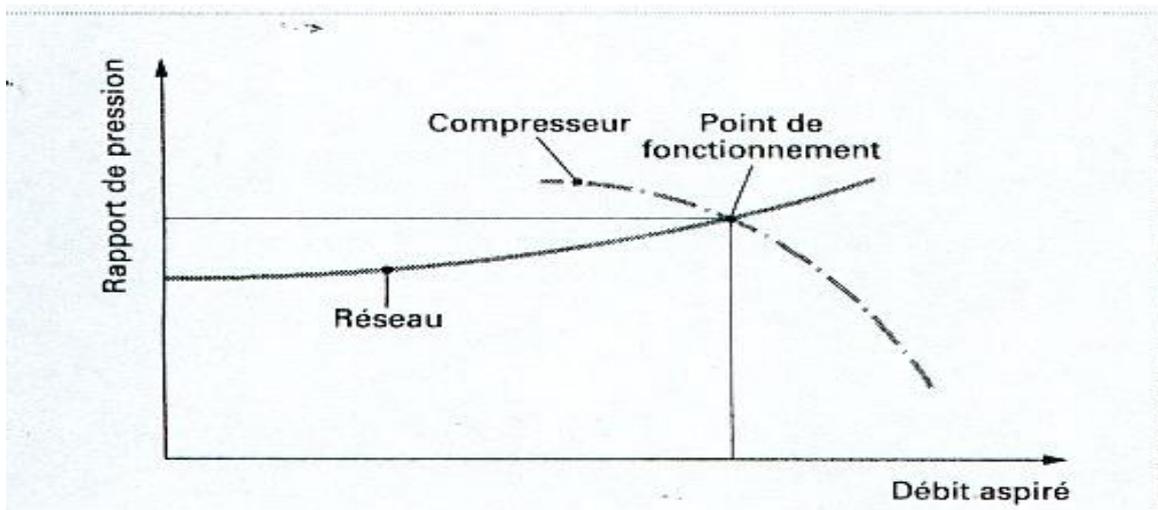


Fig.IV. 3. Point de fonctionnement.

### **IV.2. Plages utiles de fonctionnement d'un compresseur centrifuge**

#### **IV.2.1. Limitation vers les bas débits- ligne de pompage :**

La ligne de pompage délimite la zone de fonctionnement stable du compresseur. Bien entendu, les compresseurs sont équipés des dispositifs de protection contre le pompage ; si le point de fonctionnement passe à gauche de la courbe de pompage, un système automatique provoque un recyclage du gaz du refoulement vers l'aspiration, augmentant ainsi artificiellement le débit à l'entrée du compresseur de façon à maintenir le point de fonctionnement à droite de la courbe de pompage.

#### **IV.2.2. Limitation vers les hauts débits- gavage :**

L'examen d'une courbe caractéristique à vitesse donnée montre qu'au-delà d'un certain débit volume la hauteur utile diminue de plus en plus vite, vers les hauts débits.

Le rendement diminue également très vite. Toute augmentation de puissance ne permet qu'une très faible augmentation de débit ; on dit qu'on est entré dans la zone de gavage du compresseur qui correspond aux débits limites réalisables par les roues du compresseur.

Il est pratique de prendre comme limite admissible vers les hauts débits une courbe iso rendement, par exemple l'iso rendement 0,70 ou 0,65.

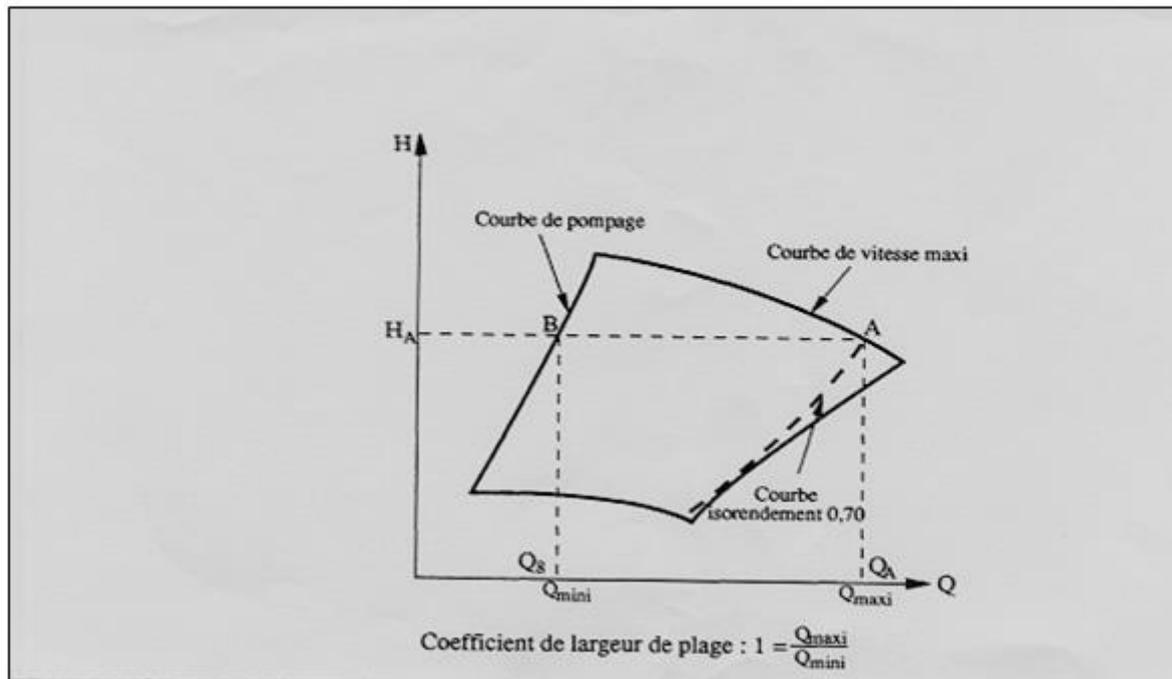
#### **IV.2.3. Limitation par la vitesse :**

Les contraintes engendrées dans le rotor varient comme le carré de la vitesse périphérique. Cette dernière est donc limitée à une certaine valeur, de même que la vitesse. Il existe donc une courbe de vitesse maximum à ne pas dépasser.

Vers les faibles vitesses il n'y a généralement aucune limitation, sauf si éventuellement il existait dans cette zone une fréquence critique dangereuse.

#### **IV.2.4. Plages utiles de fonctionnement :**

Les considérations précédentes conduisent à définir une plage utile de fonctionnement représentée sur la (fig.IV.4).



**Fig.IV. 4. Plage utile de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.**

#### IV.4. Réglage aux divers régimes :

##### III.4.1. Réglage à vitesse constante (fig.IV.5) :

Le principal objectif d'un système de contrôle d'un compresseur est de maintenir un équilibre entre le refoulement et l'aspiration. Ce réglage s'effectue par l'ouverture et la fermeture de la vanne de refoulement en limite de pompage, tout en maintenant la vitesse de rotation du compresseur constante.

Lors de la fermeture de la vanne de refoulement, le point de fonctionnement « a » se déplace vers la gauche le long de la courbe de fonctionnement vers le nouveau point de fonctionnement point « b », où le débit du compresseur est égal au nouveau débit (réduit).

Dans ce cas, le système de réglage actionne la vanne de recyclage pour maintenir le débit à une valeur élevée loin de la zone de pompage.

Le point de fonctionnement « b » ne doit jamais atteindre le point de pompage.

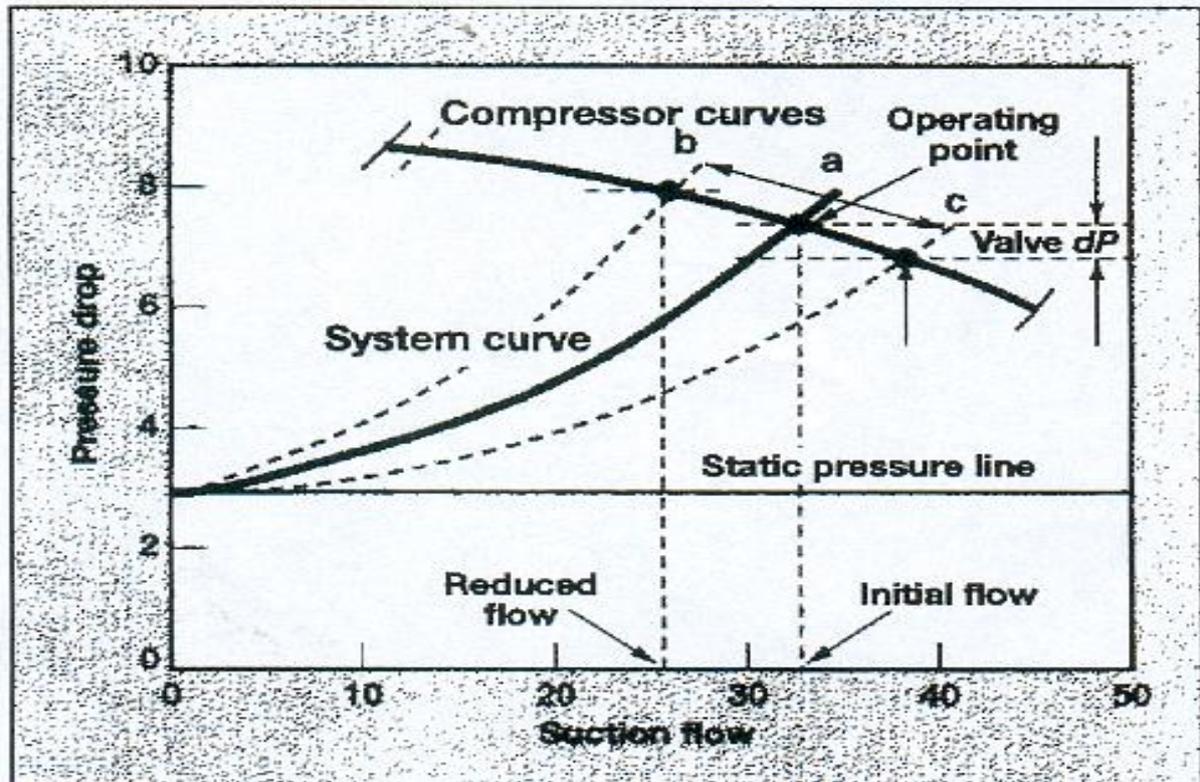


Fig.IV. 5. Réglage à vitesse constante

### III.4.2. Réglage à vitesse variable (figure.III.6) :

La vanne de recyclage est aussi utilisée lors de la baisse de débit aspiré par le compresseur.

Le point de fonctionnement initial est en « a ».

En cas de limitation du débit consommé sans fermeture de la vanne de refoulement, il est possible de réduire le débit au niveau demandé par baisse de la vitesse de rotation.

