

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE KASDI MERBAH-OUARGLA



Faculté des hydrocarbures, des énergies renouvelables et des sciences  
de la terre et de l'univers

Département de forage et de mécanique des chantiers pétroliers

# MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Spécialité : hydrocarbure

Option : mécanique des chantiers pétroliers

*Présenté par :*

*Mehenni walid*

*Hamaimi lakhdar*

**Thème:**

**ETUDE TECHNOLOGIQUE ET ENERGETIQUE  
D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE BCL606**

Encadré par : R.Hadjab

**Nom & Prénom**

**Qualité**

**Université**

M<sup>r</sup> R.MABROUK

Président

Ouargla

M<sup>r</sup> M.BOUKASSANI

Examineur

Ouargla

*Année Universitaire 2015/2016*

Liste des figures

Figure I.1 Classification des compresseurs .....01

Figure I.2 principe de fonctionnement..... 02

Figure I.3 les compresseurs dynamiques..... 03

Figure I.4 Description de compresseur centrifuge .....04

Figure I.5.a volute d'aspiration ..... 07

Figure I.5.b diaphragme d'aspiration..... 07

Figure I.5.c diaphragme intermédiaire ..... 07

Figure I.5.d Volute de refoulement..... 07

Figure I.6 Cycle  
thermodynamique..... 07

Figure I.7 Courbe de compression isothermique ( $P, V$ ) et ( $T, S$ ) ..... 10

Figure I.8 Courbe réelle de la compression ( $T, S$ ) ..... 11

Figure I.9 Diagramme du procédé de compression ( $Z, S$ )..... 13

Figure I.10 diagramme typique de la charge d'une roue ..... 15

Figure I.11 trajectoire d'écoulement dans la roue ..... 15

I.12 courbe typique de performance.....16

Figure II.1 unité de compression..... 20

Figure II.2 compresseur centrifuge BCL606..... 21

Figure II.4 palier d'appui et palier  
butée..... 26

Figure II.5 palier de butee et palier appuie .....27

Figure II.6 Ensemble typique de joints mecanique secs et de joints tertiaires..... 29

Figure III.1 variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S..... .39

Figure III.2 variation de la pression P en fonction du volume V.....40

Figure III.3.a Courbe la pression de refoulement..... 52

Figure III.3.b : Courbe la puissance absorbée.....52

Figure III.4.a : Courbe le taux de compression..... 53

Figure III.4.b : Courbe la température de refoulement..... 53

Figure III.5.a : Courbe de hauteur polytropique..... 54

Figure III.5.b : Courbe de rendement polytropique..... 54

## INTRODUCTION

L'énergie occupe une place prépondérante dans la vie des êtres humains, les sciences et les progrès techniques ont permis à l'homme de découvrir de nouvelles ressources énergétiques à savoir tous les produits à vocation énergétique dont nous citons ; le pétrole et le gaz naturel ; seuls capables de répondre à l'accroissement des besoins en énergie.

Face au pétrole ; le gaz, son concurrent sur les marchés des combustibles est apparu comme une forme d'énergie difficile à mettre en œuvre ; tout particulièrement en raison du poids des investissements et des coûts de transport jusqu'au consommateur.

La section de compression est d'une importance capitale dans l'industrie pétrolière. L'emploi d'un turbocompresseur est nécessaire dans ces types d'installations, ce dernier assure une fonction préliminaire dans la section puisqu'il sert à comprimer l'air à une pression de travail demandée, avec laquelle on assure les autres fonctions ultérieures qui sont nécessaires pour la production.

Les compresseurs sont des appareils qui fournissent de l'énergie aux gaz. Cette énergie permet au fluide de couler dans une conduite, de monter au niveau le plus élevé. Les compresseurs augmentent les énergies des gaz.

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

Notre étude consiste à décrire le compresseur et à faire le calcul thermodynamique de compresseur centrifuge BCL 606

Le travail apporté dans ce mémoire est structuré en trois chapitres:

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les types de compresseurs;

Le deuxième chapitre est consacré à description de compresseur centrifuge type BCL 606

Le troisième chapitre consacré au calcul thermodynamique et interprétation des résultats obtenus du compresseur BCL 606

En outre, le mémoire comporte aussi une introduction, conclusion générale, références bibliographiques.

## I.1 Introduction

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

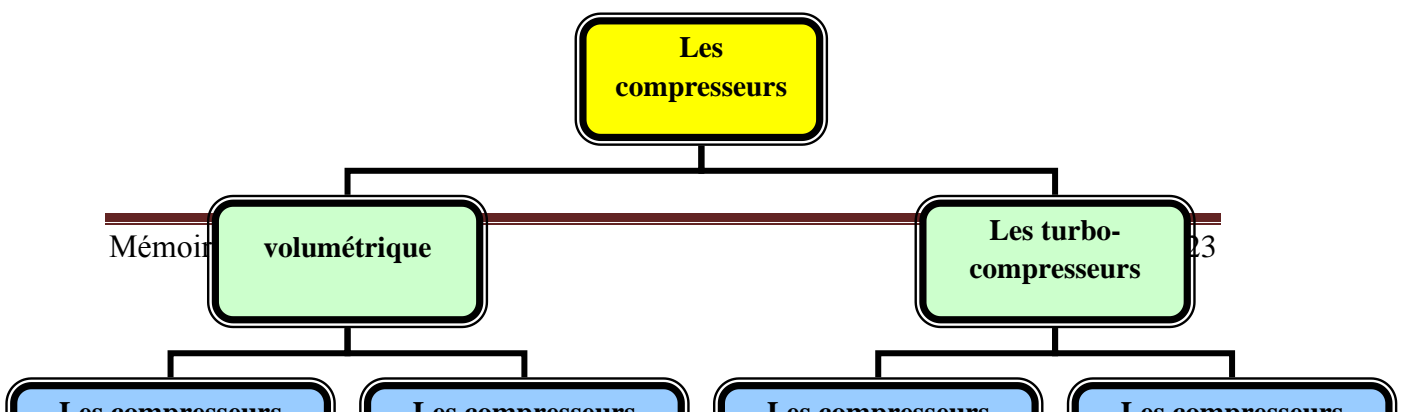
L'élévation de pression d'un gaz pour un compresseur est utilisée pour atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tels que :

- Les réactions chimiques (pression convenable le catalyseur) ;
- Le stockage dans les cavités ;
- La liquéfaction ou la séparation ;
- Les cycles de réfrigération ;
- L'alimentation des réseaux d'air comprimé...etc.

## I.2 Classification des compresseurs

Les compresseurs peuvent être classés selon caractéristiques suivants : figure I.1

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



### I.2.1 Compresseurs volumétrique

Les compresseurs volumétriques sont l'élévation de pression est obtenue on réduisant un certain volume de gaz par action mécanique [1].

#### I.2.1.1 Principe de fonctionnement

Leur principe de fonctionnement est le suivant figure I.2, une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration  $P_1$  est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée généralement, la transformation suit une loi voisine d'un polytropique.

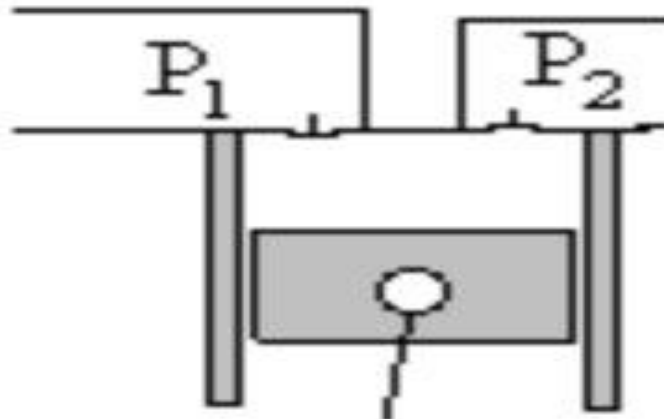


Figure I.2 principe de fonctionnement

#### I.2.1.2 Différent type de compresseur volumétrique

Les compresseurs volumétrique peuvent être choisis suivant les caractéristiques citées au-dessus **figure I.1.**

##### I.2.1.2.1 - Compresseurs alternatif à piston

Dans un compresseur à piston, l'enceinte est le volume délimité par un cylindre, l'une de ses bases qui est fixe, et l'autre qui est un piston mobile dans l'alésage du cylindre, entraîné par un système bielle-manivelle.

En fin de compression, l'enceinte est mise en communication avec le circuit de refoulement, pour que le gaz comprimé à la pression  $P_2$  puisse sortir. Une nouvelle masse de gaz à la pression  $P_1$  est alors aspirée dans les canalisations amont, et ainsi de suite, le fonctionnement de la machine étant cyclique.

Les organes qui commandent le refoulement ou l'admission sont, dans les compresseurs à piston, des clapets automatiquement actionnés par les différences de pression entre l'enceinte et les tubulures de refoulement ou d'admission.

On désigne par cylindrée le volume  $v_s$  balayé par le piston entre ses deux positions extrêmes, et par espace mort et le volume minimal de l'enceinte de compression. Dans les réalisations courantes, est de l'ordre de 3 à 5 %.

Du fait de l'existence de l'espace mort, les compresseurs volumétriques présentent une caractéristique particulière : leur cylindrée apparente est inférieure à leur cylindrée géométrique. Une certaine masse de fluide reste enfermée dans le Compresseur en fin de refoulement, venant ainsi réduire le volume utile de la machine. On caractérise cette réduction de cylindrée par une grandeur appelée rendement volumétrique.

#### **I.2.1.2.2- Compresseur rotatif**

Ces compresseurs tels que les compresseurs à piston compriment les gaz par réduction du volume. Parmi les compresseurs relatifs on distingue :

- Compresseur à palette
- Compresseur à vis
- Compresseur type roots
- Compresseur spirale

#### **I.2.2 Compresseurs dynamiques**

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiaux et centrifuges. [2] Voir figure I.3

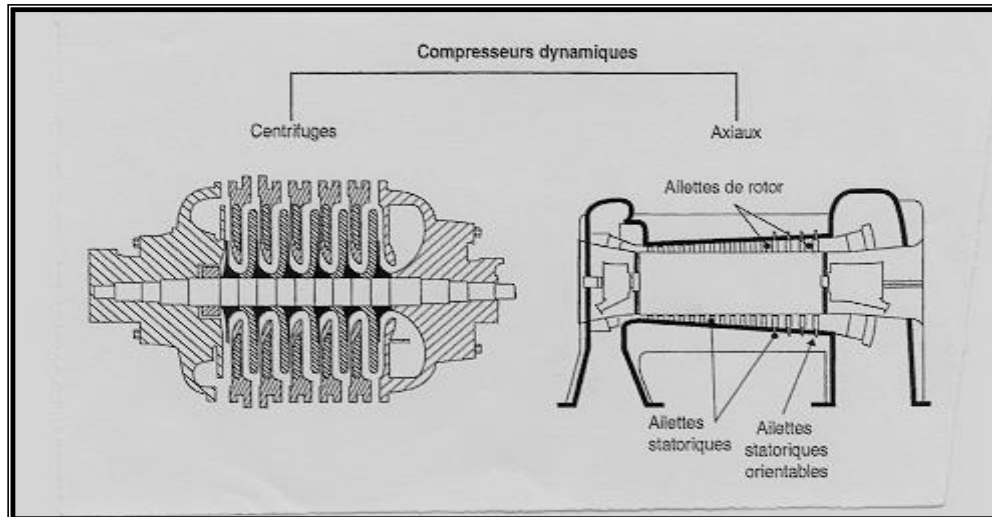


Figure I.3 les compresseurs dynamiques

### I.2.2.1- Compresseurs axiaux

Les compresseurs axiaux sont des machines réceptrices à écoulement axial du compressible, ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation, ils sont caractérisés par le nombre d'étage important et le taux de compression n'est pas élevé.

