

N° Ordre : / Faculté / UMBB2015

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA – BOUMERDES



Faculté des hydrocarbures et de la chimie

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme :

MASTER

Présenté par :

GHIABA Adel

Filière : Hydrocarbures

Option : Mécanique des unités pétrochimiques

Thème :

**ETUDE THERMOENERGETIQUE D'UN COMPRESSEUR
CENTRIFUGE DE TYPE CLARK 463 B 4/4**

Devant le jury :

| | | | |
|--------------------|-------|------|-----------|
| ZEMMOUR Noureddine | MC(A) | UMBB | Président |
| HALIMI Djamel | MC(B) | UMBB | Examineur |
| SAHNOUNE Khaled | MA(A) | UMBB | Examineur |

Année universitaire 2015/2016

Remerciements

Langages tout d'abord à mon dieu "ALLAH" qui m'a donné la force et le courage pour terminer ce modeste travail.

Ce présent mémoire de fin d'étude, n'aurait pu avoir le jour sans contribution de nombreuses personnes, dont je fais aujourd'hui un plaisir et un devoir de les remercier.

Avant tout, je tiens à remercier messieurs les membres du jury pour leurs collaborations durant l'examen de ce travail et leurs participations à la soutenance. J'adresse tout particulièrement mes reconnaissances à mon promoteur Mr : M. REZOUG pour la direction de cette thèse, pour ses conseils et son aide. Sans oublier les enseignants de la faculté des hydrocarbures et de la chimie.

J'exprime mes profonds remerciements à tous les cadres techniques de sonatrach.

Enfin je remercier tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce présent mémoire, trouvent ici l'expression de mes profondes gratitudes et respects.



DEDICACE

Je dédie ce modeste travail :

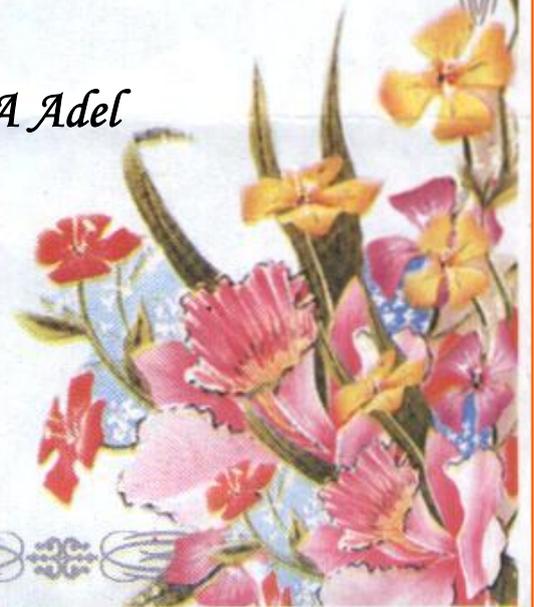
A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience. Ceux à qui je dois énormément et que je ne remercierais jamais assez : mes chers parents.

A mes frères et sœurs et tout ma famille ainsi que tous ceux qui sont proches de moi.

A mes amis avec lesquels j'ai partagés les meilleurs moments de ma vie.



GHIABA Adel



Résumé

Les compresseurs occupent une place très importante dans le domaine Pétrolier (unités pétrochimiques et de réinjection du gaz). Selon le principe de fonctionnement on distingue deux grandes classes : les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs. Parmi ces derniers, les compresseurs centrifuges sont les plus répandus dans l'industrie pétrolière. Vu l'importance, les compresseurs centrifuges nécessitent une bonne maintenance pour assurer leur bon état de fonctionnement.

L'objectif de ce travail est de réaliser une étude thermodynamique (étudier les performances, rendement, puissances, ...) et mécanique (étudier la résistance de l'arbre, ...) du compresseur Clark 463 B4/4 ainsi que sa maintenance, entretien et sa sécurité pour garantir une durée de vie plus long et efficace.