Donc le point de fonctionnement se déplace de point a (vitesse N1) vers le point b (vitesse N2). A condition de ne pas atteindre les vitesses critiques maximale et minimale.

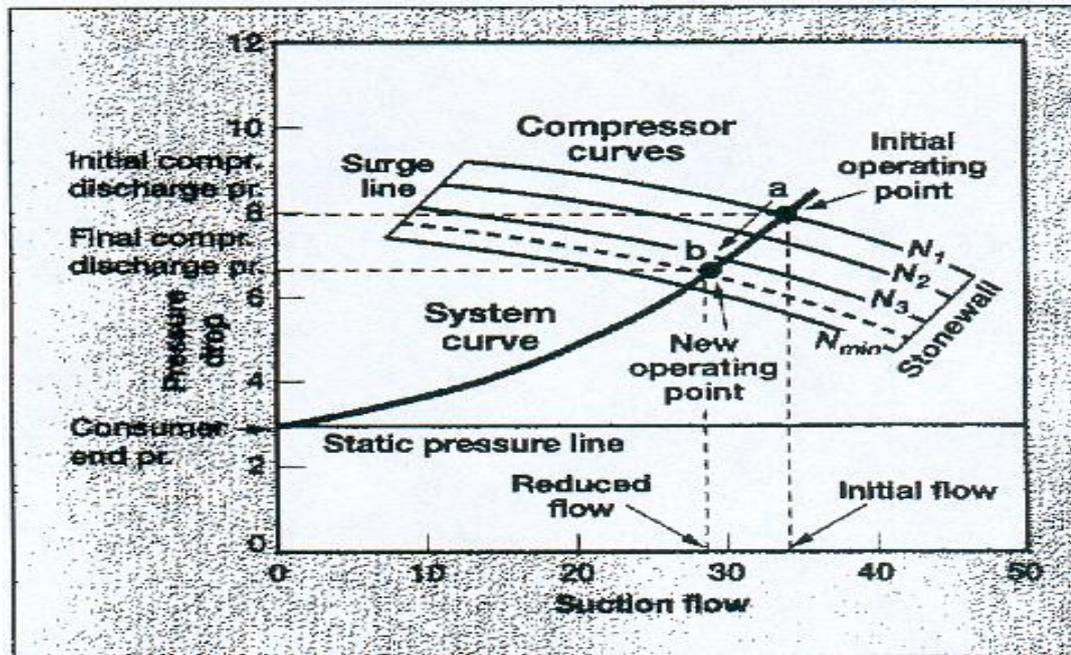


Fig.IV.6.réglage à vitesse variable.

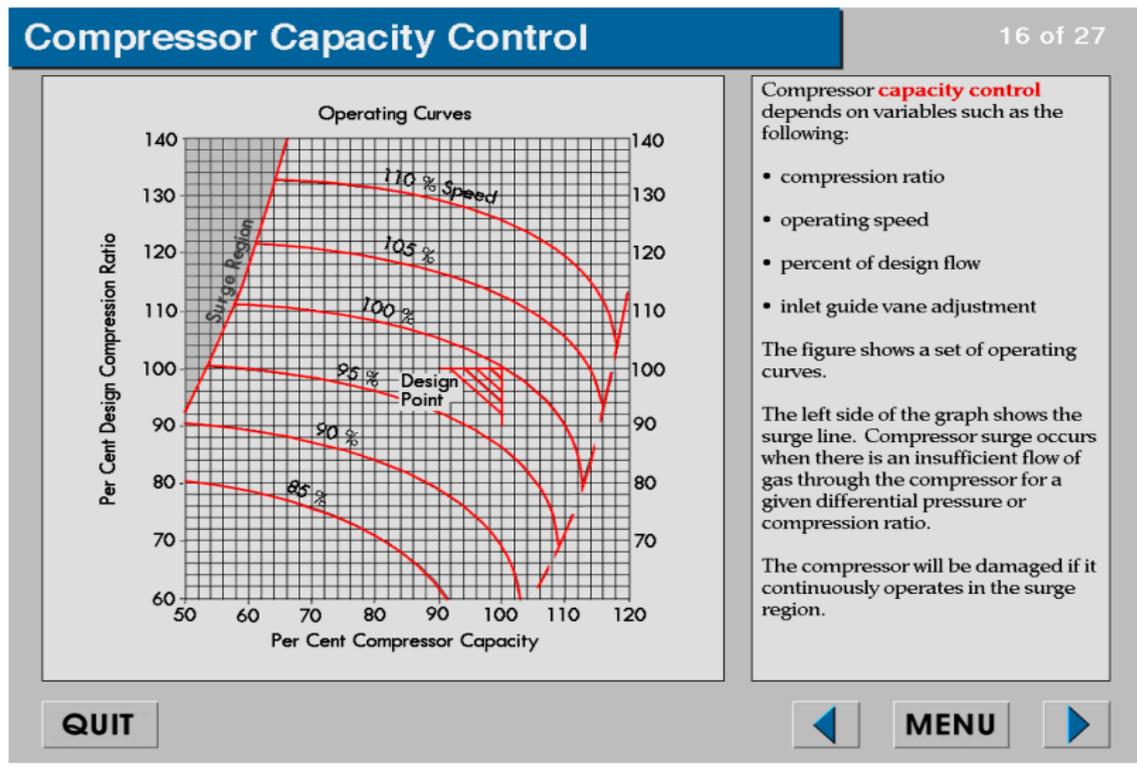


Fig. IV. 7. Caractéristique générale du compresseur.

## V.1. Poussée axiale

### V.1.1.description

Les efforts exercés sur l'arbre d'une machine centrifuge doivent être suffisamment symétriques pour ne pas trop solliciter les paliers. Des forces asymétriques sont cause de vibrations, et provoquent l'usure accélérée de la machine.

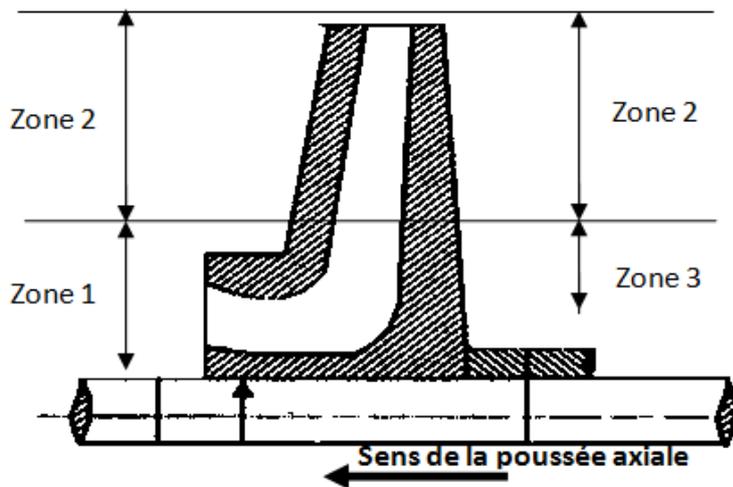
Le fonctionnement à l'aide de deux dispositions principales : les inducteurs et les trous d'équilibrage. L'ajout de masselottes sur les roues est également utilisé. Cependant, ces dispositions ne sont en théorie valables que lorsque les vitesses en sortie de roue et sur la volute sont identiques, c'est-à-dire au point de rendement maximal de la machine. Ce point est souvent désigné par son sigle anglo-saxon de BEP (Best Efficiency Point). En pratique, elles restent valables sur une plage de fonctionnement plus ou moins réduite.

Lorsqu'on s'éloigne trop du BEP la symétrie axiale des efforts hydrauliques se détériore toujours plus ou moins, en même temps que le rendement se dégrade. Il importe donc de bien spécifier la plage de fonctionnement sur laquelle on souhaite faire opérer la machine, afin de permettre au constructeur de proposer les dispositions constructives adaptées.

Il faut également noter que la roue exerce un effort axial sur l'arbre, et que cet effort, minimal au point de meilleur rendement, peut devenir nettement plus grand aux points de débit minimal et maximal (jusqu'à 5 ou 6 fois) : les paliers de l'arbre doivent donc être munis d'une butée capable de supporter l'effort maximal.

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 pour tout diamètre inférieure à celui de l'ouïe.



**Fig.V. 1.Schéma sur la poussée axiale**

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

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

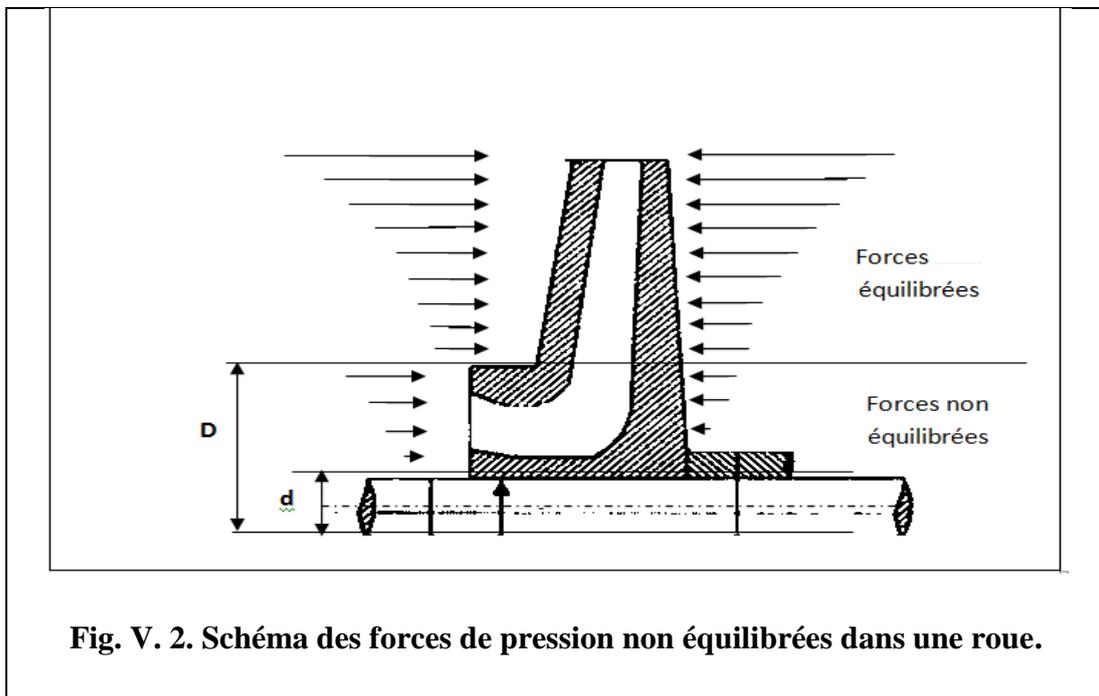
**Zone 3** : soumise à la pression de sortie de gaz après son passage dans le diffuseur.