### I. 2.2.2- Compresseurs centrifuges

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

#### I.2.2.2.1 Description de compresseur centrifuge

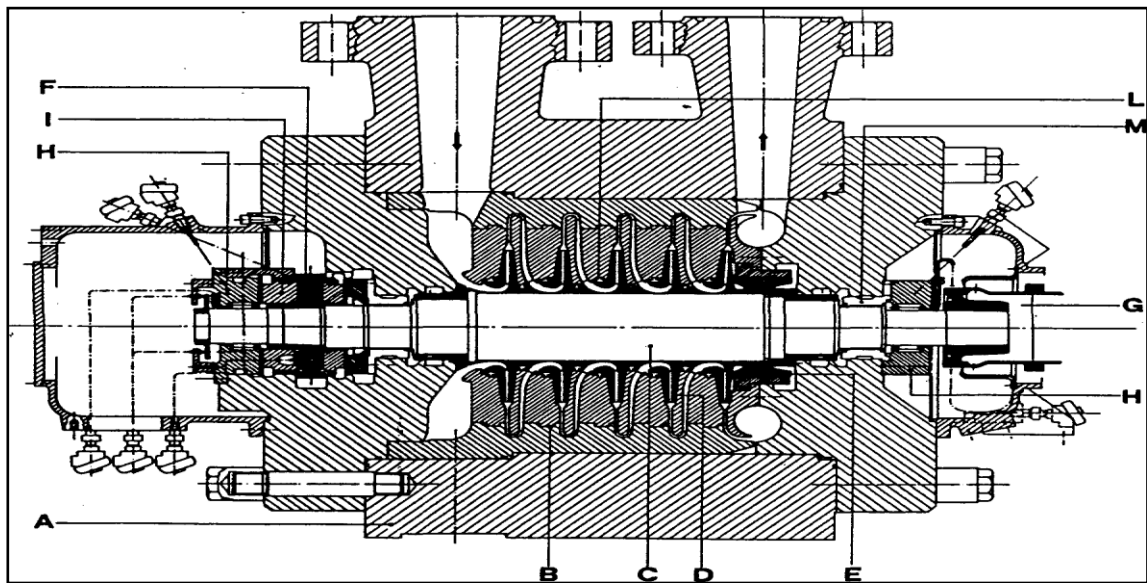


Le compresseur centrifuge est une machine "dynamique" à écoulement continu de fluide. Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans les roues, le reste dans le stator, c'est-à-dire dans le diffuseur.

Figure I.4 Description de compresseur centrifuge

Ce type de machine est constitué par un corps extérieur contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé par l'arbre (C), une ou plusieurs roues (D), le piston d'équilibrage (E) et le collet (F) du palier de butée.

Le rotor entraîné par la machine motrice moyennant le moyeu (G) tourne sur les paliers porteurs (H) et est gardé dans sa position axiale par le palier de butée (I). Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe (L) et, si nécessaire, des étanchéités huile d'extrémité agissent sur le rotor (voir figure I.4). A - corps extérieur; B - diaphragmes; C - arbre; D - roues; E - piston d'équilibrage



; F - collet du palier de butée; G - rotor; H - paliers porteurs; I - palier de butée ;L- labyrinthe

#### I.2.2.2.2 Type des compresseurs centrifuges

La construction de ces compresseurs étant adapté au cas particulier de chaque réalisation on distingue.

##### I.2.2.2.2.1- Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal

Ces compresseurs fonctionnent généralement à basses pressions (au-dessous de 60 bars) et débits importants.

Le corps ouvert horizontalement est constitué évidemment de demi-corps unis sur le plan de joint horizontal.

Les compresseurs avec corps ouvert horizontalement sont indiqués par le signe MCL et peuvent être subdivisés à leur tour suivant le nombre de section.

- Compresseurs MCL
- Compresseurs 2MCL
- Compresseurs 3MCL
- Compresseurs DMCL

#### **I.2.2.2.2 - Compresseurs avec corps ouverts verticalement**

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques. C'est pour cette raison que ce type de compresseur est dénommé « barrel ». Ces compresseurs, généralement multi-étagés, peuvent marcher à des pressions élevées (jusqu'à 700 kg/cm<sup>2</sup>).

Le rotor et les diaphragmes situés à l'intérieur du corps ne diffèrent pas fondamentalement de ceux des compresseurs MCL.

- Compresseurs BCL
- Compresseurs 2BCL
- Compresseurs DBCL

#### **I.2.2.2.3 - Compresseurs avec corps en forme de cloche**

- BCL avec corps en forme de cloche
- Compresseurs type PCL
- Compresseurs type « SR »

#### **I.2.2.2.3 Principe de fonctionnement**

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé volute d'aspiration figure I.5.a et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales. Dans la chambre annulaire du côté

opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz.

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration figure I.5.b et donc aspiré par la première roue. La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression. Puis le gaz parcourt le canal de retour, celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire figure I.5.c où se trouvent les aubes qui ont à tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante. La disposition des aubes est telle qu'elle permet de 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. Pour réduire au minimum les fuites internes de gaz, des joints labyrinthes formés de 2 ou plusieurs segments de bagues, sont montés sur le diaphragme. La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement figure I.5.d , qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement.

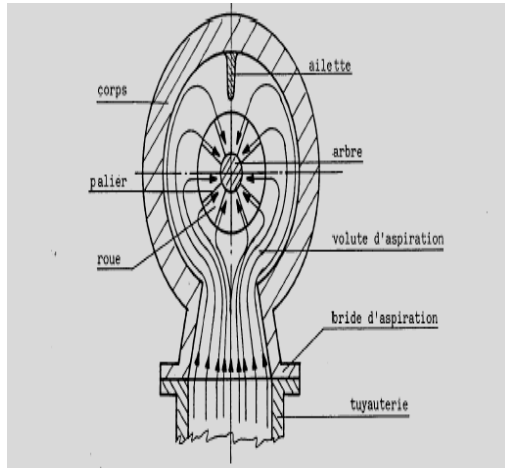


Figure I.5.a volute d'aspiration

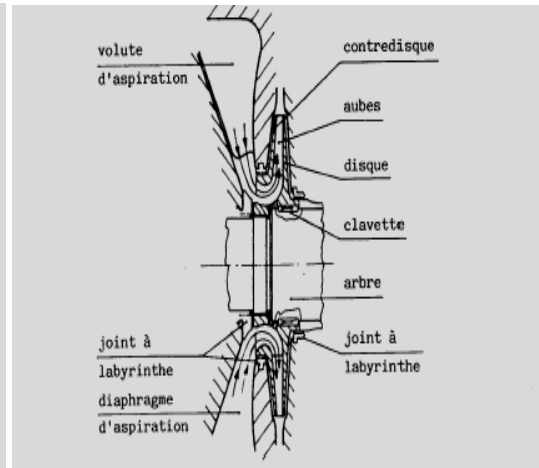


Figure I.5.b diaphragme d'aspiration

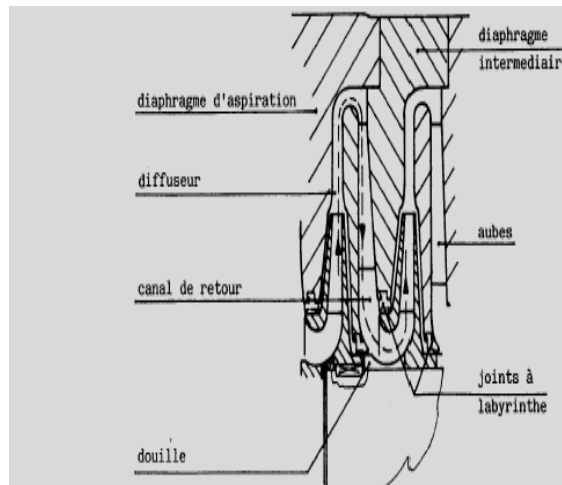


figure I.5.c diaphragme intermédiaire

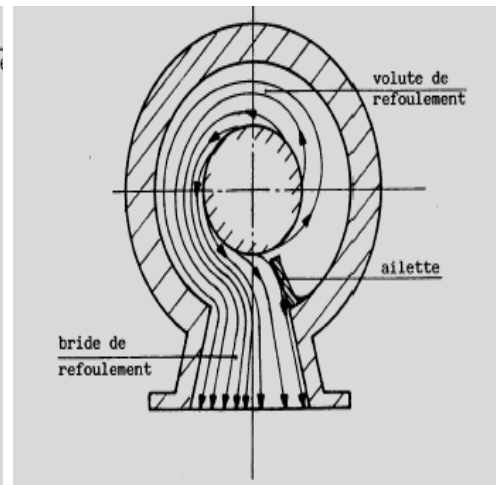


Figure I.5.d Volute de refoulement

### I.3 Cycle thermodynamique

Les gaz étant des fluides compressibles [3], il est nécessaire et important d'abord de connaître et définir les principes et modes de compression d'un gaz.

#### I.3.1 cas général

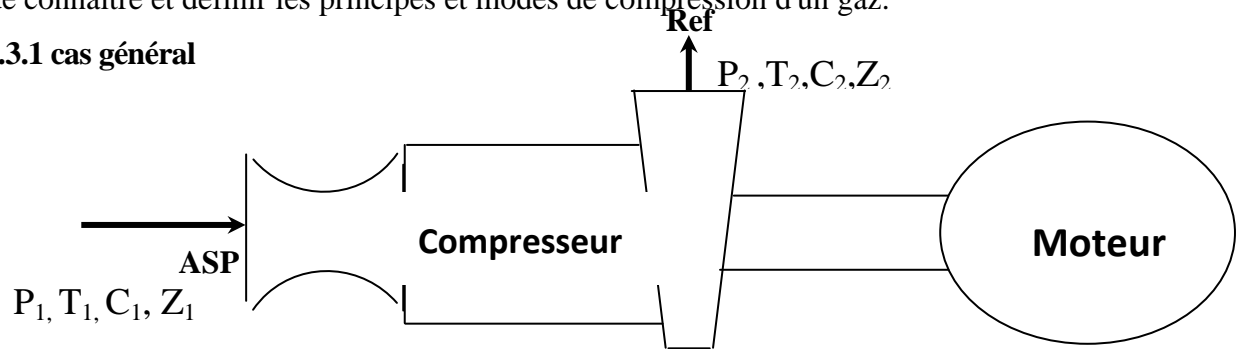


Figure I.6 Cycle thermodynamique

Les données à l'entrée

$P_1$  - pression atmosphérique [ $N/m^2$ ] ;

$T_1$  - température [ $K$ ] ;

$C_1$  - vitesse [ $m/s$ ] ;

$Z_1$  - hauteur [ $m$ ].