Abstract

The compressors have a very great place in Oil fields (petrochemical plants and gas reinjection). They deferred on the principle of operation into two classes: superchargers and turbochargers. Among these, the centrifugal compressors are the most widespread in the oil industry. Given the importance, they require proper maintenance in order to keep them in good condition.

The objective of this work is to realize a thermodynamic study (study the performance, efficiency, power, ...) and mechanical (study the resistance of the rotor, ...) of the compressor Clark 463 B4 / 4 and its maintenance, servicing and security to ensure lasting longer and effective life.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE

CHAPITRE I : DESCRIPTION DE LIEU DE STAGE

| | |
|---|----|
| I.1 Situation Géographique..... | 01 |
| I.2 Unité de traitement de brut et de gaz CP/ONR..... | 01 |
| I.3 Composition du gaz a comprimé..... | 02 |
| I.4 Capacité de production et de stockage..... | 02 |
| I.5 Données techniques..... | 02 |
| I.6 Maintenance industrielle..... | 03 |
| I.7 Structure d'Oued Noumer..... | 03 |
| I.8 Unité de séparation..... | 04 |

CHAPITRE II : GENERALITES SUR LES COMPRESSEUR

| | |
|---|----|
| Introduction..... | 05 |
| II.1 But de la compression..... | 05 |
| II.2 Classification des compresseurs..... | 06 |
| II.2.1 Les compresseurs volumétriques..... | 06 |
| II.2.2 Les turbocompresseurs..... | 07 |
| II.3 Type des compresseurs centrifuges..... | 09 |
| II.3.1 Compresseurs centrifuges avec corps ouverts horizontalement..... | 09 |
| II.3.2 Compresseurs centrifuges avec corps ouverts verticalement..... | 10 |
| II.4 Comparaison entre les différents types des compresseurs..... | 11 |
| II.5 Exploitation du compresseur..... | 11 |
| II.6 Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge..... | 12 |
| II.7 Evolution de la pression dans une cellule de compression | 14 |
| II.8 Triangle des vitesses et relations d'EULER | 15 |
| II.9 Les courbes de performances de l'étage..... | 16 |
| Conclusion..... | 16 |

CHAPITRE III : COMPRESSEUR CLARK 463 B4/4

| | |
|--|----|
| III.1 Description de compresseur centrifuge Clark 463 B 4/4..... | 17 |
| III.2 Rôle et domaine d'utilisation du compresseur Clark..... | 17 |
| III.3 Généralités de construction..... | 17 |
| III.3.1 Le corps de compresseur..... | 17 |
| III.3.2 Carter | 18 |
| III.3.3 Bundle..... | 18 |
| III.3.4 Diaphragmes..... | 18 |
| III.3.5 Ensemble rotor..... | 19 |
| III.3.6 L'ensemble du faisceau interne..... | 23 |
| III.4 Système d'étanchéité..... | 23 |

| | |
|---|----|
| III.4.1 Rôle des étanchéités..... | 23 |
| III.4.2 Etanchéité arbre..... | 23 |
| III.4.3 Garnitures à labyrinthe..... | 23 |
| III.4.4 Garnitures mécaniques..... | 25 |
| III.4.5 Garnitures d'étanchéités d'huile..... | 25 |
| III.5 Accessoires de purge côté aspiration du carter..... | 26 |
| III.6 Accouplement d'entraînement..... | 27 |
| III.7 L'alignement du compresseur, multiplicateur, turbine..... | 27 |
| III.8 Retour après arrêt..... | 27 |
| III.9 Vitesse de fonctionnement critiques..... | 27 |