#### **V.1.2.Origine de la poussée axiale :**

La poussée axiale s'applique sur chacune des roues ; elle résulte de la différence de pressions, qui existe entre deux faces du flasque pour tout diamètre inférieure à celui de l'ouïe.

Autrement dit c'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 agissant sur celle-ci.

**V.1.3. Distribution de la pression sur les surfaces de la roue :**



**Fig. V. 2. Schéma des forces de pression non équilibrées dans une roue.**

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.2) montre au dessus 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 :  $F = (P_r - P_a) \times S \dots\dots\dots (1)$

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.

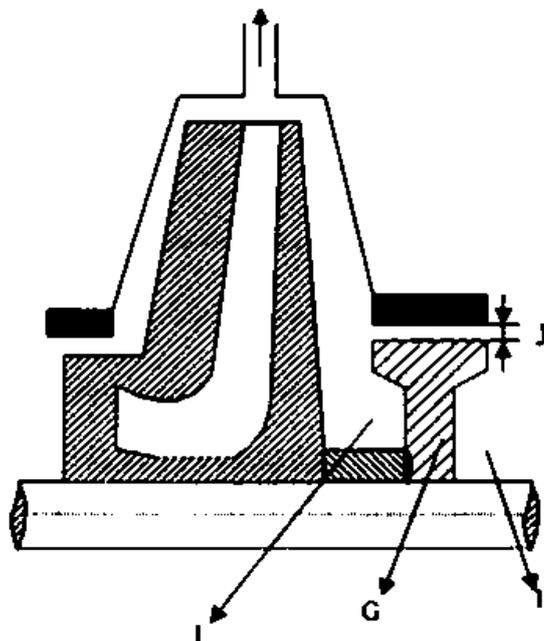
La poussée axiale totale est la somme des effets agissants sur toutes les roues.

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n \dots \dots \dots (2)$$

N : nombre des étages (roues).

### V.1.5. Remèdes

Le tambour d'équilibrage se trouve après la dernière roue ; en dimensionnant opportunément son diamètre ; on produit une poussée sur le rotor dirigée de l'aspiration vers le refoulement. Cette poussée est telle qu'elle équilibre l'autre qui est produite sur les roues et dirigée vers l'aspiration. En mettant une de ces faces à la pression d'aspiration, on obtient une poussée, résiduelle qui sera absorbée par le palier de butée puisque la face de droite du piston d'équilibrage est connectée à l'aspiration de compresseur par une tubulure extérieure (gaz de balancement), où il règne la pression d'aspiration dans la chambre II. (Fig.IV.3).



**FigV. 3.Equilibrage de la poussée.**

Tandis que la face gauche est soumise à la pression de refoulement des derniers étages. Les deux pressions sont diminuées des pertes par frottement au disque de la roue et au piston d'équilibrage.

          dans une chambre règne le gaz de refoulement qui exerce la force avant de l'équilibreur cela nous donne une contre poussée qui se traduit par :

$$F_p = P_r \times S_{av} \dots\dots\dots (3)$$

$P_r$  : pression de refoulement.

$S_{av}$  : section avant équilibreur.

Le gaz de refoulement qui sort à travers le « J » arrive dans la chambre « II » qui est reliée à l'aspiration. Cette pression exerce une force sur la face arrière de l'équilibreur qui se traduit par :  $F_a = P_a \times S_{ar} \dots\dots\dots (4)$

$P_a$  : pression d'aspiration.

$S_{ar}$  : section arrière de l'équilibreur.

En tenant compte des formules (1), (2), (3), (4) la poussée résultante (résiduelle).

$$F_{\text{résiduelle}} = (F_1 + F_2 + \dots\dots\dots + F_n) + F_a - F_p$$

Dans ce calcul, les efforts à l'intérieur des aubes de la roue ne sont pas pris en compte pour faciliter la compréhension.

Les efforts axiaux résiduels sont supportés par le disque de butée.

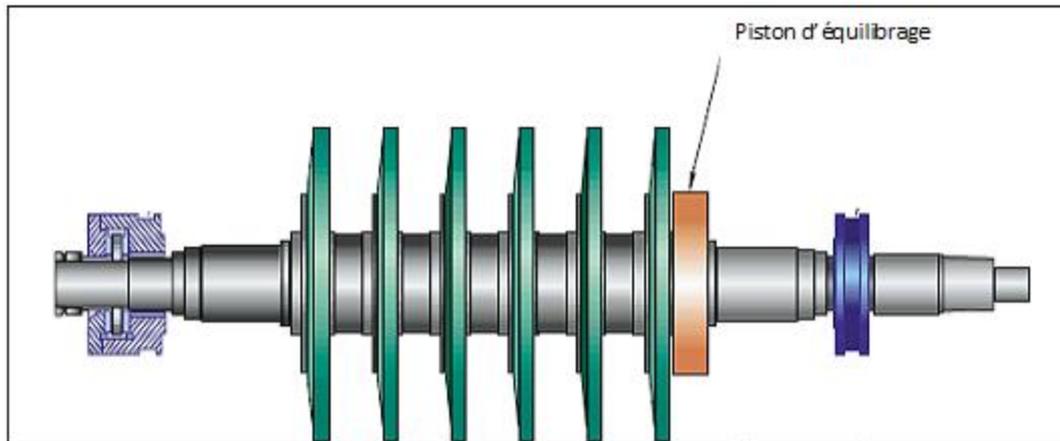
### V.1.6. Différents types d'équilibrage

#### V.1.6.1. Equilibrage par perçage de trous

En créant une chambre « A » de dimensions proches de celles-ci par des trous, la pression d'aspiration va ranger dans la chambre annulaire en aval de la roue. Cette solution augmente les risques de pompage, mais elle est tolérée car elle donne des résultats satisfaisants pour réduire la poussée.

#### V.1.6.2. Equilibrage par piston d'équilibrage

Actuellement ; les techniques les plus utilisées sont celles des pistons d'équilibrage où les disques d'équilibrage qui sont illustrés dans la (Fig.IV.4)



**Fig. IV. 4. Equilibrage par piston d'équilibrage**

Les dimensions des constituants ; par exemple le diamètre de la chambre de balancement ; le diamètre du piston d'équilibrage et les trous de balancement dépendent du calcul de la charge et l'estimation des ces fuites considérées acceptables.

La technique commune dans les machines est de considérer que 10% de système d'équilibrage adapté.

## **V.2. Poussée radiale**

### **V.2.1.description :**

Lorsque l'écoulement échappe à la symétrie de révolution, il existe une poussée radiale qui doit être prise en compte dans la conception mécanique de la machine, car elle engendre une réaction parfois importante sur les paliers de la machine. Cette situation se rencontre :

-sur les turbines en injection partielle ;

-sur les machines de compression centrifuges ou hélico centrifuges munies d'une volute lorsqu'elles fonctionnent en dehors de leur régime d'adaptation, car, à l'entrée de la volute, la répartition circonférentielle de la pression n'est alors plus uniforme.

La poussée radiale est devenue un paramètre très important pour le dimensionnement de la ligne d'axe et des paliers, à cause des dimensions de plus en plus grandes et des performances de plus en plus élevées des machines hydrauliques.

**V.2.2.Origine :**

Cette poussée, perpendiculaire à l'axe, résulte d'une mauvaise répartition de la pression autour de la roue dans les pompes à volute. La poussée radiale conserve une direction fixe, change de sens autour du débit nominal, en s'annulant pour ce dernier. Elle entraîne un fléchissement de l'arbre et le soumet à une flexion rotative. . La poussée radiale  $Fr$  d'une roue est communément calculée par la formule empirique de Stepanoff :

Avec :  $Fr = k.b.D.H.10^4$  .

**Fr** : Poussée radiale (N).

**b** : Largeur de sortie de roue (m).

**D** : Diamètre de sortie de roue (m).

**H** : Hauteur manométrique de la pompe au débit de calcul (m).

**k** : Coefficient empirique tiré d'abaques, ou calculé à partir de la formule suivante:

Avec :

$$k = 0,36 (1 - (Q / Q_{BEP})^2)$$

**Q** : Débit de calcul (m<sup>3</sup>/s)

**Q<sub>BEP</sub>**: Débit au rendement maximum (m<sup>3</sup>/s).

**Introduction :**

On va effectuer les calculs du travail polytropique, les pertes fluodynamique ainsi que les efforts de la poussée exercée sur chaque roue de compresseur BCL456. Nous déduisons aussi la section du piston d'équilibrage qui assure une stabilité de fonctionnement.

**VI.1.Calcul thermodynamique :**

Ce calcul thermodynamique des compresseurs centrifuges peut être effectué aussi bien pour le compresseur en projet que pour les machines en service.

Pour les machines en marche le calcul de vérification sert à justifier les choix initiale par rapport au taux de compression et au débit.

**VI.1-1 Les données de départ :**

**a. Paramètres de fonctionnement du compresseur :**

- Nombre des roues  $n = 6$
- Pression d'aspiration  $P_1 = 5.7$  bars.
- Pression de refoulement  $P_2 = 30.5$  bars.
- Température d'aspiration  $T_1 = 6$  °C.
- Température de refoulement  $T_2 = 290$  °C.
- Coefficient de compressibilité du gaz  $Z = 0,84$ .
- Débit volumique  $Q_v = 9491 \text{ m}^3/\text{h} = 2,636 \text{ m}^3 / \text{s}$ .
- Puissance délivrée par la turbine  $35000 \text{ ch} = 25760 \text{ K W}$ .
- Vitesse de rotation de la turbine  $HP = 5100 \text{ tr}/\text{min}$ .
- Vitesse de rotation de la turbine  $BP = 4670 \text{ tr}/\text{min}$ .
- Vitesse de rotation de la turbine de lancement :  $3300 \text{ tr}/\text{min}$ .
- Multiplicateur de vitesse :
  - ◆ Vitesse d'entrée :  $4670 \text{ tr}/\text{min}$ .
  - ◆ Vitesse de sortie :  $10839 \text{ tr}/\text{min}$ .
  - ◆ Puissance  $25400 \text{ KW}$ .
- Masse moléculaire du gaz  $\mu_{\text{mol}} = 21.1 \text{ kg} / \text{k mol}$ .
- Densité du gaz  $\rho = 0.684$ .
- Taux de compression du compresseur
  - $\tau = P_2 / P_1 = 30.5/5.7$
  - $\tau = 5.3508$
- Le rendement mécanique du compresseur :  $\eta_{\text{méc}} = 0.95$ .