Considérons un compresseur de gaz, d'un type non précis. Les lois générale de l'écoulement permanent de ce fluide compressible, appliquée entre les points (1-2) d'entrée et de sortie du compresseur sont données par la relation :

$$(Q + W)_{1-2} = (H_2 - H_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1) \quad (I.1)$$

Où :

$Q$  - La chaleur échangée avec le milieu extérieur [ $J / Kg$ ] ;

$W$  - Le travail échangé avec l'extérieur et le fluide [ $J / Kg$ ] ;

$H$  - L'enthalpie du gaz [ $J / Kg$ ] ;

$C$  - La vitesse de l'écoulement du gaz [ $m/s$ ];

$Z$  - L'élévation géométrique [ $m$ ].

D'autre part, la loi thermodynamique des gaz parfaits nous donne la révélation suivante :

$$PV^\gamma = cte \quad (I.2)$$

Où :

$P$  - La pression du gaz [ $N/m^2$ ];

$V$  - Le volume spécifique du gaz [ $m^3/kg$ ];

$\gamma$  - indice adiabatique.

### **I.3.1.2 La transformation du fluide compressible dans le compresseur**

La transformation de (1 à 2) peut se faire sous différentes façons :

1- en compression adiabatique ;

2 - en compression isothermique ;

3 - en compression polytrophique.

Nous serons amenés également à tenir compte des frottements dans les machines réelles.

#### **I.3.1.2.1 - Cas de la compression adiabatique dans un compresseur parfait**

Dans le compresseur adiabatique ou isentropique, il n'y pas d'échange de chaleur entre le compresseur et le milieu extérieur, toute la chaleur dégagée par la compression est conservée, soit une étanchéité parfaite.

On a :  $\gamma = 1,4$  pour l'air.

- ce qui donne:  $\Delta Q = 0$ , l'équation (I.1) devient

$$W_{1-2} = (H_2 - H_1) + \frac{C_2^2}{2} \quad (I.3)$$

Cette relation s'écrit aussi :

$$(H_2 - H_1) = C_p (T_2 - T_1) \quad (I.4)$$

$C_p$  - coefficient de chaleur massique moyenne entre  $T_1$  et  $T_2$  [ $J/Kg.K$ ];

$T_1, T_2$  - température du gaz entre l'entrée et la sortie [ $.K$ ];

On a pour un gaz parfait la relation suivante :

$$P_1 V_1 = r T_1 \quad (I.5)$$

et

$$P_2 V_2 = r T_2 \quad (I.6)$$

En divisant l'équation (I.5) sur l'équation (I.6) on obtient :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \times \left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (I.7)$$

Ensuite on trouve la relation suivante :

$$T_2 - T_1 = T_1 \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (I.8)$$

D'où on obtient la nouvelle forme de l'équation (I.3)

$$W_{1-2} = C_p T_1 \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + \frac{C_2^2}{2} \quad (I.9)$$

On remarque que le travail dépend du taux de compression  $\frac{P_2}{P_1}$ , de la température initiale  $T_1$  et de la vitesse de sortie  $C_2$ .

### I.3.1.2.2 - Cas de la compression isothermique dans un compresseur parfait

Dans ce cas, la chaleur dégagée par le compresseur est entièrement et totalement prélevée et dissipée vers l'extérieur ce qui entraîne un refroidissement parfait de la machine figure I.7.

Comme  $Z_1 = Z_2$  l'équation (I.3) s'écrit sous la forme suivante :

$$(Q + W)_{1-2} = (H_2 - H_1) + \frac{C_2^2}{2} \quad (I.10)$$

L'enthalpie dans le cas d'une transformation isotherme :

$$H_2 - H_1 = Cp(T_2 - T_1) = 0 \quad (I.11)$$

Puisque  $T_1 = T_2$  on aura

$$(Q + W)_{1-2} = \frac{C_2^2}{2} \quad (I.12)$$

Cas de compresseur parfait : on a  $\frac{C_2^2}{2} = 0$  alors :

$$(Q + W)_{1-2} = 0 \quad (I.13)$$

D'où

$$W_{1-2} = (-Q_{1-2}) \quad (I.14)$$

Par conséquent :

$$W_{1-2} = Q_{1-2} = \int_{P_1}^{P_2} V dp \quad (I.15)$$

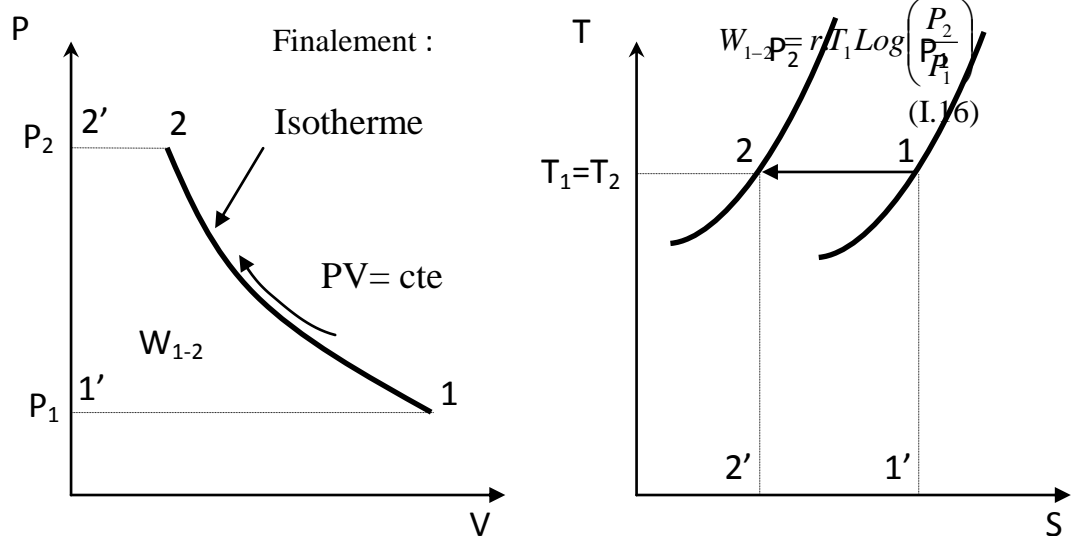


Figure I.7 Courbe de compression isothermique ( $P, V$ ) et ( $T, S$ ).

Aire 1'1 .2'2 :  $W_{th}$  (diagramme PV).

Aire 1'1. 2'2 :  $Q_{1-2}$  (diagramme TS)

### I.3.1.2.3 - cas de la compression polytropique dans un compresseur calorifugé

La compression polytropique est une compression réelle, l'augmentation réelle d'enthalpie est plus élevée que l'augmentation isentropique d'enthalpie voir figure I.8.

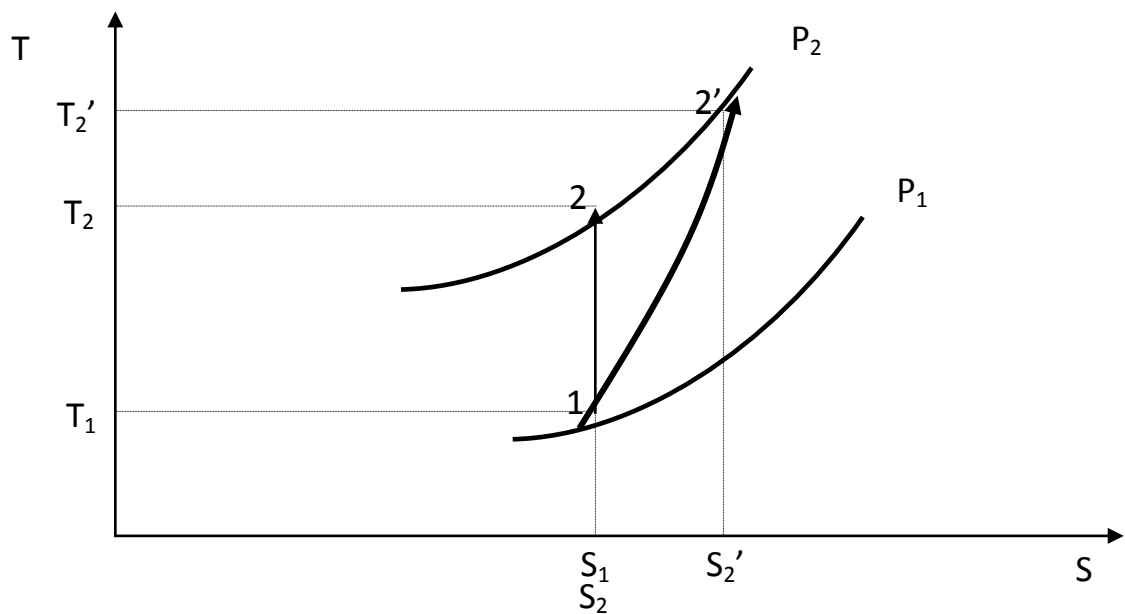


Figure I.8 Courbe réelle de la compression (T, S).

Point 2' : point finale de la compression réelle

$$H_2' - H_1 > H_2 - H_1 \quad (I.17)$$

et

$$T_2' - T_1 > C_p (T_2 - T_1) \quad (I.18)$$

Avec ici :

$$P.V^n = Cte \quad (I.19)$$

Où :

$n$  - Exposant polytropique  
 $(1 < n < 1.4)$

Le travail peut être exprimé par :



$$W_{1-2} = PdV = VdP \quad (\text{I.20})$$

On obtient la relation :

$$W_{1-2} = P_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right) - 1 \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{I.21})$$

Par conséquent :

$$W_{1-2} = rT \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right) - 1 \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{I.22})$$

De même, le travail dépend du taux de compression, de la température initial et du rendement de la compression (appelle souvent rendement isentropique) peut être s'écrit sous la forme suivante.

$$\eta_h = \frac{H_2 - H_1}{H_{2'} - H_{1'}} \quad (\text{I.23})$$

ou

$$\eta_h = \frac{Cp(T_2 - T_1)}{Cp(T_{2'} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \quad (\text{I.24})$$

Le travail nécessaire de la compression est nettement inférieur à celui de la compression isentropique, donc l'apport de l'énergie est le plus faible dans les applications industrielles, il faut toujours chercher à s'approcher de la compression parfaite pour un bon refroidissement.

### I.3 Représentation du procédé de compression sur le diagramme (Z, S)

Il est possible d'analyser tout le procédé de compression qui a lieu dans un étage d'un compresseur sur un diagramme Mollier (h, S) du fluide traité voir figure I.9.

Toute la phase de compression, c'est-à-dire tout le procédé de traitement du gaz dans l'étage, à pour but d'augmenter la pression du gaz de la pression initiale  $P_A$  à la pression finale  $P_B$ .

Cependant ce procédé a eu lieu en plusieurs phases, chacune se produisant dans une partie différente de la machine.

Admettons que l'étage soit l'étage initial. Le fluide qui se trouve à l'extérieur de la machine à la pression  $P_A$ , température  $T_A$  ...etc. c'est-à-dire dans les conditions du point A (figure I.9) arrivera à l'entrée de la tubulure d'aspiration du compresseur dans les conditions 0, c.-à-d. à une vitesse  $C_0$ , une pression  $P_0$ , une température  $T_0$  ...etc.