CHAPITRE IV : PROTECTION DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE

| | |
|--|----|
| IV.1 Pompage dans un compresseur centrifuge..... | 28 |
| IV.1.1 Description du phénomène du pompage..... | 28 |
| IV.1.2 Effet de pompage..... | 30 |
| IV.1.3 Limite de pompage..... | 31 |
| IV.1.4 Limite de protection de pompage..... | 31 |
| IV.2 Etude de la poussée axiale..... | 32 |
| IV.2.1 La poussée axiale..... | 32 |
| IV.2.2 Origine de la poussée axiale..... | 33 |
| IV.2.3 Remède..... | 33 |
| IV.2.4 Différent types d'équilibrage..... | 35 |
| IV.3 Les vibrations de compresseur centrifuge..... | 37 |
| IV.3.1 Vibrations synchrones..... | 37 |
| IV.3.2 Vibrations asynchrones..... | 38 |
| IV.3.3 Causes de vibration..... | 40 |
| IV.3.4 Elimination de vibration..... | 40 |
| IV.3.5 Politique adoptée par CLARK turbocompresseur..... | 42 |
| IV.4 Procédure d'équilibrage avant montage..... | 44 |
| IV.4.1 Equilibrage de la roue..... | 44 |
| IV.4.2 Survitesse de la roue..... | 44 |
| IV.4.3 Equilibrage du rotor..... | 45 |

CHAPITRE V : CALCULE THERMODYNAMIQUE ET MECANIQUE

PARTIE 1 : CALCUL THERMODYNAMIQUE

| | |
|--|----|
| Introduction..... | 46 |
| V.1 Paramètres de fonctionnement de la station..... | 46 |
| V.2 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul..... | 48 |
| V.3 Calcul des coefficients..... | 49 |
| V.4 Travail global du compresseur..... | 51 |
| V.5 Le rendement du compresseur..... | 51 |
| V.6 Calcul des puissances du compresseur..... | 52 |

| | |
|--|----|
| V.7 Diagramme (T-S) du compresseur centrifuge..... | 53 |
| V.8 Pressions et températures intermédiaires..... | 53 |
| V.9 Calcul de la poussée axiale..... | 54 |
| Conclusion..... | 55 |

PARTIE 2 : CALCUL MÉCANIQUE

| | |
|---|----|
| V.10 But de calcul mécanique..... | 56 |
| V.11 calcule des efforts tranchants et des moments fléchissant..... | 56 |
| V.11.1 Force agissante sur l'arbre..... | 56 |
| V.11.2 Poids de l'arbre..... | 57 |
| V.11.3 Calcul des réactions..... | 57 |
| V.11.4 Calcul des efforts tranchants..... | 58 |
| V.11.5 Détermination des moments fléchissant..... | 58 |
| V.11.6 Calcul du moment résultant..... | 60 |
| V.12 Condition de résistance à la flexion et à la torsion..... | 61 |
| Conclusion..... | 62 |

CHAPITRE VI : MAINTENANCE ET ENTRETIEN

| | |
|--|----|
| Introduction..... | 63 |
| VI.1 Définition de la maintenance..... | 63 |
| VI.2 Objectifs de la maintenance..... | 63 |
| VI.3 Méthodes de maintenance..... | 64 |
| VI.4 Les opérations de maintenance..... | 65 |
| VI.5 Les niveaux de maintenance..... | 66 |
| VI.6 Politique de la maintenance..... | 66 |
| VI.7 Entretien du compresseur Clark 463 B 4/4..... | 67 |
| Conclusion..... | 71 |

CHAPITRE VII : SECURITE DU COMPRESSEUR 463 B4/4

| | |
|---|----|
| Introduction..... | 72 |
| VII.1 Définition de la sécurité..... | 72 |
| VII.2 Causes des accidents du travail..... | 72 |
| VII.3 Organisation de la sécurité..... | 73 |
| VII.4 Sécurité au niveau de l'atelier..... | 73 |
| VII.5 Sécurité du personnel..... | 73 |
| VII.6 Place de la sécurité dans l'entreprise..... | 74 |
| VII.7 Mission de la sécurité..... | 74 |
| VII.8 La sécurité au niveau de la station de compression..... | 74 |
| VII.9 Règle de sécurité à l'intérieur des installations..... | 75 |
| VII.10 La sécurité du compresseur 463 B 4 / 4..... | 76 |