- Le rendement volumétrique du compresseur :  $\eta_{vol} = 0.98$ .
- 1<sup>ère</sup> vitesse critique  $V = 4200$  Tr/min.
- Vitesse max critique  $V_{max} = 15000$  Tr/min.

**a.1) Compresseur centrifuge BCL456/A**

compresseur	Conditions d'aspiration	Conditions de refoulement
Pression "bar"	5.7	30.5
Température (°C)	6	190
Poids moléculaire du gaz (kg / k mol)	21.1	
Vitesse de rotation (tr / min)	15000	

**a.2) Caractéristique du gaz**

Désignation des composants	Concentration moléculaire X%	Masse molaire ( $\mu$ ) Kg/Kmol	Chaleur spécifique à pression constante $C_p$ (Kj/KgK)	Température critique K	Pression critique bar
N2	2.46	28.02	1.621	126.3	33.92
CO2	1.05	44.01	1.031	304.3	73.84
CH4	76.43	16.04	2.204	191.2	46.41
C2H6	10.68	30.07	1.714	305.7	48.94
C3H8	6.10	44.09	1.624	310.1	42.57
iC4H10	0.63	58.12	1.678	408.3	36.48
nC4H10	1.66	58.12	1.620	425.3	37.97
iC5H12	0.29	72.15	1.625	460.7	33.3
nC5H12	0.37	72.15	1.601	469.7	33.75
C6H14	0.22	86.17	1.617	507.8	20.34
C7H16	0.11	100,20	1.65	267,15	26.7

- Teneur en eau inférieure ou égale à **25 ppm**.
- Température pseudo critique du mélange **212,6385 K**.
- Pression pseudo critique du mélange **45,1943 bars**.
- Densité du gaz de mélange **D = 0,683**.
- Facteur de compressibilité du gaz **Z = 0.84**.
- Pression pseudo réduite du gaz **1,60192 bar**.
- Température pseudo réduite du gaz **1,47268 °C**.

**V.1-2 Détermination de la constante spécifique du gaz :**

$$R_m = R\mu / \mu_{\text{mel}}$$

D'où :

**Rμ** : constante universelle des gaz parfaits.

**μ<sub>mel</sub>**: masse moléculaire du mélange.

$$R_m = 8314 / 21,1 = 394.02 \text{ J / Kg k.}$$

$$R_m = 394.02 \text{ J / kg K.}$$

**a. La masse volumique du mélange au condition normale :**

$$\rho = D \cdot \rho_{\text{air}}$$

D'où : **ρ<sub>air</sub>** : masse volumique de l'air.

**D** : densité réelle du gaz.

$$\begin{aligned} \rho &= 0,683 \cdot 1,29 \\ &= 0,88107 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

**b. Coefficient adiabatique :**

$$K = C_p / C_v \text{ et } C_p - C_v = r$$

Donc :

$$K = C_p / (C_p - r)$$

Pour la détermination de la masse de chaque constitution :

$$\begin{cases} X_i = M_i / \mu_i \\ M_i = X_i \cdot \mu_i \end{cases}$$

$$M_{N_2} = 0,689292.$$

$$M_{CO_2} = 0,462105.$$

$$M_{C_1} = 12,259372.$$

$$M_{C2} = 3.211476$$

$$M_{C3} = 2.68949$$

$$M_{iC4} = 0.366156$$

$$M_{nC4} = 0,964792.$$

$$M_{iC5} = 0,209235.$$

$$M_{nC5} = 0,266955.$$

$$M_{C6} = 0,189574$$

$$M_{C7} = 0,11022.$$

**c. Détermination de la concentration des composants :**

$$C_i = M_i / M_{mel.}$$

$$C_{N2} = 0,03266.$$

$$C_{CO2} = 0,02190.$$

$$C_{C1} = 0,58101.$$

$$C_{C2} = 0,1522.$$

$$C_{C3} = 0,12746.$$

$$C_{iC4} = 0,01735.$$

$$C_{nC4} = 0,04572.$$

$$C_{iC5} = 0,009617.$$

$$C_{nC5} = 0,012651.$$

$$C_{C6} = 0,008945.$$

$$C_{C7} = 0,005223.$$

**d) Chaleur spécifique de mélange:**

$$C_{pm} = \sum C_{pi} \cdot C_i$$

$$\begin{aligned} &= (0,03266 \cdot 1,03) + (0,02190 \cdot 0,8403) + (0,58101 \cdot 2,204) \\ &\quad + (0,1522 \cdot 1,714) + (0,12746 \cdot 1,624) + (0,01735 \cdot 1,678) \\ &\quad + (0,04572 \cdot 1,620) + (0,009617 \cdot 1,625) + (0,012651 \cdot 1,601) \\ &\quad + (0,008945 \cdot 1,617) + (0,005223 \cdot 1,603) = 1,806 \end{aligned}$$

$$C_{pm} = 1,806 \text{ Kj/KgK.}$$

➤ **Coefficient adiabatique : K**

$$\begin{aligned} K &= C_p / (C_p - r) = 1,806 / (1,806 - 0,39402) \\ &= 1,279. \end{aligned}$$

**VI.1-3 Coefficient polytropique de compresseur :**

➤ Taux de compression :

$$\begin{aligned}\tau_{\text{tot}} &= P_2 / P_1 \\ &= 30.5 / 5.7 \\ &= 5.3508\end{aligned}$$

➤ Taux de compression de chaque étage :

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

$$\zeta_1 = \sqrt[6]{5.3508} \Rightarrow \zeta_1 = 1,3225$$

**Coefficient polytropique :**

$$n = \frac{\log \tau_{\text{tot}}}{\left[ \log \tau_{\text{tot}} - \log \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \right]} = \frac{\log 5.3508}{\left[ \log 5.3508 - \log \left( \frac{290 + 273,15}{6 + 273,15} \right) \right]}$$

$$n = 1,71.$$

➤ **Calcul des pressions intermédiaires :**

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

$$P_{i+1} = \zeta P_i$$

I : numéro de l'étage ;

P<sub>i</sub> : pression de l'étage i ;

P<sub>i+1</sub> : pression dans l'étage i+1.

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau ci-dessous :

Étage	1	2	3	4	5	6
P asp (bar)	5.7	7.5382	9.9693	13.1844	17.4364	23.0596
P ref (bar)	7.5382	9.9693	13.1844	17.4364	23.0596	30.5

➤ **Calcul des températures intermédiaires :**

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

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

$T_i$  : température de l'étage  $i$ .

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau ci-dessous :

**Tableau n° 2**

Températures en °C						
$T_{asp}$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_{ref}$
279.15	313.50	352.08	395.40	444.068	498.71	563.15

**VI.1-4 Calcul le travail adiabatique**

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot Z \cdot R_{mel} \cdot T_1 \left[ \tau^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right]$$

$$= \frac{1,279}{1,279-1} \cdot 0,84 \cdot 0.39402 \cdot (6 + 273,15) \left[ 5.3508^{\frac{1,279-1}{1,279}} - 1 \right]$$

**$W_{ad} = 187.11 \text{ KJ/Kg.}$**

**VI.1-5 Calcul du rendement adiabatique:**

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} = \frac{C_p \cdot Z \cdot T_1 \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{C_p \cdot Z \cdot T_1 \left[ \frac{T_2}{T_1} - 1 \right]} = \frac{\left[ (\tau)^{\frac{1,279-1}{1,279}} - 1 \right]}{\left[ \frac{563,15}{279,15} - 1 \right]} = 43 \%$$

**VI.1.6. Calcul travail polytropique :**

$$W_p = \frac{n}{n-1} Z \cdot R_{mel} \cdot T_1 \left( \tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

$$W_p = \frac{1,71}{1,71-1} \cdot 0,84 \cdot 0.39402 \cdot (6 + 273,15) \left( 5.3508^{\frac{1,71-1}{1,71}} - 1 \right)$$

**$W_p = 223.97 \text{ KJ/Kg.}$**

**VI.1-7 Calcul du travail spécifique réel:**

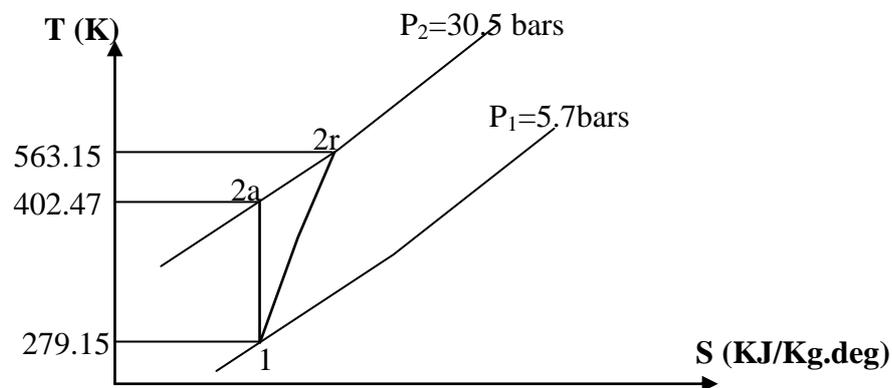
$$W_r = \frac{W_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{187,11}{0,43} = 435.13, \text{ KJ / Kg.}$$