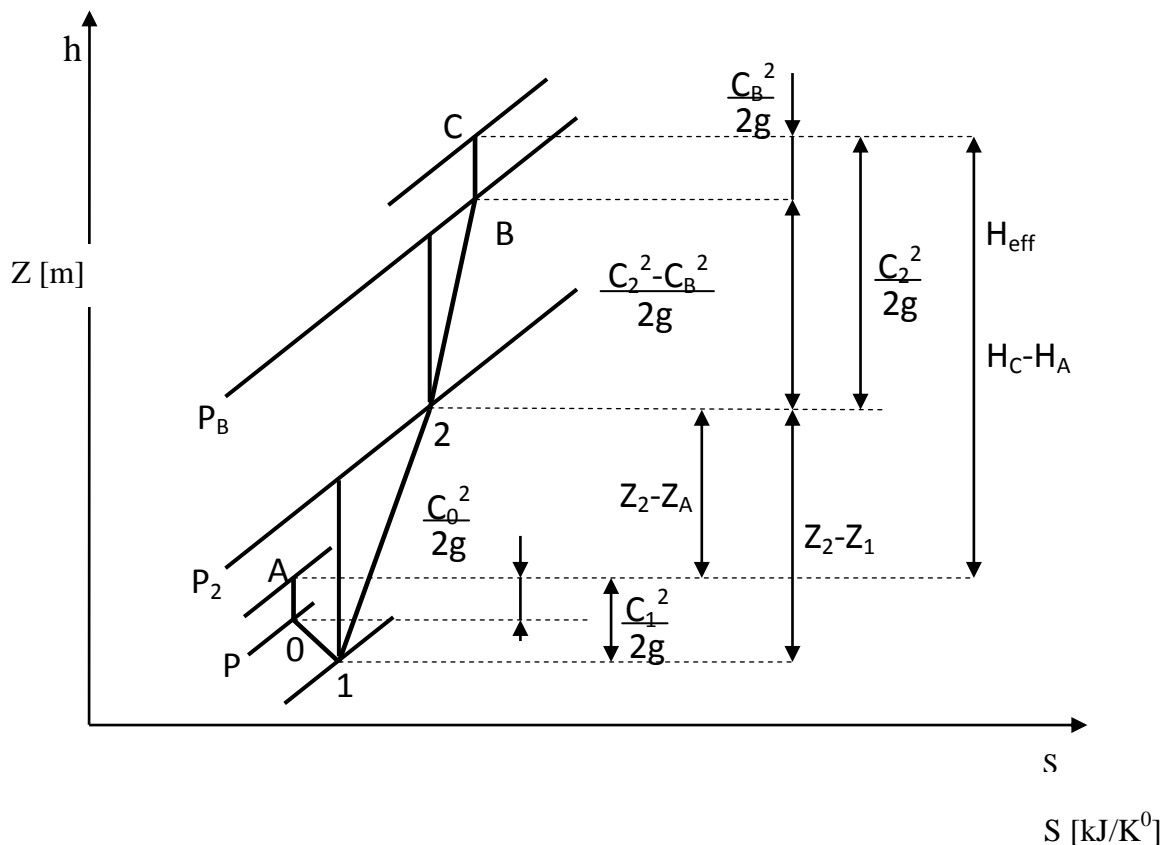


Figure I.9 Diagramme du procédé de compression (Z,S).

Il subira donc, suite à l'aspiration, une augmentation ultérieure de la vitesse de façon à arriver à l'entrée de la roue à une vitesse  $C_0$ , une pression  $P_1$  ...etc.

Cette augmentation de vitesse se produit avec des pertes, par conséquent sur le plan Mollier le point représentatif des conditions du fluide à l'entrée de la roue est le point 1.

Le fluide passe donc dans la roue où se produit, échange d'énergie entre la machine et le fluide, qui sortira à la pression  $P_2$ , à la température  $T_2$  et à une vitesse absolue  $C_2$ , c.-à-d., avec un contenu énergétique par unité de poids égal a :

$$Z_c = Z_2 + \frac{C_2^2}{2g} \quad (\text{I.25})$$

L'unité de poids du fluide aura donc subi, à l'intérieur de la roue, une augmentation d'énergie sous forme potentielle ( $Z_2-Z_1$ ) ainsi qu'une augmentation ultérieure due à la différence de :

$$Z_2 - Z_1 = \frac{C_2^2}{2g} - \frac{C_1^2}{2g} \quad (\text{I.26})$$

Représentant un accroissement d'énergie subi sous forme cinétique, après avoir quitté la roue, le fluide parcourt le diffuseur, canal de retour où il transforme une partie de l'énergie cinétique en énergie potentielle, en sortant donc de l'étage aux conditions  $B$  et à une vitesse  $C_B$  donc:

$$Z_c = Z_B + \frac{C_B^2}{2g} \quad (\text{I.27})$$

#### I.4 Pompage dans un compresseur centrifuge

Dans un compresseur centrifuge, il existe pour toute vitesse une certaine capacité en-dessous de laquelle le fonctionnement est instable. Ce point de rupture est appelé le point de pompage. Le fonctionnement instable pulsative en dessous de ce point est appelé pompage. Ce qui suit donne une explication du pompage, de ses effets et les moyens de l'éviter[4].

##### I.4.1 Explication du pompage

La figure I.10 montre une roue typique d'un compresseur centrifuge avec des ailettes incurvées vers l'arrière. Ces ailettes sont utilisées pour la plupart des applications industrielles et de processus. Un diagramme vectoriel a été développé à la sortie de la roue. La charge développée dans un étage d'un compresseur centrifuge est une fonction du produit de la composante tangentielle de la vitesse absolue à la sortie de la roue et du rendement hydraulique à une vitesse de rotation donnée. La capacité de l'étage étant diminuée par rapport à la valeur de calcul à vitesse constante, la valeur de la vitesse relative reste presque constante, sauf en ce qui concerne l'effet de glissement résultant d'un effet de circulation à l'extrémité de la roue. Il apparaît donc que, si la capacité est diminuée à vitesse constante, la valeur de la vitesse à la sortie de la roue augmente, et ceci à un taux beaucoup plus élevé que la diminution du

rendement hydraulique. Il en résulte une augmentation de la charge développée par l'étage puisque la capacité est progressivement réduite en dessous de la valeur de calcul avec comme résultat une caractéristique typique du débit de charge d'un compresseur centrifuge.

Cette capacité étant réduite, le canal d'écoulement de la roue n'est pas complètement rempli. En réalité, un peu de recirculation localisée se produit dans le canal d'écoulement et plus le débit diminue, plus cet effet de circulation devient important.

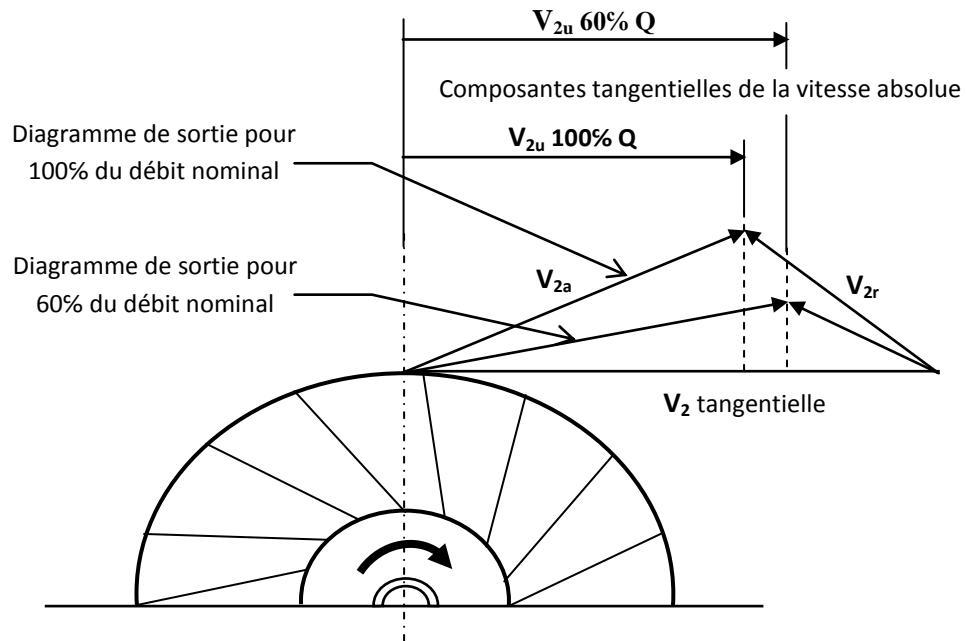


Figure I.10 diagramme typique de la charge d'une roue

A environ 60 % de la capacité de calcul de l'étage, le schéma d'écoulement dans la roue résultant de cet effet de circulation s'écroule figure I.11. Le pourcentage réel dépend du niveau de vitesse, du nombre de MACH et des poids moléculaires.

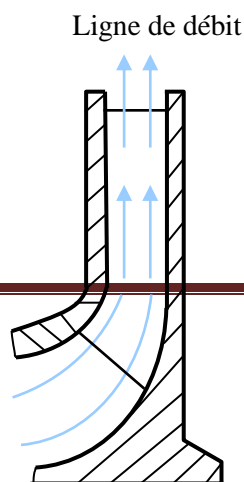


Figure I.11 trajectoire d'écoulement dans la roue

Au moment où le schéma d'écoulement s'écroule, la roue ne peut plus maintenir l'augmentation de pression qu'elle avait développée. Le niveau de pression dans le réservoir en aval du compresseur est supérieur à celui à un emplacement donné à l'intérieur et le débit s'inverse donc localement pour suivre le gradient de pression. Ceci n'implique que la capacité continue à diminuer jusqu'à ce que la pression du réservoir en aval soit suffisamment basse pour que la roue puisse la dépasser.

Ceci est indiqué par les points (3) en figure I.12. Quand la pression en aval est tombée à un niveau correspondant au point (3), la roue peut de nouveau commencer à débiter et elle assure immédiatement une capacité correspondante au point (4).

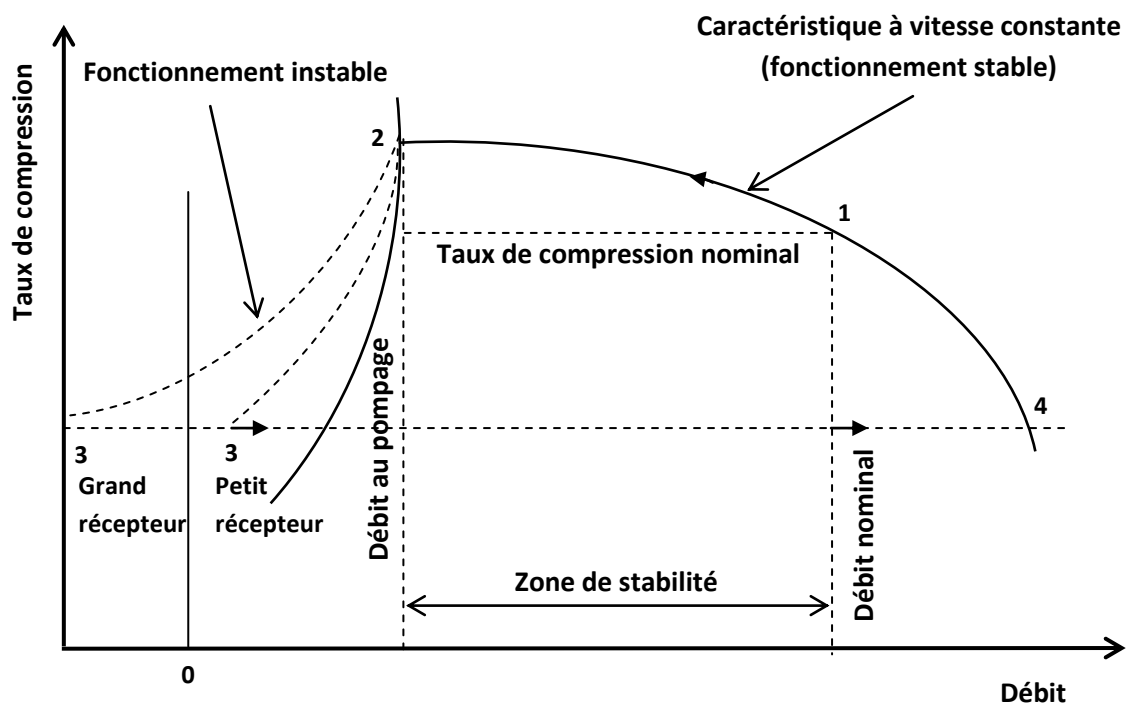


Figure I.12 courbe typique de performance

Si la condition ayant provoqué le pompage n'a pas été éliminée, la capacité du compresseur sera de nouveau progressivement diminuée le long de la courbe de vitesse constante par le point (1) au point (2) et le cycle de pompage se répétera.