CONCLUSION GENERALE

BIBLIOGRAPHIE

LISTE DES FIGURES

| | | |
|----------------|---|----|
| Figure II-1 : | Classification des compresseurs | 06 |
| Figure II-2 : | Compresseur à joint horizontale | 09 |
| Figure II-3 : | Compresseur à joint vertical | 10 |
| Figure II-4 : | Parcourt du gaz à l'entrée du compresseur | 12 |
| Figure II-5 : | Parcourt du gaz au niveau de l'impulseur..... | 13 |
| Figure II-6 : | Parcourt du gaz au niveau de diffuseur | 13 |
| Figure II-7 : | Parcourt du gaz à la sortie du compresseur..... | 14 |
| Figure II-8 : | Evolution de la pression dans une cellule de compression..... | 14 |
| Figure II-9 : | Schéma d'une roue mobile - triangle des vitesses..... | 15 |
| Figure III-1 : | Diaphragmes du compresseur Clark à joint horizontal..... | 19 |
| Figure III-2 : | Ensemble rotor..... | 20 |
| Figure III-3 : | Dessin constructif de l'arbre..... | 20 |
| Figure III-4 : | Les roues du compresseur Clark..... | 21 |
| Figure III-5 : | Piston d'équilibrage | 21 |
| Figure III-6 : | Palier de butée | 22 |
| Figure III-7: | Labyrinthe d'étanchéité inter - étages | 24 |
| Figure III-8: | Disposition d'une garniture mécanique sur l'arbre du compresseur..... | 25 |
| Figure IV-1: | Diagramme typique de la charge d'une..... | 28 |
| Figure IV-2: | Courbe typique de performances..... | 29 |
| Figure IV-3: | Sens du poussé axiale..... | 31 |
| Figure IV-4: | Schéma des forces de pression non équilibrée dans une roue... | 32 |
| Figure IV-5: | Equilibrage de la poussée..... | 33 |
| Figure IV-6: | Compresseur centrifuge mono-étagé, a aspiration double..... | 35 |
| Figure IV-7: | Schéma d'une roue mobile - triangle des vitesses..... | 36 |
| Figure V-1: | Diagramme (T-S) | 53 |
| Figure V-2: | Dessin constructif de l'arbre | 57 |
| Figure V-3: | Les forces agissantes sur l'arbre..... | 57 |

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|---|----|
| Tableau I-1 : Caractéristiques du gaz..... | 02 |
| Tableau II-1 : Comparaison entre les différents types des compresseurs..... | 11 |
| Tableau V-1 : Caractéristique du gaz | 47 |
| Tableau V-2 : La masse et la concentration des composants | 48 |
| Tableau V-3 : Grandeurs nécessaires pour le calcul de (Z)..... | 50 |
| Tableau V-4 : Les pressions intermédiaires | 53 |
| Tableau V-5 : Les températures intermédiaires..... | 54 |
| Tableau V-6 : La poussée axiale sur les roues..... | 54 |
| Tableau V-7 : Force agissante sur l'arbre..... | 56 |
| Tableau V-8 : Poids des cylindres..... | 57 |

NOMENCLATURE

Symboles

Thermodynamique

| | | |
|----------------------|--|----------------------|
| ε | Taux de compression | |
| η | Rendement | |
| K | Coefficient adiabatique | |
| n | Coefficient poly tropique | |
| Z | Coefficient de compressibilité | |
| P | Pression | [bar] |
| T | Température | [K] |
| V | Volume | [m ³] |
| Q_v | Débit volumique | [m ³ /s] |
| G | Débit massique | [Kg/s] |
| d | Densité | |
| ρ | Masse volumique | [Kg/m ³] |
| C_p | Chaleur spécifique | [KJ/Kg. K] |
| μ | Masse molaire | [Kg/mol] |
| M | Masse moléculaire | [Kg/mol] |
| X | Concentration moléculaire | [%] |
| r | Constante spécifique du gaz | [KJ/kg. K] |
| R | Constante universelle des gaz parfaits | [KJ/mol. K] |
| W | Travail | [KJ] |
| N | Puissance | [Watt] |