**VI.1-8 Calcul du rendement global :**

$$\eta_{glo} = \eta_{ad} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mec} = 0,43 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \quad \eta_{mec}: (0.92 - 0.96)$$

$$\eta_{glo} = 0,40 .$$

**Diagramme (T-S) du compresseur centrifuge :**



**VI.1-9. Calcul de la puissance réelle du compresseur :**

$$N_r = G \cdot W_r \quad \text{D'où : } N_r \quad : \text{ puissance réelle.}$$

$$G = \rho \cdot \Phi \quad : \text{ débit massique.}$$

$$\Phi \quad : \text{ débit volumique.}$$

**Détermination de la masse volumique du gaz aux conditions d'aspiration :**

$$Q_{m1} = \frac{Q_{v1}}{v_1} \quad \text{Avec } Q_v = 9491 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P_1 \cdot v_1 = z_1 \cdot r \cdot T_1 \quad / \quad v_1 = \frac{z_1 \cdot r \cdot T_1}{P_1}$$

$$N_r = \frac{Q_{v1} \cdot P_1}{z_1 \cdot r \cdot T_1} \cdot w_{réel}$$

$$N_r = 7073.30 \text{ KW}$$

**VI.1-10. Calcul de la puissance absorbée :**

$$N_a = N_r / \eta_{\text{mec}} = 7073.30 / 0,95 = 7445.99 \text{ KW.}$$

**VI.2- Les pertes fluodynamique :**

**VI.2.1. Les pertes par frottement :**

Soit la configuration géométrique d'une roue et donc une série de section passage déjà détermine, ses pertes qui sont proportionnelles au carre de la vitesse peuvent être considère proportionnelle au carre de débit volumétrique a l'aspiration

$$L_a = K_a * Q_1^2$$

$$L_a = K_a * \theta^2$$

On a :

$$K_a = 0.02$$

Et

$$Q = 2,636 \text{ m}^3/\text{S}$$

Donc **La=0,138** en terme adimensionnels

**VI.2.2 Les pertes dues aux chocs :**

Il s'agit essentiellement des pertes d'entrée dont la valeur est minimum lorsque le débit est nominal et elles augmentent au fur et à mesure qu'on s'éloigne de cette situation, aussi bien pour les débit plu élevé que pour les débits plus faibles

$$L_u = K_u (Q - Q_p)^2 + K_o$$

On a

$$Q = 2,63 \text{ m}^3/\text{S}$$

$$Q_p = 3 \text{ m}^3/\text{S}$$

$$K_u = 0.03$$

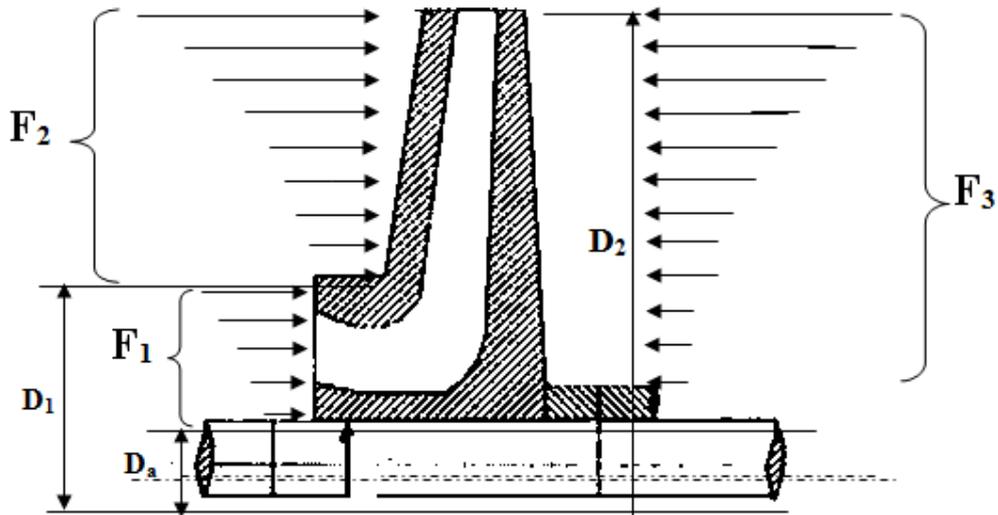
$$K_o = 0.05$$

**Lu = 0.089** en terme adimensionnels

**VI.3.1. 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.VI. 1. forces agissantes 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  $D_1$ ,  $D_a$  .

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**VI.3.2. Poussée axiale sur le piston d'équilibrage**

Comme indiqué précédemment dans le paragraphe précédent nous avons :

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

- $P_r$  : 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.

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

- $P_a$  : 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 :

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

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

**VI.3.3.1. Calcul de la poussée axiale :**

**Données :**

Diamètre de l'arbre  $D_a$  : 141.1 mm

Roue	1	2	3	4	5	6
diamètre de l'ouïe d'aspiration (mm)	364.1	364.1	328.6	310.3	310.3	300.1

**VI.3.3.2. Calcul de poussée axiale sur chaque roue :**

**1<sup>ere</sup> roue :**

$$F_{a1} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (7.5382 - 5.7) \times [(0,3641)^2 - (0,1411)^2]$$

$$F_{a1} = 0,1626.10^5 [N]$$

**2<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a2} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (9.9693 - 7.5382) \times [(0,3641)^2 - (0,1411)^2]$$

$$F_{a2} = 0,2151.10^5 [N]$$

**3<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a3} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (13.1844 - 9.9693) \times [(0,3286)^2 - (0,1411)^2]$$

$$F_{a3} = 0,2223.10^5 [N]$$

**4<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a4} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (17,4364 - 13.1844) \times [(0,3103)^2 - (0,1411)^2]$$

$$F_{a4} = 0,2550.10^5 N$$

**5<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a5} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (23.0956 - 17,4364) \times [(0,3103)^2 - (0,1411)^2]$$

$$F_{a5} = 0,337310^5 [N]$$

**6<sup>eme</sup> roue :**

$$F_{a6} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (30.5 - 23.0956) \times [(0,3001)^2 - (0,1411)^2]$$

$$F_{a6} = 0,4099.10^5 [N]$$

Donc : la poussée axiale totale.

$$\begin{aligned} F_{a.total} &= F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4} + F_{a5} + F_{a6} \\ &= 1.6022 .10^5 N \end{aligned}$$

### VI.3.4.Calcul de la section du piston d'équilibrage :

#### V.3.4.1Calcul de la poussée axial sur le piston d'équilibrage :

on a :

$$F_{a \text{ total}} \longrightarrow 100\%$$

$$F_{a \text{ piston}} \longrightarrow 80\%$$

Donc :

$$F_{a \text{ piston}} = 0.8 * F_{a \text{ total}}$$

$$= 1.2817 \cdot 10^5 \text{ N}$$

**VI .3.4.2 .Calcul de la section :**

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

**D'où**

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

$$D_e = 292.7 \text{ mm.}$$

Et

$$\begin{aligned} S_{\text{piston \u00e9quilibrage}} &= D_e^2 * \pi / 4 \\ &= 0.0672 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

**VI.5.Interpr\u00e9tation des r\u00e9sultats :**

La section du piston d'\u00e9quilibrage qui assure une stabilit\u00e9 de fonctionnement est 0.0672 m<sup>2</sup> .

**Calcul mécanique :**

Le calcul mécanique 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.V.1).
- Matière de l'arbre : Acier forgé SAE 4330.

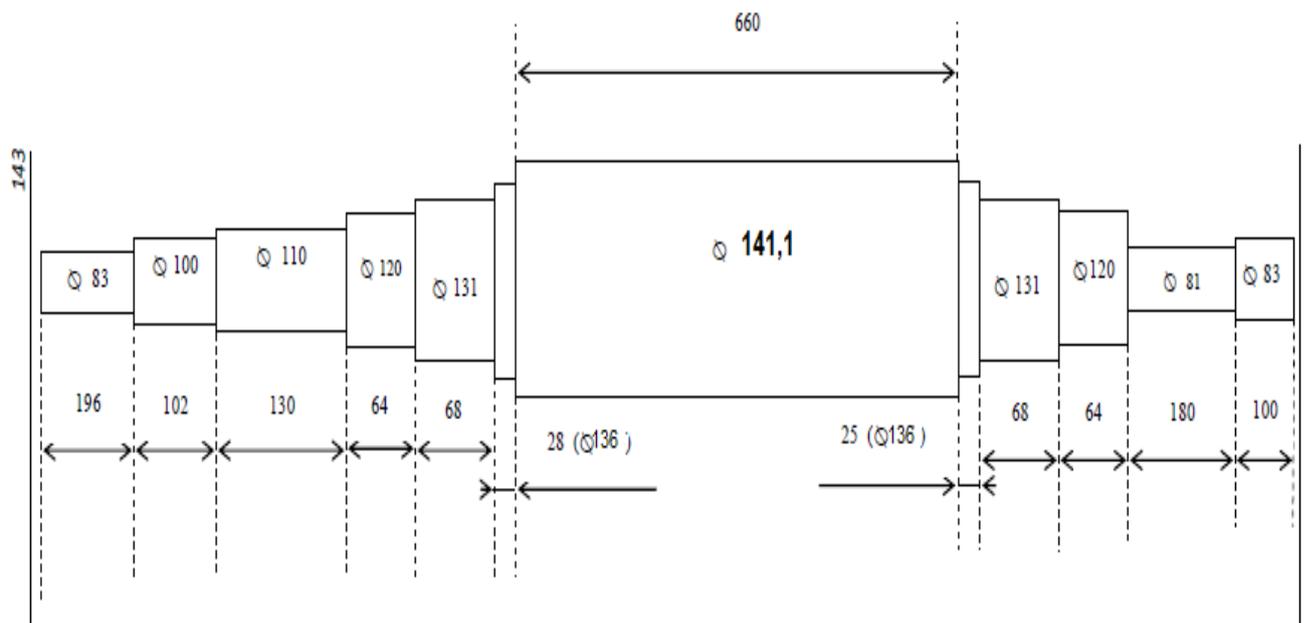
Les caractéristiques mécaniques de ce matériau sont :

- la charge à la rupture  $\sigma_r = 120 \text{ N/mm}^2$
- limite d'élasticité  $\sigma_e = 100 \text{ N/mm}^2$
- la vitesse de rotation  $n = 15000 \text{ tr/min}$
- masse volumique  $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$
- coefficient de sécurité au niveau de l'arbre :  $n_e=1,5, n_r=3$

**VI.4.1- Détermination des diagrammes des efforts tranchants et des moments**

**fléchissants :**

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



**Fig.VI.1 : dessin constructif de l'arbre**

**a) Forces agissantes sur l'arbre :**

**b** : largeur de la roue ;

**d** : diamètre de la roue **d =450 mm**

**d<sub>a</sub>** : diamètre de l'arbre **d<sub>a</sub>=141.1 mm**

Avec : **Poids de l'arbre : P = ΣP<sub>ri</sub>**

$$P_r = mg = \rho \cdot V_i \cdot g \quad \text{avec :} \quad V_i = \pi L \left( \frac{d_i^2}{4} \right)$$

Donc les résultats sont représentées dans le tableau suivant :

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$V_i \cdot 10^{-3} [\text{m}^3]$	1,060	0,801	1,235	0,724	0,916	0,488	14,98	0,436	0,916	0,724	0,927	0,541
$P_{ri} [\text{N}]$	81,10	61,29	94,5	55,4	70,09	37,34	1146,24	33,36	70,09	55,4	70,93	41,4

$$P_{rt} = \sum_{i=1}^5 P_{ri} = 1817.14 \text{ N}$$

**b) Poids du disque d'équilibrage**

Le volume du disque d'équilibrage :

$$V_{de} = 2/3\pi L \left( \frac{d_2^2 - d_1^2}{4} \right)$$

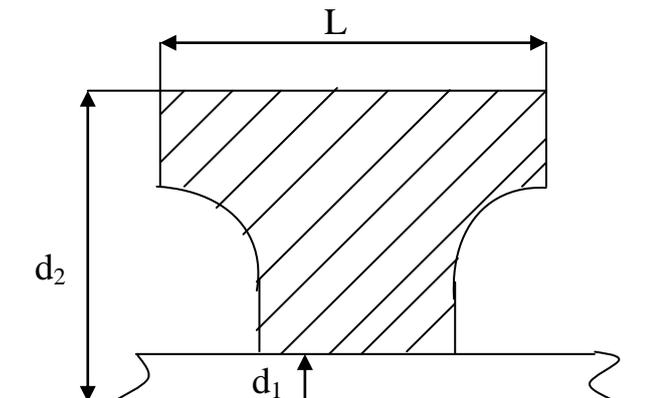
$V_{de}$  : Volume du disque d'équilibrage ;

$$d_2 = d_e = 292.7 \text{ mm}$$

$$d_1 = 141.1 \text{ mm}$$

$$L = 120 \text{ mm}$$

Alors :



$$V_{de} = 2/3\pi 120 \left( \frac{292.7^2 - 141.1^2}{4} \right) = 6630581 \text{mm}^3 = 0.00663 \text{m}^3$$