La fréquence du pompage est bien entendu une fonction du temps nécessaire au compresseur pour changer la capacité du point (2) par le point (3) et point (4), et finalement retour au point (2). Si la capacité du réservoir en aval est importante, la fréquence de pompage sera faible et sa violence sera audible. Si la capacité du réservoir en aval est faible, la fréquence sera élevée et la violence considérablement diminuée et peut-être tout juste audible. Ceci dépend également de la pression en jeu. Plus la pression est élevée, plus l'énergie est importante.

Un clapet de non retour peut être installé dans la ligne de refoulement du compresseur aussi près que possible de la bride du compresseur pour diminuer l'amplitude du pompage, s'il survenait.

Même si un étage de compresseur centrifuge fonctionnant à vitesse constante passera en pompage à environ 60 % de la capacité de calcul, la stabilité des unités multi-étagés est sensiblement plus faible. Ceci résulte des caractéristiques de base de chaque étage du compresseur puisque à des capacités inférieures au calcul, une diminution de volume plus importante est obtenue. Ainsi, si chaque étage d'un compresseur multi-étagés pompe à 60 % de la capacité de calcul, l'unité globale peut pomper à 70 % de la capacité de calcul à l'entrée de l'unité. Ce débit correspond à 60 % de la capacité de calcul de la dernière roue à cause de la réduction de volume plus forte rencontrée dans les étages précédents.

Un compresseur passera inévitablement en pompage quand la capacité à travers lui est trop réduite pour une vitesse donnée où si l'on lui impose une pression différentielle supérieure à celle qu'il peut développer à une vitesse donnée.

Un pompage violent ou prolongé peut provoquer la défaillance du palier de butée. Le pompage pendant une période prolongée provoquera également une surchauffe du compresseur.

Si le poids moléculaire du gaz pompé augmente au-dessus du poids moléculaire pour lequel le compresseur a été conçu, la stabilité du compresseur se trouve diminuée à une vitesse donnée. Ici, la stabilité est définie comme étant la différence de la capacité de calcul et la capacité au point de pompage à la vitesse de calcul, divisée par la capacité de calcul et elle est indiquée en % de la capacité de calcul.

#### **I.4.2 les méthodes utilisées pour éviter le pompage**

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

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

Les mesures à prendre pour sortir un compresseur du pompage dépendant de ce qui peut être fait avec le processus concerné. Si la vitesse reste constante, il faut augmenter le débit dans le compresseur ou diminuer le rapport de pression à travers le compresseur pour éliminer le pompage.

Si le processus exige un rapport de pression plus élevé que celui que le compresseur peut développer à une vitesse donnée, une augmentation du rapport de pression peut être obtenu en augmentant la vitesse du compresseur. Cette augmentation de vitesse sera limitée par la vitesse de service maximale admise du compresseur et de l'entraînement.

Si le processus exige une capacité plus faible que celle que le compresseur peut développer à une vitesse donnée, la vitesse peut être diminuée si le rapport de

pression peut être réduit. Pour la diminution de vitesse, la 1<sup>ère</sup> vitesse critique du compresseur de l'entraînement peut être le facteur de limitation

### **I.5 conclusion**

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

## **II .1 Generalites**

Le gaz de processus est comprimé de 22.96 bar abs (2296 kpa abs) à 85.29 bar abs (8529 kpa abs) par un étage de compression. En utilisant un compresseur centrifuge du type BCL606.

Le compresseur est entraîné au moyen d'une turbine à gaz MS5002/D (Fournie par Nuovopignone) couplée au compresseur BCL606 au moyen d'un accouplement .par un réducteur de transmission croissant de vitesse (Fournie par BHS).

Le patin à turbine à gaz et le patin à compresseur centrifuge sont montés sur une plaque de base commune.sur laquelle s'appuient la console d'huile minérale et le panneau du gaz d'étanchement[5].

La disposition des machines comprises dans l'unité est représentée sur le dessin simplifié à la figure II.1



## II.2 Description de compresseur type BCL606

### II.2.1 Compresseur type BCL

Les compresseurs NuovoPignone sont désignés par une série de lettres majuscules et numéros.

Les majuscules décrivent les caractéristiques du carter, BCL indique un compresseur avec corps à plan de joint vertical (type de carter en forme de canon).

Les numéros suivant les lettres décrivent la "dimension" nominale du compresseur et le nombre des impulseurs.

Exemple: la désignation BCL606 indique un compresseur ayant la "dimension" nominale 600, un étage de compression, un corps à plan de joint vertical et un rotor à six impulseurs.

Dans le cas où une minuscule (a, b, c, d) est placée après les numéros, cela indique la pression de calcul du carter, qui est supérieure à la valeur standard pour ce type de compresseur.

Ce compresseur a un étage de compression et consiste essentiellement dans une unité statique (carter, têtes de carter, couvercles, diaphragmes, dispositifs d'étanchement et paliers) et une unité mobile (rotor formé par l'arbre, les impulseurs et le tambour d'équilibrage). Le compresseur type BCL est expressément désigné à fournir des gaz à hautes pressions.

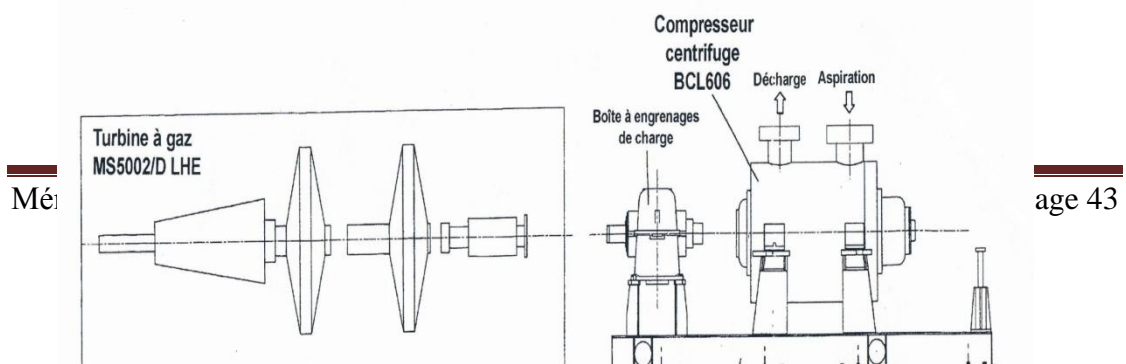
### II.2.2 Compresseur BCL606

Le compresseur décrit à la page de couverture est BCL606.

Les brides d'aspiration et de décharge du compresseur sont tournées vers le haut.

Le compresseur centrifuge BCL606, avec un étage de compression et une "dimension" nominale de 600, a un arbre et six impulseurs.

Les diamètres réels de l'impulseur sont montrés sur le dessin du compresseur à rotor. Le dessin simplifié de l'ensemble d'un compresseur centrifuge type BCL606 à la figure II.2 .



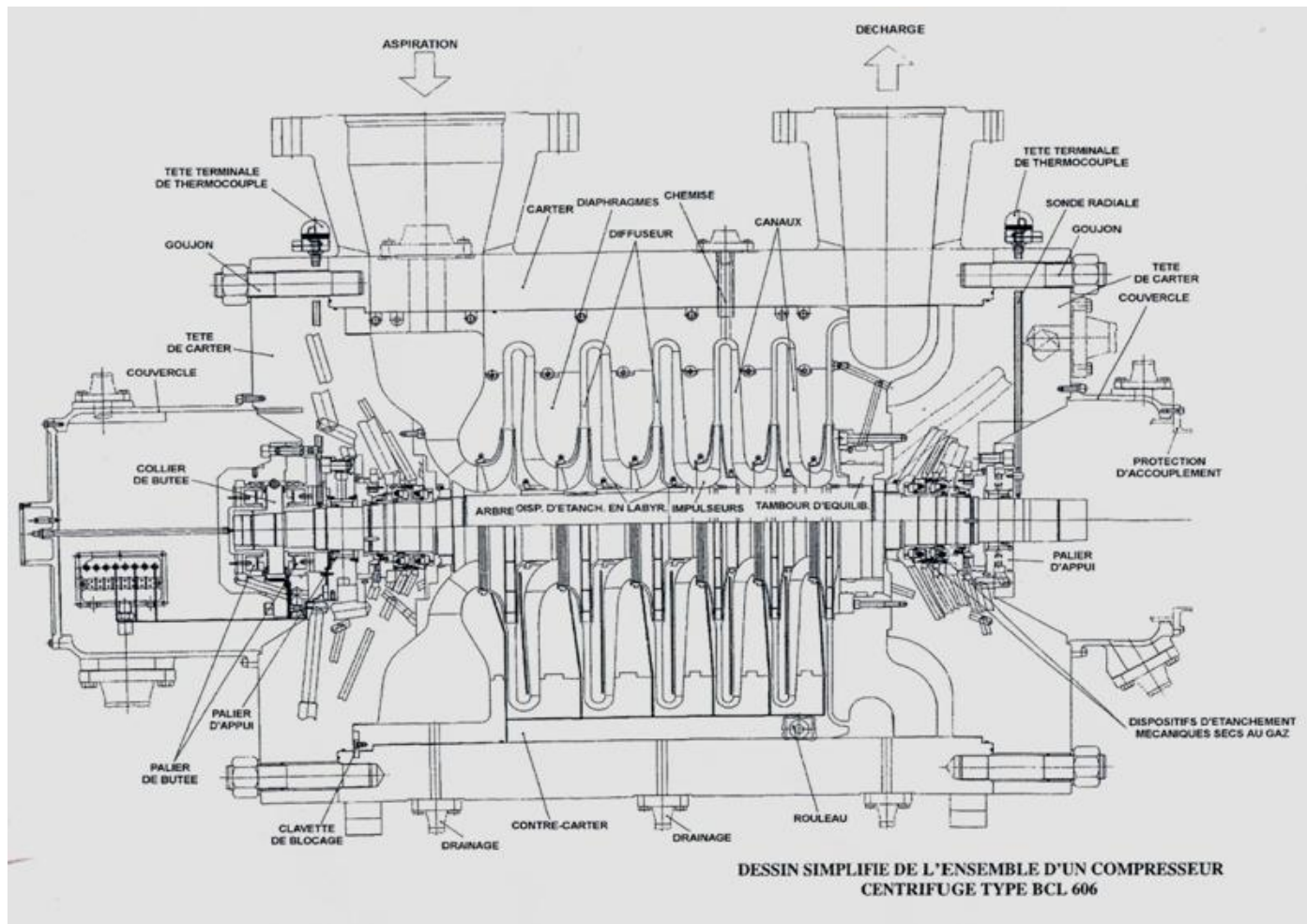


Figure II.2 compresseur centrifuge BCL606

Figure II.2 compresseur centrifuge BCL606

### **II.2.3 Carter BCL - 2BCL**

Le carter des compresseurs BCL est en forme de canon et fermé aux extrémités par deux brides verticales (têtes de carter).