Le poids du disque est alors :

$$P_{de} = \rho \cdot g \cdot V_{de} = 7850 \times 9,81 \times 0.00663 = 510.61 \text{N}$$

$$\Rightarrow P_{de} = 510.61 \text{N}$$

**c) Poids du manchon d'accouplement :**

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

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

$$d_1 = 70,20 \text{ mm}$$

$$L = 122 \text{ mm}$$

Le volume du manchon d'accouplement

$$V_{de} = \pi 122 \left( \frac{155,57 - 70,20}{2} \right) \left( \frac{155,57 + 70,20}{2} \right) = 1845869,53 \text{mm}^3 = 1,84 \cdot 10^{-3} \text{m}^3$$

Donc le poids de manchon d'accouplement :

$$P_{ac} = 7850 \times 9,81 \times 1,84 \cdot 10^{-3} = 142,15 \text{N}$$

$$\Rightarrow P_{ac} = 142,15 \text{N}$$

**D) Le poids du collet de butée :**

Le masse de collet de butée est donné par :

$$m_{cb} = 8.79 \text{Kg}$$

Poids du collet de butée sera :

$$P_{cb} = m_{cb} \cdot g$$

$$P_{cb} = 8.79 \times 9,81 = 86.25 \text{N}$$

$$\Rightarrow P_{cb} = 86.25 \text{N}$$

**E) Poids des roues :**

b : largeur de la roue ;

$$b_1 = 40 \text{ mm ;}$$

$$b_2 = 33,13 \text{ mm ;}$$

$$b_3 = 30,14 \text{ mm ;}$$

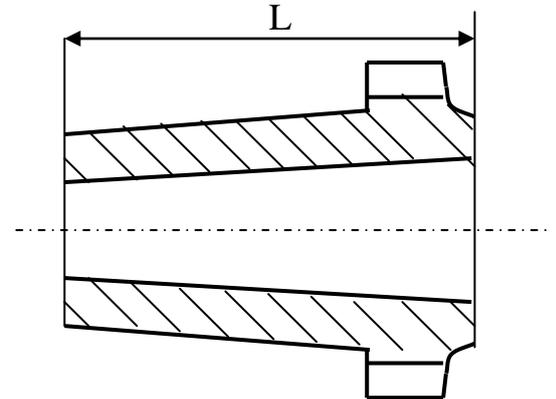
$$b_4 = 32 \text{ mm ;}$$

$$b_5 = 24,52 \text{ mm ;}$$

$$b_6 = 22,94 \text{ mm ;}$$

d : diamètre de la roue

$$d = 450 \text{ mm ;}$$



$d_a$  : diamètre de l'arbre

$d_a=141.1$  mm.

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

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

Donc :  $P_{r1} = 25669,5 \cdot 0,0057 = 146.31$  N

$P_{r2} = 25669,5 \cdot 0,0047 = 120.65$  N

$P_{r3} = 25669,5 \cdot 0,0043 = 110.38$  N

$P_{r4} = 25669,5 \cdot 0,0045 = 115.51$  N

$P_{r5} = 25669,5 \cdot 0,0035 = 89.84$  N

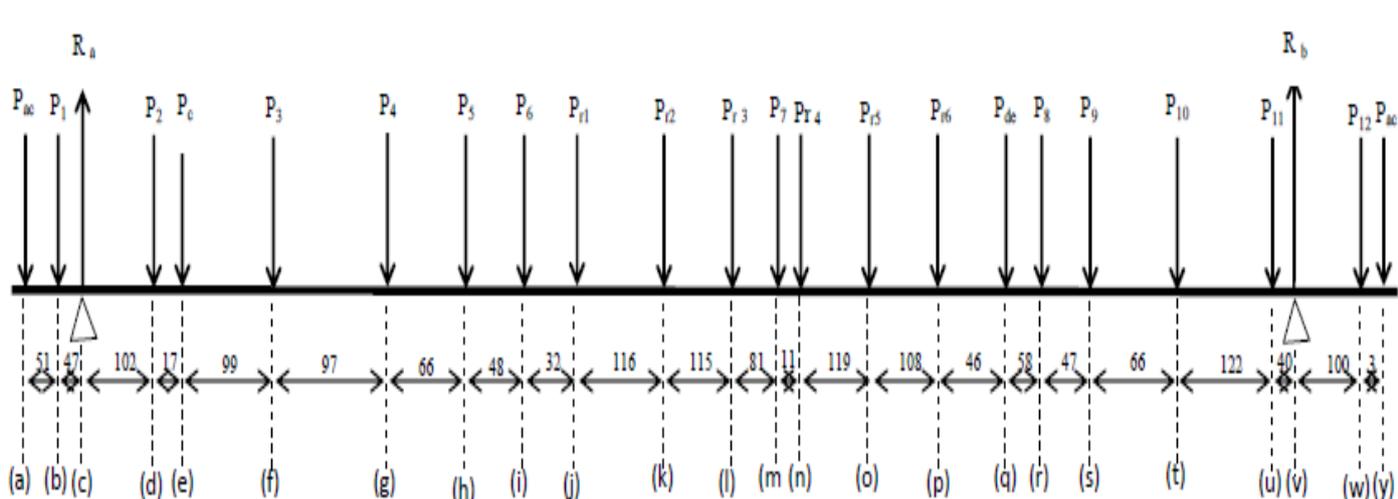
$P_{r6} = 25669,5 \cdot 0,0032 = 84.21$  N

$$P_{rt} = \sum_{i=1}^n P_{ri} = P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{r5} + P_{r6} = 667,0N$$

**F) Calcul des réactions :**

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 fig.VI.2.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum \vec{M}_e = 0 \\ \sum \vec{M}_v = 0 \end{array} \right.$$



**Fig.VI.2.Schémas de calcul de l'arbre.**

$$\sum \vec{M}_c = 0$$

$$\begin{aligned} M_c = & - M_c (P_{ac}) - M_c (P_1) + M_c (P_2) + M_c (P_c) + M_c (P_3) + M_c (P_4) + M_c (P_5) + M_c (P_6) + M_c \\ & (P_{r1}) + M_c (P_{r2}) + M_c (P_{r3}) + M_c (P_7) + M_c (P_{r4}) + M_c (P_{r5}) + M_c (P_{r6}) + M_c (P_{de}) + M_c (P_8) + M_c \\ & (P_9) + M_c (P_{10}) + M_c (P_{11}) - M_c (R_b) + M_c (P_{12}) + M_c (P_{ac}). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_b = & (- P_{ac} (ac) - P_1 (bc) + P_2 (cd) + P_c (ce) + P_3 (cf) + P_4 (cg) + P_5 (ch) + P_6 (ci) + P_{r1} (cj) + \\ & P_{r2} (ck) + P_{r3} (cl) + P_7 (cm) + P_{r4} (cn) + P_{r5} (co) + P_{r6} (cp) + P_{de} (cq) + P_8 (cr) \\ & + P_9 (ct) + P_{10} (cu) + P_{12} (cw) + P_{ac} (cy)) / (cv) \end{aligned}$$

On tire  $R_b$  on aura:  $R_b = 1234,128 \text{ [N]}.$

$$\sum \vec{M}_v = 0$$

$$\begin{aligned} M_v = & - M_v (P_{ac}) - M_v (P_{12}) + M_v (P_{11}) + M_v (P_{10}) + M_v (P_9) + M_v (P_8) + M_v (P_{de}) + M_v \\ & (P_{r6}) + M_v (P_{r5}) + M_v (P_{r4}) + M_v (P_7) + M_v (P_{r3}) + M_v (P_{r2}) + M_v (P_{r1}) + M_v (P_6) + M_v \\ & (P_5) + M_v (P_4) + M_v (P_3) + M_v (P_c) + M_v (P_2) - M_v (R_a) + M_v (P_1) + M_v (P_{ac}). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_a = & (- P_{ac} (yv) - P_{12} (wv) + P_{11} (uv) + P_{10} (tv) + P_9 (sv) + P_8 (rv) + P_c (qv) + P_{r6} (pv) \\ & + P_{r5} (ov) + P_{r4} (nv) + P_7 (mv) + P_{r3} (lv) + P_{r2} (kv) + P_{r1} (jv) + P_6 (iv) + P_5 (hv) \\ & + P_4 (gv) + P_3 (fv) + P_c (ev) + P_2 (dv) + P_1 (bv) + P_{ac} (av)) / (cv) . \end{aligned}$$

AN :  $R_a = 1140,252 \text{ [N]}.$

g) Vérification des valeurs des réactions :

$$\sum \vec{F} = \vec{0}$$

Les résultantes des forces appliquées sur l'arbre est nulle à l'équilibre

$$2 P_{ac} + P_c + P_{de} + P_{12} + P_{11} + P_{10} + P_9 + P_8 + P_7 + P_6 + P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 + P_{r6} + P_{r5} + P_{r4} + P_{r3} + P_{r2} + P_{r1} = R_a + R_b = 2374,38 \text{ [N]}.$$

VI.4.2- Calcul des efforts tranchants :

$$a < x < b : F_t = - P_{ac} = - 61,01 \text{ [N]}$$

$$b < x < c : F_t = - P_{ac} - P_1 = - 142,11 \text{ [N]}$$

$$c < x < d : F_t = - P_{ac} - P_1 + R_a = 998,14 \text{ [N]}$$

$$d < x < e : F_t = - P_{ac} - P_1 + R_a - P_2 = 936,14 \text{ [N]}$$

$$e < x < f : F_t = - P_{ac} - P_1 + R_a - P_2 - P_c = 851,13 \text{ [N]}$$

Avec la même méthode on continue les calculs, (à chaque fois on ajoute les forces appliquées sur le tronçon indiqué).les résultats sont représentées dans le tableau suivant :

<b>Tronçon</b>	<b>a &lt; x &lt; b</b>	<b>b &lt; x &lt; c</b>	<b>c &lt; x &lt; d</b>	<b>d &lt; x &lt; e</b>	<b>e &lt; x &lt; f</b>	<b>f &lt; x &lt; g</b>	<b>g &lt; x &lt; h</b>	<b>h &lt; x &lt; i</b>
<b>Ft</b> <b>[N]</b>	- 61,01	- 142,11	998,14	936,14	851,13	756,63	701,23	631,14
<b>Tronçon</b>	<b>i &lt; x &lt; j</b>	<b>j &lt; x &lt; k</b>	<b>k &lt; x &lt; l</b>	<b>l &lt; x &lt; m</b>	<b>m &lt; x &lt; n</b>	<b>n &lt; x &lt; o</b>	<b>o &lt; x &lt; p</b>	<b>p &lt; x &lt; q</b>
<b>Ft</b> <b>[N]</b>	593,80	557,07	526,97	499,42	- 646,82	- 671,81	- 720,54	- 763,14
<b>Tronçon</b>	<b>q &lt; x &lt; r</b>	<b>r &lt; x &lt; s</b>	<b>s &lt; x &lt; t</b>	<b>t &lt; x &lt; u</b>	<b>u &lt; x &lt; v</b>	<b>v &lt; x &lt; w</b>	<b>w &lt; x &lt; y</b>	<b>y &lt; x &lt; (-)</b>
<b>Ft</b> <b>[N]</b>	- 901,94	- 935,30	- 1005,39	-1060,79	- 1131,72	102,41	61,01	0

#### VI.4.3-Détermination des moments fléchissants :

On détermine les moments fléchissants agissant sur l'arbre dans le but de connaître les sections dangereuses (les plus sollicitées) pour cela on devise l'arbre en tronçon.

tel que :

$$M_{fi} = x_i \cdot P_o + \sum_{j=1}^{i-1} (x_i - x_j) \cdot P_j$$

$$a < x < b: \quad M_{f1} = - P_{ac} \cdot x$$

$$x = 0 \text{ [m]}$$

$$M_{f1} = 0 \text{ [N.m]}$$

$$x = 0,051 \text{ [m]}$$

$$M_{f1} = - 3,112 \text{ [N.m]}$$

$$b < x < c: \quad M_{f2} = - P_{ac} \cdot x - P_1 (x - 0,051)$$

$$x = 0,051 \text{ [m]}$$

$$M_{f2} = - 3,111 \text{ [N.m]}$$

$$x = 0,098 \text{ [m]}$$

$$M_{f2} = - 9,791 \text{ [N.m]}$$

$$c < x < d: \quad M_{f3} = - P_{ac} \cdot x - P_1 (x - 0,051) + R_a (x - 0,098)$$

$$x = 0,098 \text{ [m]}$$

$$M_{f3} = - 9,791 \text{ [N.m]}$$

$$x = 0,2 \text{ [m]}$$

$$M_{f3} = 92,019 \text{ [N.m]}$$

$$d < x < e: \quad M_{f4} = - P_{ac} \cdot x - P_1 (x - 0,051) + R_a (x - 0,098) - P_2 (x - 0,2)$$

$$x = 0,2[m] \quad M_{f4} = 92,019[N.m]$$

$$x = 0,217[m] \quad M_{f4} = 107,946[N.m]$$

$$e < x < f: \quad M_{f5} = - Pac \cdot x - P1 (x - 0,051) + Ra (x - 0,098) - P2 (x - 0,2) - Pc (x - 0,217)$$

$$x = 0,217[m] \quad M_{f5} = 107,946[N.m]$$

$$x = 0,316[m] \quad M_{f5} = 192,208[N.m]$$

$$f < x < g: \quad M_{f6} = - Pac \cdot x - P1 (x - 0,051) + Ra (x - 0,098) - P2 (x - 0,2) - Pc (x - 0,217)$$

$$- P3 (x - 0,316)$$

$$x = 0,316[m] \quad M_{f6} = 192,208[N.m]$$

$$x = 0,413[m] \quad M_{f6} = 256,602[N.m]$$

Avec la même méthode on continue les calculs.les résultats sont représentées dans le tableau suivant :

<b>Tronçon</b>	<b>a &lt; x &lt; b</b>	<b>b &lt; x &lt; c</b>	<b>c &lt; x &lt; d</b>	<b>d &lt; x &lt; e</b>	<b>e &lt; x &lt; f</b>	<b>f &lt; x &lt; g</b>	<b>g &lt; x &lt; h</b>	<b>h &lt; x &lt; i</b>
<b>x</b>	0	0,051	0,098	0,2	0,217	0,316	0,413	0,479
<b>[m]</b>	0,051	0,098	0,2	0,217	0,316	0,413	0,479	0,527
<b>M<sub>f</sub></b>	0	- 3,111	- 9,791	92,019	107,946	192,208	256,602	311,883
<b>[N.m]</b>	- 3,112	- 9,791	92,019	107,946	192,208	256,602	311,883	342,178
<b>Tronçon</b>	<b>i &lt; x &lt; j</b>	<b>j &lt; x &lt; k</b>	<b>k &lt; x &lt; l</b>	<b>l &lt; x &lt; m</b>	<b>m &lt; x &lt; n</b>	<b>n &lt; x &lt; o</b>	<b>o &lt; x &lt; p</b>	<b>p &lt; x &lt; q</b>
<b>x</b>	0,527	0,559	0,675	0,79	0,871	0,882	1,001	1,109
<b>[m]</b>	0,559	0,675	0,79	0,871	0,882	1,001	1,109	1,155
<b>M<sub>f</sub> =</b>	342,178	361,179	425,8	486,402	526,855	519,74	439,794	361,326
<b>[N.m]</b>	361,179	425,8	486,402	526,855	519,74	439,794	361,326	326,871
<b>Tronçon</b>	<b>q &lt; x &lt; r</b>	<b>r &lt; x &lt; s</b>	<b>s &lt; x &lt; t</b>	<b>t &lt; x &lt; u</b>	<b>u &lt; x &lt; v</b>	<b>v &lt; x &lt; w</b>	<b>w &lt; x &lt; y</b>	
<b>x =</b>	1,155	1,213	1,26	1,326	1,448	1,488	1,588	
<b>[m]</b>	1,213	1,26	1,326	1,448	1,488	1,588	1,591	
<b>M<sub>f</sub> =</b>	326,871	274,108	230,616	164,261	34,845	- 10,424	- 0,183	
<b>[N.m]</b>	274,108	230,616	164,261	34,845	- 10,424	- 0,183	0	

Diagramme des moments tranchants :

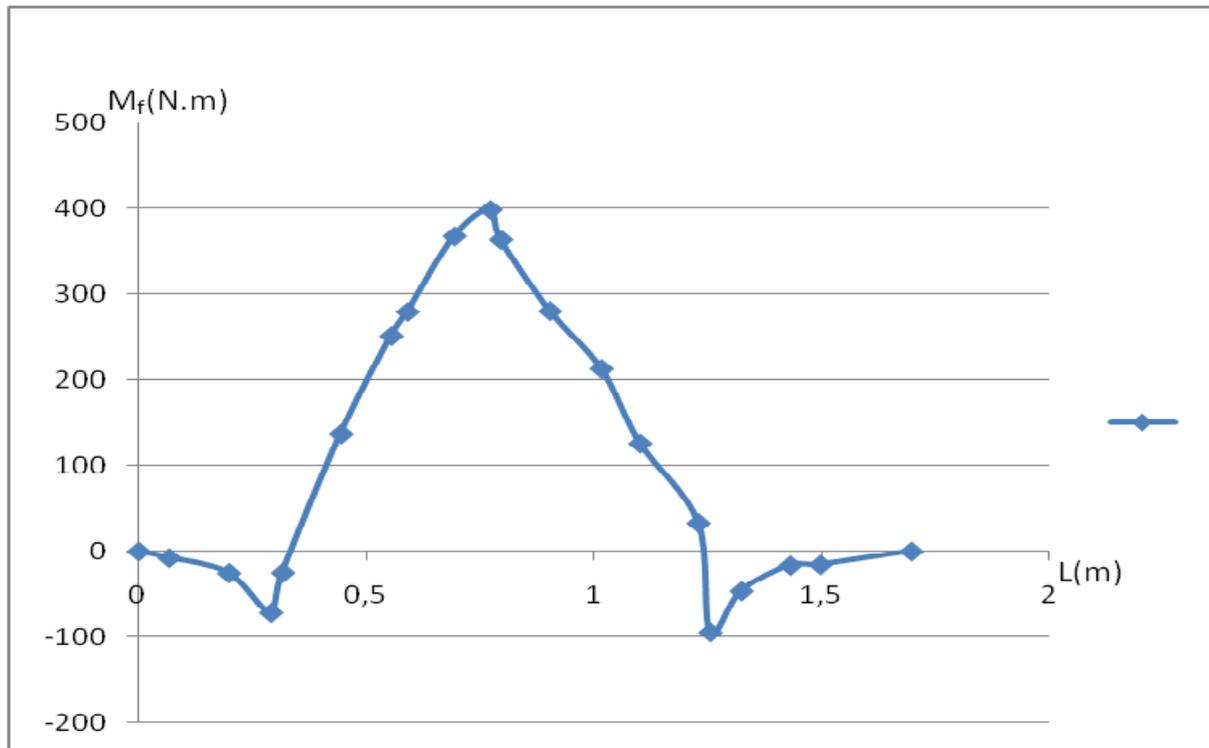


Fig.VI.3. Epure du moment fléchissant.

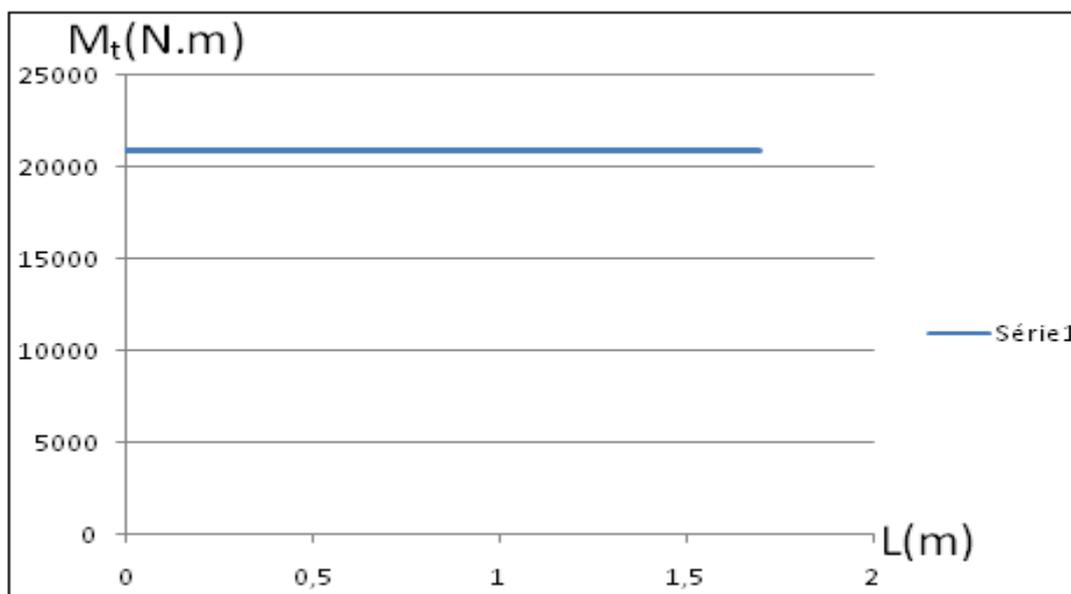


Fig.VI.4. Epure du moment de torsion.