Les têtes de tubage et les surfaces d'accouplement du carter sont précisément usinées pour le meilleur montage. Les têtes de tubage et le carter sont maintenus bien fixés ensemble par les goujons du carter.

Les injecteurs d'aspiration et de décharge sont soudés au carter.

Quatre pieds projetés à partir de la ligne horizontale centrale et appuyés sur des piliers spéciaux forment le support pour le carter. Les pieds à l'extrémité d'accouplement (ou l'extrémité principale d'accouplement) sont fournis avec des clavettes parallèles fixées par vis afin de positionner la machine en direction longitudinale.

Deux clavettes parallèles, fixées par vis soudées au carter le long de l'axe longitudinale du compresseur, s'ajustent dans les dispositifs correspondants de guidage, soudés à la plaque de base et positionnent la machine en direction transversale. Cette disposition permet l'expansion thermique sans que le réglage de l'alignement de la machine soit nécessaire.

Les deux têtes de tubage, installées sur les extrémités du carter, appuient chacune le logement pour les paliers du rotor et les logements pour les dispositifs d'étanchement d'extrémité, qui empêchent les fuites de gaz provenant du carter.

Les têtes de tubage sont en forme d'entonnoir afin de fournir une résistance plus grande aux pressions et de réduire la distance d'entre les paliers d'appui.

### **II.2.4 Diaphragmes BCL**

L'ensemble de diaphragmes, monté autour de l'ensemble du rotor, forme les pièces stationnaires des étages de compression.

Les passages annulaires par les diaphragmes constituent les diffuseurs dans lesquels l'énergie cinétique du gaz à la sortie de l'impulseur est transformée en pression.

Ces passages constituent aussi les canaux de retour qui transmettent le gaz de manière efficace à l'oeillard de la roue.

Tous les diaphragmes sont formés de moitiés fendues sur l'axe horizontal; les moitiés du diaphragme sont montées dans un carter opposé, fendu lui aussi sur l'axe horizontal; ainsi en résultant, deux faisceaux séparés de moitiés.

Les moitiés supérieures des diaphragmes sont maintenues en leur position dans le carter opposé par des vis de pression le long de la ligne centrale, ce qui permet le levage de la moitié supérieure sans aucun risque de sortie des diaphragmes.

Les joints à labyrinthe sont installés dans les diaphragmes à tous les points de jeu léger interne afin de minimiser les fuites de gaz qui peut provenir de la décharge dans les zones de pression d'aspiration des impulseurs.

Les joints annulaires, installés dans les cannelures usinées à la périphérie du carter opposé, préviennent les fuites du gaz sous haute pression dans des zones à une plus basse pression.

Un ensemble de rouleaux est positionné du côté de décharge du carter opposé inférieur afin de faciliter l'insertion du diaphragme/du faisceau de rotor complet(ète) dans le carter, là où il est retenu et positionné en plan axial à l'aide d'une tête de tubage et d'une clavette de positionnement, insérée entre le faisceau et le carter.

### **II.2.5 Rotor**

Il consiste dans un arbre sur lequel sont montés les impulseurs et les entretoises.

Les entretoises sont rétractées sur l'arbre et positionnent les impulseurs dans le plan axial et protègent les sections de l'arbre, entre les impulseurs, contre le contact avec le gaz.

L'impulseur est la partie du compresseur centrifuge qui ajoute en vitesse au gaz.

Les impulseurs sont d'un type enfermé à aube arrière et sont rétractés et clavetés dans l'arbre.

Avant d'être monté sur l'arbre, chaque impulseur est dynamiquement équilibré et soumis à l'essai à une vitesse à 15% supérieure à la vitesse maximale continue.

Pendant l'exploitation du compresseur, le rotor est soumis à une poussée axiale dans la direction de l'extrémité d'aspiration, générée par la différence de pression agissant sur la flasque et le disque de chaque impulseur.

La plus grande partie de la poussée est équilibrée par le tambour d'équilibrage. La poussée axiale résultante est absorbée par le palier de butée.

### **II.2.6 Tambour d'équilibrage**

Le rotor du compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale vers l'extrémité d'aspiration en raison de la pression différentielle générée sur le disque et le couvercle de chaque impulseur.

La plus grande partie de la poussée est équilibrée par le tambour d'équilibrage fourni à l'extrémité de l'arbre, adjacent à l'étage du dernier impulseur.

Le tambour d'équilibrage et la garniture à labyrinthe correspondante forment, avec la garniture à labyrinthe fournie à l'extrémité de l'arbre, la dite, chambre d'équilibrage.

On obtient cela par la soumission de la zone du côté externe du tambour d'équilibrage à une basse pression (environ la pression d'aspiration), en créant ainsi une pression différentielle à direction opposée à celle des impulseurs. Cette basse pression est atteinte en connectant la zone derrière le tambour d'équilibrage à l'aspiration du compresseur par une ligne de gaz d'équilibrage.

La dimension du tambour d'équilibrage est telle que la poussée axiale, bien que non entièrement équilibrée, est considérablement réduite, le reste de la poussée étant absorbé par le palier de butée, qui assure que le rotor ne peut pas se déplacer en direction axiale.

Le tambour d'équilibrage est rétracté au chaud sur l'arbre. Les impulseurs, les chemises d'écartement et l'ensemble du tambour d'équilibrage sont maintenus sur l'arbre par un collier de blocage.

Après que le tambour d'équilibrage a été monté au rotor, l'ensemble est dynamiquement rééquilibré.

### **II.2.7 Palier de butée**

Le palier de butée monté sur l'extrémité du carter est du type Kingsbury à double actionnement et est positionné aux deux côtés du collier de butée du rotor.

Il est désigné à absorber la poussée axiale résiduelle, actionnant sur le rotor, c'est-à-dire partiellement équilibré par le tambour d'équilibrage.

Il est prévu avec un segment racleur de l'huile (S.R.H.) afin de minimiser la perte de puissance entraînée par le barattage de l'huile dans la cavité du palier pendant le fonctionnement sous haute pression. Dans d'autres cas, une bague de support de palier de butée forme une chambre annulaire autour du collier, ce qui constitue la fonction de la S.R.H..

### **II.2.8 paliers d'appui**

Les paliers d'appui sont du type à patins oscillants avec lubrification forcée. L'huile sous pression passe par les paliers en direction radiale et passe par les trous afin de lubrifier les patins et les blocs. Ensuite elle est latéralement déchargée.

Les patins de paliers (A) sont en cuivre chromé, intérieurement revêtus en métal blanc. Ils sont intégrés avec les blocs en acier (B) et sont localisés dans le siège adéquat par la coquille (C) et par deux bagues de grillage de protection de l'huile (E).

Les patins peuvent se balancer à l'intérieur de la coquille en direction radiale comme en direction axiale pour l'amortissement maximal de la vibration radiale du rotor.

La rotation des patins à l'intérieur de la coquille de coussinet est empêchée par les goupilles faisant saillie des vis (D) vissées dans la coquille.

Le palier est fixé en direction axiale à la tête de tubage ou au carter du compresseur à l'aide de vis.