### VI.4.4-Calcul du moment résultant total :

$$M_{eq} = \sqrt{M_f^2 + 4M_T^2}$$

M<sub>t</sub> : Moment de torsion en N.m ;

M<sub>eq</sub> : Moment équivalent en N.m ;

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

N<sub>abs</sub> : puissance absorbée du compresseur en Kw ;

ω : vitesse angulaire de l'arbre.

$$\omega = \frac{2\pi.n}{60} = \frac{6,28.15000}{60} = 1570.79 \text{ rd/s}$$

Le moment de torsion sera donc :

$$M_T = \frac{7445.99 \cdot 10^3}{1570,79} = 4740.2 \text{ N.m}$$

$$M_{eq} = \sqrt{526,855^2 + 4.4740.2^2}$$

$$M_{eq} = 9495.03 \text{ N.m}$$

Vérification à la résistance.

La contrainte réelle au niveau de la section dangereuse est :

$$\delta_{eq} = \frac{M_{eq}}{W} = \frac{9495.03}{\frac{\pi D^3}{16}} = 1,72 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Comparaison avec les contraintes admissibles :

$$\text{Contrainte admissible } [\delta] = \frac{\delta_e}{n_s} = \frac{10 \cdot 10^7}{1,5} = 6.67 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

### Conclusion :

La contrainte agissant dans la section dangereuse ( $1,12 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ ) est inférieure à la limite admissible de l'arbre ( $6.67 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ ).

**VI.4.5-Calcul du diamètre :**

Ce calcul nous permet de trouver le diamètre de l'arbre avec l'hypothèse de l'effort de torsion et le comparer avec le diamètre réel. Le diamètre est calculé par la formule suivante :

$$d_{cal} = \sqrt[3]{\frac{M_T}{0,2[\tau]}} \leq d_{réel} [mm]$$

D'où :

Où  $[\tau]$  est la contrainte admissible à la torsion, à choisir selon les recommandations de la résistance des matériaux elle est donnée par la formule suivante :

$$[\tau] = \frac{\sigma_e}{n_s} = \frac{10 \cdot 10^7}{2} = 5 \cdot 10^7 \text{ N} / \text{m}^2$$

Alors :

$$d_{cal} = \sqrt[3]{\frac{4740.2}{0,2 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0,0779 \text{ m}$$

Le diamètre normalise **100 mm** est inférieure par rapport au diamètre réel **141 mm** donc le diamètre qu'on a calculé aux conditions de service est inférieur au diamètre réel alors la condition de résistance est vérifiée.

D'après l'épure des moments fléchissant; nous remarquons que le courbe représentative à une forme d'une parabole avec un maximum à 526,855 N.m qui correspondant à la section la plus sollicitée par les efforts de flexion.

Pour l'épure des moments de torsion; on a une valeur constante de 4704.2 N.m. la valeur maximum du moment équivalent est définie par la relation.

**VI.4.6-Condition de résistance à la flexion et à la torsion :**

La condition de résistance à la flexion est à la torsion est définie par :

$$\sigma_{réel} = \frac{M_{eq \max}}{W_x} \leq [\sigma]_f$$

D'où :  $W_x = 0.1 d^3$  : est le module axiale de résistance qui égale à:

Avec la valeur du diamètre de l'arbre

$$d_{cal} = \sqrt[3]{\frac{M_{eq \max}}{0,1[\sigma]_f}} \leq d_{cal} [mm]$$

$[\sigma]_f$  : la contrainte admissible à la flexion tell que :

$$[\sigma]_f : B [\sigma]_r$$

B : le coefficient de passage de la contrainte de la traction à la contrainte de flexion.

B : 1,2 pour les aciers ordinaires et 1,3 pour les aciers alliés.

$$\sigma_r = \min [\sigma_e / n_e ; \sigma_r / n_r]$$

$n_e$  et  $n_r$  les coefficients de sécurité d'après les normes française ; ils sont égaux respectivement 1,5 et 3

$$[\sigma_r] = \min \left[ \frac{10 \cdot 10^7}{1,5} ; \frac{12 \cdot 10^7}{3} \right]$$

Donc :  $[\sigma_r] = 4 \cdot 10^7 \text{ N.m}^2$

D'où la valeur du diamètre calculé :

$$d_{cal} = \sqrt[3]{\frac{9495,03}{0,1 \cdot 4 \cdot 10^7}} = 0,113 \text{ m}$$

$$d_{cal} = 113 \text{ mm}$$

### Conclusion :

D'après ce calcul nous constatons que le diamètre réel de la section dangereuse ( $d_{réel} = 141,1 \text{ mm}$ ) est suffisamment supérieur à celui calculé ( $d_{cal} = 113 \text{ mm}$ ). Les conditions de résistance à la flexion et à la torsion sont vérifiées.

## **Conclusion générale**

---

L'étude à porte sur la détermination de la poussée axiale s'exerçant sur le rotor du compresseur.

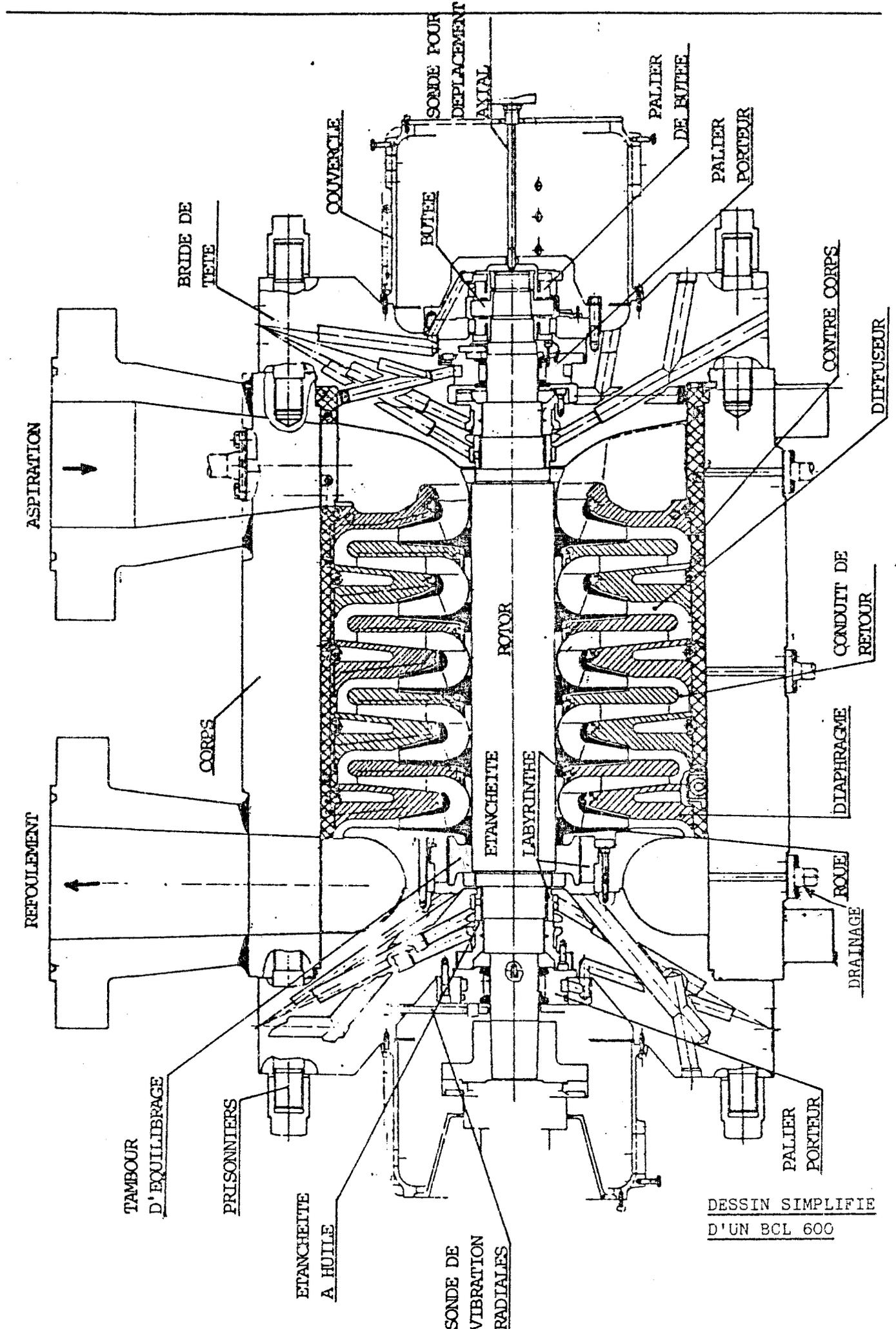
Cette poussée est équilibrée par un disque d'équilibrage, la poussée résiduelle (20%) de la poussée totale est absorbée par la butée.

Les calculs nous ont permis de déterminer la surface du disque d'équilibrage apte à absorber 80% de la poussée totale.

Un calcul mécanique nous a permis de vérifier l'arbre du compresseur à la flexion et à la torsion.

La réalisation de ce mémoire a été un complément essentiel de notre formation théorique au sien de l'université.

I. Schéma typique d'un compresseur BCL. NUOVO PIGNONE



DESSIN SIMPLIFIE  
D'UN BCL 600

## II. signification des abréviations dans l'UTGA

Abréviation	Désignations
A /B	Train de compression
D	Ballon d'aspiration et refoulement
E	Refroidisseur (aérorefrigérant)
K	Compresseur
KT	Turbine à gaz
H	Réchauffeur (four)
C	Stripper
G	Pompe de drainage
E402	Echangeur de chaleur gaz /gaz
E403	Echangeur de chaleur gaz/liquide
D301 ABC	Sécheurs de gaz
100	Section haute pression
200	Section basse pression
300	Section déshydratation
400	Section traitement