Schéma a figure II.4 et figure II.5

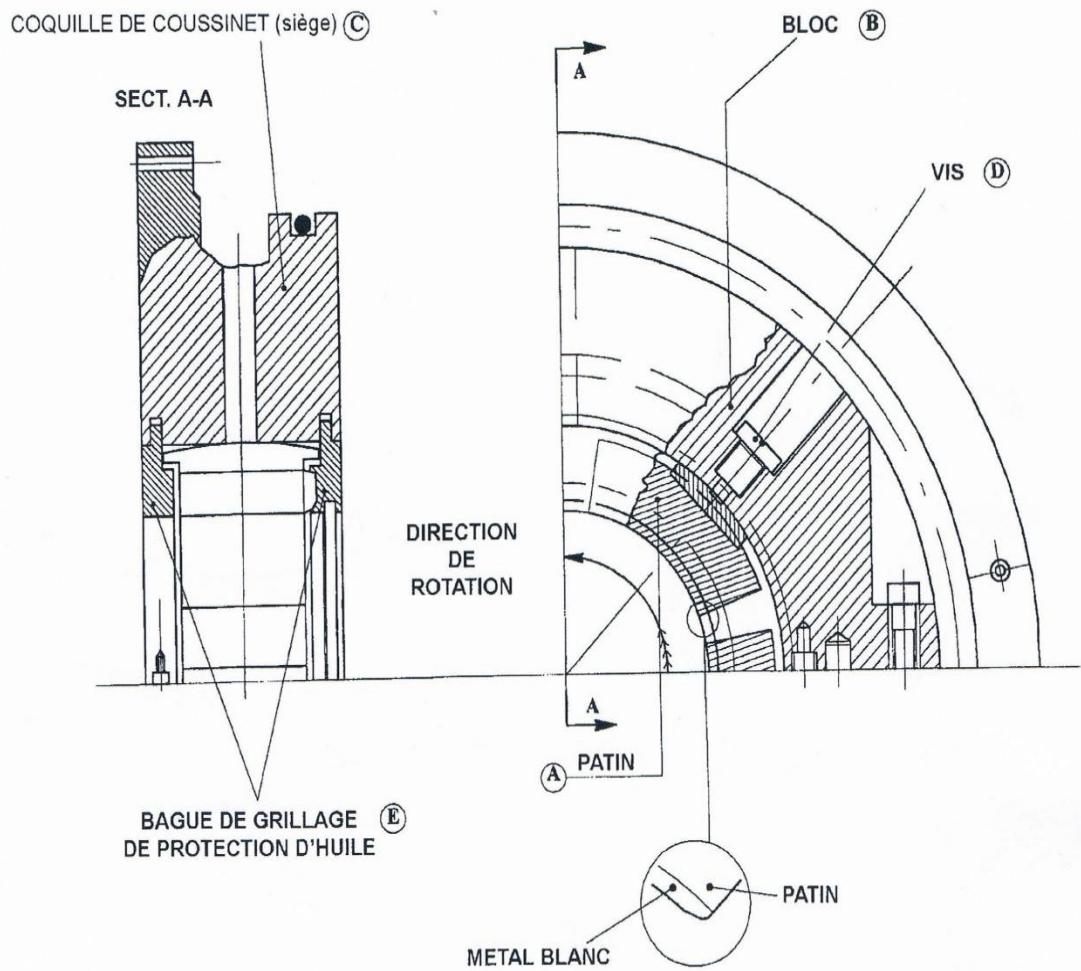




Figure II.4 palier d'appui et palier butée

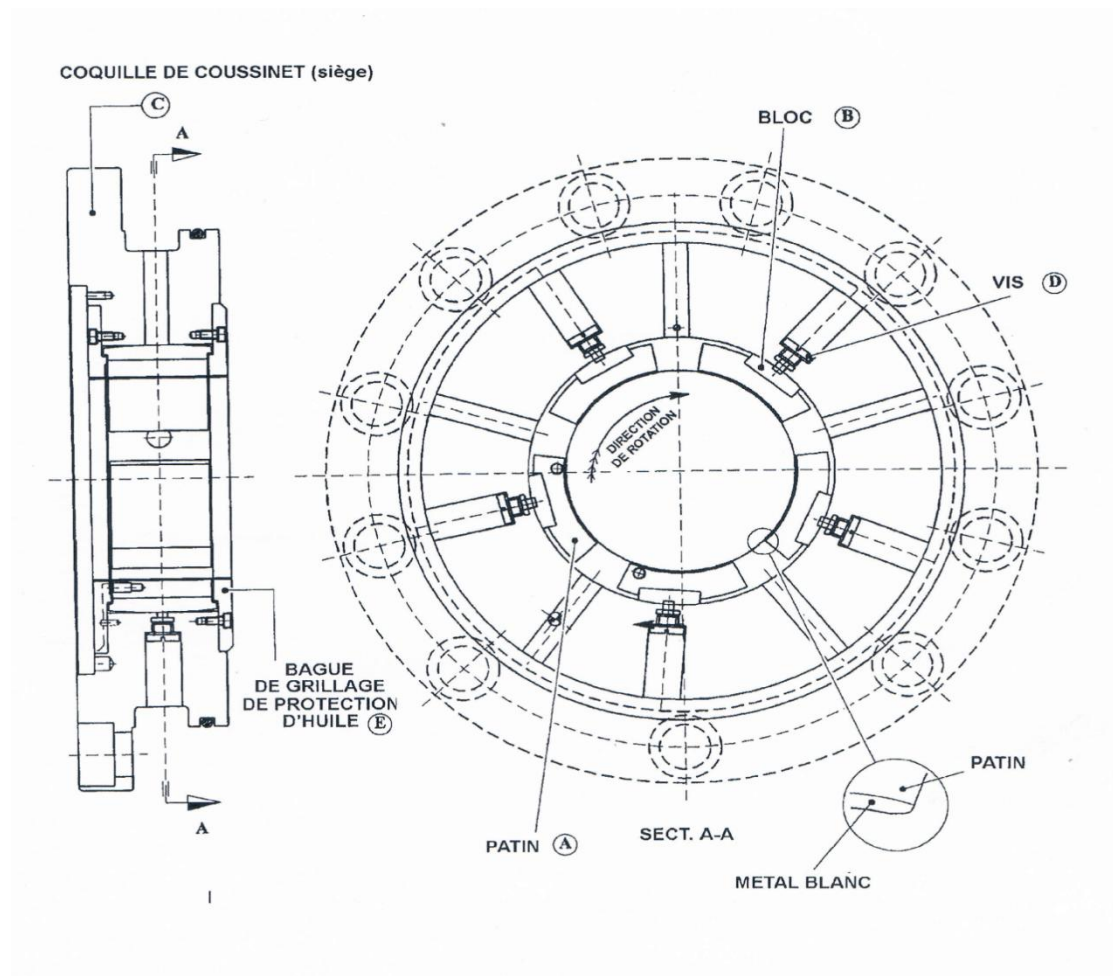


Figure II.5 palier de butee et palier appuie

### **II.2.9 Joints labyrinthes (interne)**

Les joints internes utilisés entre les pièces tournantes et les pièces stationnaires du compresseur, afin de réduire les fuites de gaz entre les zones aux pressions différentes, sont du type à labyrinthe.

Le joint à labyrinthe consiste dans une bague dont la périphérie est en forme d'une série d'ailettes ayant de petits jeux avec le-rotor.

Ces bagues sont fabriquées en deux moitiés ou quarts en un alliage résistant à la corrosion afin d'empêcher les dommages au rotor dans le cas d'un contact accidentel.

Les moitiés supérieures des bagues sont fixées au diaphragme correspondant. Les moitiés inférieures des bagues peuvent être facilement détachées en les tournant dans leur siège à cannelures des diaphragmes.

Les positions du rotor incorporant les joints à labyrinthe sont: la protection de l'impulseur, les chemises d'arbre d'entre les impulseurs et le(s) tambour(s) d'équilibrage.

Le même type de jointe se trouve à l'extrémité de l'arbre afin de limiter les fuites de gaz hors le compresseur.

### **II.2.10 Joints mécaniques secs et circonférentiels de scellement (tertiaires)**

Les joints sont montés aux deux extrémités de l'arbre des compresseurs, qui empêche les fuites de gaz pouvant provenir des machines.

Les dispositifs d'étanchement consistent dans des dispositifs d'étanchement mécaniques secs en tandem avec les dispositifs d'étanchement type barrière.

La garniture circonférentielle de scellement consiste en deux segments de chemise en carbone, qui sont actionnés à ressort et ont des joints superposés. Ceux-ci viennent en contact avec une chemise à surface dure montée sur l'arbre.

Les joints mécaniques secs consistent dans deux joints mécaniques comprenant des faces superposées une sur l'autre, d'un segment racleur rotatif en carbure de tungstène ou en nitrite de silicium et d'un segment racleur stationnaire en carbure de silicium.

Les joints mécaniques avec des dispositifs d'étanchement type barrière sont fournis par John Crane. ils sont des types T28XP (joints mécaniques) et T28XP (joints circonférentielle de scellement).

Le dessin d'une garniture typique monté est montré à la figure II.6

Le côté interne (côté gaz) de chaque garniture mécanique au gaz est la partie qui supporte la pression du gaz d'étanchement pendant que le côté extérieur est en attente pour le premier.

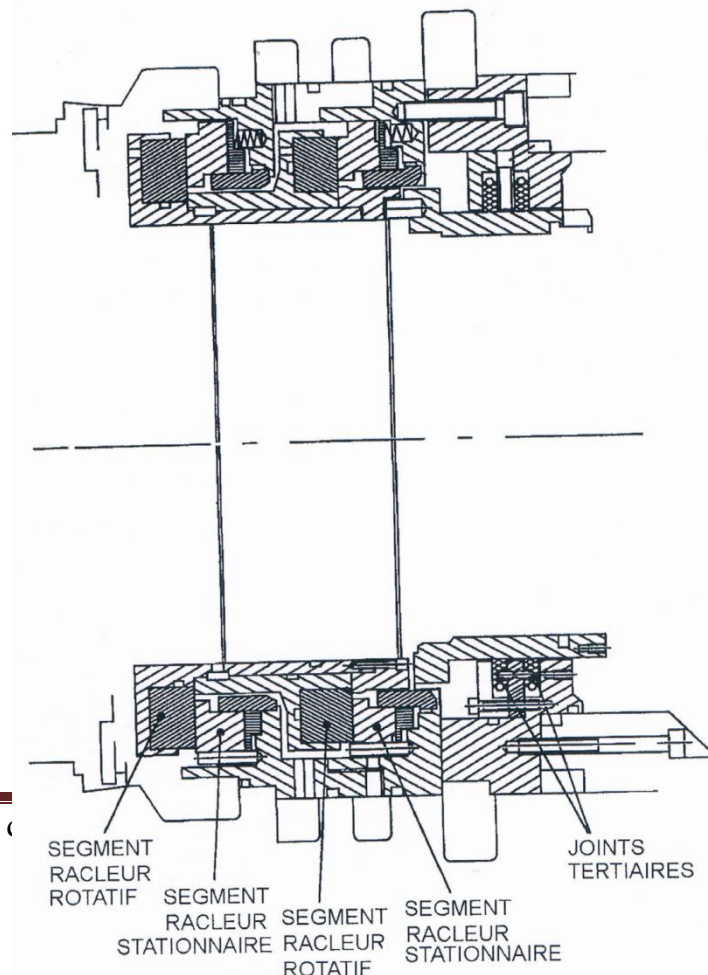


Figure II.6 Ensemble typique de joints mecanique secs et de jointstertiaires

## **II.3 Systemede lubrification**

### **II.3.1 Generalites**

La lubrification est fournie par le système de lubrification qui actionne le compresseur. Pour la description de tous les composants de la console de lubrification (pompes, moteur, filtres, vannes).

Le système fournit de l'huile refroidie et filtrée à la pression et à la température requise, aux points de lubrification du compresseur et de la turbine à gaz, à l'aide des équipements adéquats.

Le diagramme simplifié présenté aux pages suivantes montre les composants principaux des points de lubrification du compresseur centrifuge de "l'unité de compression".

L'huile filtrée à la température requise arrive à un collecteur duquel les lignes du palier de lubrification sont taraudées.

La pression de l'huile dans le collecteur d'huile de graissage est maintenue à la valeur constante de 1,75 Bar g, 175 kPa g, à l'aide de la soupape de réduction de la pression. Consulter le paragraphe correspondant, inclus dans cette section.

Un orifice calibré est prévu dans chaque canalisation d'huile de graissage du palier afin de s'ajuster à la pression requise. La pression est mesurée à l'aide d'un manomètre local.

Des voyants de débit et des thermomètres locaux sont installés dans les canalisations de retour de l'huile de graissage à partir des points de lubrification.

Des thermocouples sont installés sur chaque palier en vue de vérifier la température du métal blanc.

Les canalisations de sortie de l'huile de graissage sont passées dans une seule canalisation du collecteur, d'où l'huile est portée vers le réservoir principal.

En aval d'une soupape de régulation de la pression de l'huile lubrifiante, une canalisation d'huile porte l'huile lubrifiante vers le système de démarrage hydraulique de la turbine à gaz.

Shéma voir annexe la figure II.7

### **II.3.2 Pression de l'huile lubrifiante aux paliers**

La pression de l'huile lubrifiante aux paliers est commandée à l'aide de l'orifice calibré prévu dans chaque canalisation d'admission de l'huile ou dans chaque conduit allant vers les paliers. Une pression de l'huile de 0,9 à 1,3 Bar g, de 90 à 130 kPa g aux paliers d'appui et de 0,3 à 1,3 Bar g c'est-à-dire de 30 à 130 Bar g au palier de butée. Vérifier, à l'aide des indicateurs de débit à débit visible, si le débit de l'huile lubrifiante par les paliers est normal.

### **II.4 Lignes de gaz d'étanchement**

Le gaz de décharge du compresseur, qui sort entre le joint à labyrinthe "N" et le tambour d'équilibrage, entre dans la chambre "B" et retourne à l'aspiration du compresseur, à l'aide d'une connexion externe appelée "ligne de gaz d'équilibrage".

De même, la connexion mentionnée ci-dessus fournit l'équilibrage de la butée axiale au rotor, comme décrit dans le paragraphe "Tambour d'équilibrage" inclus dans cette section.

De cette manière les deux extrémités du rotor ont une pression proche de la pression d'aspiration et qui permet l'utilisation de deux groupes similaires de bagues d'étanchement et la même pression du gaz d'étanchement pour les deux extrémités du rotor.

Les joints tertiaires et les joints secs forment quatre chambres à l'extrémité d'aspiration du rotor et cinq chambres à l'extrémité de décharge du rotor.

Afin de prévenir les fuites du gaz de processus par les joints à labyrinthe "M", les chambres "A" sont pressurisées par l'injection d'étanchement du gaz extraite de la décharge de 3e impulsor ou de la ligne d'alimentation en gaz combustible de la turbine à gaz.

Le gaz d'étanchement est alimenté depuis le 3e impulsor du compresseur.

Il y a une autre connexion pour l'alimentation externe en gaz d'étanchement (Point terminal TP 631).

De manière évidente pendant la mise en marche le gaz d'étanchement est fourni par la ligne d'alimentation en gaz combustible de la turbine à gaz. L'installation et le système de commande de l'unité établissent la source parmi les deux de laquelle sera extrait le gaz.

Le débit du gaz d'étanchement allant à la jointe mécanique est réglé à une pression beaucoup supérieure à la pression d'aspiration du compresseur (ou la pression du gaz d'équilibrage

On réalise cela à l'aide d'un système automatique, comprenant essentiellement un transmetteur à indicateur de pression différentielle (OA-PDIT 1677), installé entre la ligne de gaz d'étanchement et la ligne de gaz d'équilibrage, qui envoie un signal à un contrôleur de pression différentielle (OA-PDI 1677) qui commande une valeur de commande de pression différentielle (OA-PDCV 1677) installée dans la ligne d'admission du gaz d'étanchement, par un convertisseur courant/puissance actionné pneumatiquement à l'aide de la pression de l'air instrument.

#### **II.4.1 Lignes primaires de mise à l'aire libre**

Le gaz d'étanchement qui s'échappe des chambres "A" par la bague interne des joints mécaniques au gaz atteint les chambres "C" d'où il est ventilé vers l'évasement à B.P., par les soupapes de commandé de la pression (OA-FV 1691A, OA-FV1691B) et les transmetteurs à indicateur de débit (OA-FIT 1685A, - OA-FIT 1685B) à l'aide des lignes appelées "Lignes primaires de mise à l'aire libre".

Les transmetteurs à indicateur de débit activent une alarme dans le cas où le débit est inférieur ou supérieur aux points de consigne.

En amont de la soupape de commande de la pression dans chaque ligne primaire de mise à l'aire libre, un transmetteur de débit (pression différentielle) commande le déclenchement avec la soupape de mise à l'aire libre de l'unité dans le cas où la valeur du débit (ou de la pression différentielle) dépasse la valeur configurée (c'est-à-dire dans le cas de dommages sérieux ou de casse des garnitures d'étanchéité au gaz).

Lignes de respiration secondaire

Le reste du gaz d'étanchement, s'échappant des bagues extérieures de la jointe mécanique au gaz (une pour chaque dispositif d'étanchement), arrive aux chambres "D", d'où il est ventilé vers une zone sûre aussi que le gaz de lavage (N<sub>2</sub>) qui s'échappe des chambres "E" par une tuyauterie appelée "ligne de respiration secondaire", qui inclut un arrête-flammes. Les chambres "E" sont obtenues entre les dispositifs d'étanchement type barrière (tertiaires).

Gaz de lavage (N<sub>2</sub>) (gaz de séparation)

Comme gaz de lavage on utilise dans notre cas le N<sub>2</sub> fourni par une source de l'installation.

La pression du gaz de lavage (N<sub>2</sub>) est commandée à l'aide d'une soupape de commande de la pression (OA-PCV 1665) qui est fourni avec une ligne de dérivation à orifice calibré.

Ce gaz (N<sub>2</sub>) est envoyé aux chambres "E" par la soupape à orifice de réglage du débit. Trois transmetteurs à indicateur de pression (PIT 1673) localisé dans la ligne de lavage située en aval de la soupape de commande de la pression envoie des signaux

d'alarme et de déclenchement de l'unité (avec la respiration) dans le cas où la valeur de la pression du gaz de lavage est inférieure ou supérieure aux points de consigne.

Le contre-courant (N<sub>2</sub>), provenant des chambres "E" vers les chambres "D", empêche les fuites de gaz d'étanchement du compresseur et en même temps empêche l'entrée des vapeurs d'huile lubrifiante en contact avec les garnitures mécaniques au gaz.

La ligne de drainage de chaque chambre "E" est connectée par l'égouttoir automatique au collecteur de drainage de l'huile lubrifiante du compresseur.

#### **II.4.2 Filtres**

Dans la ligne de gaz d'étanchement

Les filtres doubles de gaz à l'élément coalescent de dernière chance sont fournis dans la ligne de gaz d'étanchement. Ils sont connectés dans une disposition en parallèle, utilisant une soupape de transfert de débit continu.

La soupape de transfert est installée entre les filtres afin de diriger le gaz par chaque filtre et dans la ligne de gaz d'étanchement.

Cette caractéristique permet la mise hors service de chaque filtre en vue de l'inspection ou l'entretien sans interrompre l'écoulement de gaz au compresseur.

Les soupapes d'isolation installées en amont et en aval de chaque filtre assurent que le filtre étant hors service peut être isolé en toute sécurité.

Les éléments de filtration doivent être remplacés toutes les fois que la chute de pression dans le filtre, mesurée à l'aide d'un manomètre de pression différentielle, approche la valeur établie indiquée dans la "Liste d'instruments" ou une fois par an, sans tenir compte des chutes de pression.

Une ligne d'égalisation de débit, prévue avec une soupape d'isolation, connecte les deux filtres afin de permettre le remplissage du filtre de réserve et de faciliter le fonctionnement de la soupape de transfert.

La procédure de changement du filtre, pendant le fonctionnement du système de gaz, inclut les étapes suivantes:



- Vérifier si la soupape de drainage du filtre hors service est fermée.
- Ouvrir la soupape de la ligne de remplissage (ou d'égalisation de débit) connectant les deux filtres.
- Ventiler l'air du filtre hors service pour une période de temps qui assurera que l'air est complètement ventilé et que le filtre est complètement rempli au gaz d'étanchement, ensuite fermer la soupape de respiration.
- Opérer la soupape de transfert afin de mettre le filtre de réserve en service. - Fermer la soupape de la ligne de remplissage.
- Ouvrir la soupape de respiration du filtre hors service afin de décharger la pression du gaz et ensuite complètement ouvrir la soupape de respiration.
- Inspecter, nettoyer le filtre hors service et remplacer les éléments de filtration.

#### **II.4.3 Dans la ligne de gaz de lavage (séparation) N<sub>2</sub>**

Les filtres double de gaz sont fournis dans la ligne de lavage à N<sub>2</sub>.

Ils sont connectés par des tuyaux dans une disposition en parallèle, utilisant le robinet coupleur d'écoulement continu.

Le robinet coupleur est installé entre les filtres afin de diriger le gaz de lavage par chaque filtre et dans le collecteur de gaz de lavage.

Cette caractéristique permet la mise hors service de chaque filtre en vue de l'inspection ou l'entretien sans interrompre l'écoulement de gaz de lavage au compresseur.

Une ligne d'égalisation de débit, prévue avec une soupape d'isolation, connecte les deux filtres afin de permettre le remplissage du filtre de réserve.

La procédure de changement du filtre, pendant le fonctionnement du système de gaz de lavage, inclut les étapes suivantes:

- Ouvrir la soupape de respiration du filtre hors service.
- Ouvrir doucement la soupape de la ligne de remplissage (ou d'égalisation du débit) connectant les deux filtres.

- Lorsque le gaz passe par la soupape de respiration, fermer la soupape de respiration et ouvrir complètement la soupape de la ligne de remplissage.
- Opérer le robinet coupleur afin de mettre le filtre de réserve en service et ensuite fermer la soupape de la ligne de remplissage.
- Ouvrir la soupape de respiration du filtre hors service afin de décharger la pression du gaz et ensuite complètement ouvrir la soupape de respiration.
- Inspecter, nettoyer le filtre hors service et remplacer les éléments de filtration.

#### **II.4.4 Soupape de commande de la pression**

##### 1 Soupape de commande de la pression du gaz de lavage (N2) (PCV 1669)

Cette soupape de commande maintient une pression constante d'environ 1 Bar g (100 Kpa g) dans la ligne d'air de lavage afin d'assurer la pressurisation des chambres des dispositifs d'étanchement extérieurs en labyrinthe.

##### Réglage de la soupape

Le réglage de la soupape est réalisé pendant que l'alimentation du gaz de lavage est en fonctionnement.

L'observation du manomètre situé dans le collecteur de gaz dans lequel la soupape de commande maintient la pression requise, régler doucement la soupape de commande de manière à ce que la pression requise soit atteinte dans le collecteur.

##### 2 Soupapes de commande de la pression différentielle (PDCV 1677) dans la ligne de gaz d'étanchement

La pression du gaz d'étanchement (tampon) dans la ligne de gaz d'étanchement est maintenue constamment supérieure à la pression de la ligne d'équilibrage à l'aide de la soupape de commande de la pression.

Cette soupape automatique, installée dans la ligne de gaz d'étanchement (tampon), est commandée par le transmetteur à indicateur de pression différentielle, installé entre la ligne de gaz d'étanchement (tampon) et la ligne d'équilibrage de gaz.

Le gaz d'étanchement (tampon) est maintenu, dans notre cas, à la pression montrée dans la 'Liste d'instruments', supérieure à celle de la ligne d'équilibrage de gaz (aspiration du compresseur).

Cela assure un contre-courant de l'extérieur vers l'intérieur du compresseur par les dispositifs d'étanchement internes en labyrinthe, qui empêche les fuites du gaz de processus du carter intérieur du compresseur.

#### Réglage de la soupape

Le réglage de la soupape est réalisé le compresseur en marche ou avec deux sources externes de pression du gaz, qui simule le fonctionnement du compresseur.

Pour le réglage de la soupape les soupapes d'isolation seront ouvertes.

L'observation de l'indicateur de pression différentielle Situé entre la ligne d'équilibrage et la ligne de gaz d'étanchement en aval de la soupape de commande règle doucement la soupape de commande de manière à ce que la pression différentielle nécessaire soit atteinte.

## CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail nous avons traité un sujet d'une grande importance pour l'unité de production de tiguentourine dans la région d'in amenas. Le thème du sujet qui rentre dans le cadre de notre stage de mise en situation professionnelle, est intitulé étude technologique et énergétique d'un Compresseur centrifuge BCL606 dans l'unité de compression de tiguentourine

Cette étude consiste à déterminer les caractéristiques thermodynamiques du compresseur centrifuge BCL606, un calcul formel détaillé a été élaboré, nous permettant ainsi d'évaluer quantitativement et qualitativement la température, la pression, les travaux et ainsi les rendements de la machine.

Une augmentation de la température suite la variation des coefficients et grandeurs comme par exemple la chaleur spécifique qui influent sur l'équation de la chaleur, la pression tout comme la température, joue un rôle primordiale au fonctionnement de tout les types de compresseur, une augmentation de pression due à la compression adiabatique , toute la chaleur dégagée par le compresseur est conservée et les travaux sont extraits ce qui augmente l'énergie interne du système et donc son agitation thermique. Pour la plupart des rendements on constate une même tendance avec un rendement globale acceptable.

Enfin, cette étude nous a été d'une grande utilité. Elle nous a permis d'approfondir nos connaissances de base sur les différents équipements utilisés dans l'industrie pétrolière, en particulier sur les compresseurs centrifuges qui sont très répandus dans cette dernière.