Mécanique

| | | |
|----------------------|-------------------------|---------------------|
| n_s | Coefficient de sécurité | |
| D | Diamètre | [m] |
| b | Largeur d'aube | [m] |
| L | Longueur | [m] |
| F | Force | [N] |
| P | Force du poids | [N] |
| R | Force de réaction | [N] |
| n | Vitesse de rotation | [tr/min] |
| g | Constant gravitaire | [N/Kg] |
| δ | Contrainte | [N/m ²] |

INTRODUCTION GENERALE

La production a connu un développement considérable grâce à l'amélioration de la technologie dans le domaine industriel. Ce progrès a pour but essentiellement d'augmenter la productivité et d'utiliser l'équipement d'une manière optimale.

L'enjeu aujourd'hui est autour de la rentabilité en contribuant au développement de la société et en assurant des progrès technologiques satisfaisants, tout en mettant toutes les capacités humaines et matérielles pour arriver à un meilleur développement et une recherche scientifique assez poussée.

Les compresseurs centrifuges sont des machines tournantes qui occupent une place très importante dans le domaine pétrolier. Elles représentent une utilité première, et un investissement considérable pour les stations de compressions, et de réinjections. Leurs arrêts ou leurs défaillances provoquent une coupure totale de la production, ce qui nous mène à falloir empêcher ces coupures. Pour cela une politique et un programme de maintenance adéquat sont essentiels tout en assurant leur suivi continu est un entretien rigoureux.

Dans ce présent travail, l'étude du compresseur Clark 463 B 4/4 utilisé dans la station de réinjection d'Oued Noumer, a pour but de vérifier l'état de ce Compresseur multi-étagés dans les conditions de service. Un calcul thermodynamique et mécanique permet de connaître son régime de fonctionnement, et enfin une meilleure maîtrise des conditions d'exploitation qui garantissent la sécurité de la machine et de l'installation.

Pour mener à bien cette étude, ce présent travail est divisé en sept chapitres comme suit :

-le premier chapitre donne une vue générale sur la station d'Oued Noumer (situation géographique, capacité de production, ...).

-deuxième chapitre représente une comparaison entre les différents types des compresseurs ainsi le principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.

-le troisième chapitre décrit le compresseur Clark 463 B4/4 (construction, rôle, ...).

-Quatrième chapitre représente les phénomènes de défaillance influent sur le compresseur centrifuge (analyse des phénomènes, leur origine, des solutions pour les éviter, ...).

-Cinquième chapitre : représente des calculs thermodynamique et mécanique pour pouvoir connaître le régime de fonctionnement du compresseur et la résistance de l'arbre.

-Sixième chapitre : se rapporte à la maintenance et l'entretien du compresseur Clark 463.

-Septième chapitre : celui-ci est consacré à étudier la sécurité de l'équipement (prévention, intervention, ...).

CHAPITRE I

DESCRIPTION DE LIEU DE STAGE

I.1 Situation Géographique

La direction de Oued Noumer est située à 685 Km au sud d'Alger, à 140 Km au sud-est du champ gazier de Hassi R'mel et à 220 Km à nord ouest du champ pétrolier de Hassi Messaoud sur l'axe routier reliant Ghardaïa à Ouargla. Ce champ s'étend sur une superficie de 110 Km², il produit du gaz de condensât et de l'huile.

L'administration et la base de vie sont installées à 5km au nord de la route nationale N°49, axe routier reliant GHARDAIA et OUARGLA et environ 45km de la ville de GHARDAIA.

Le climat de la région est caractérisé par une faible Pluviométrie (130 mm/an) et une humidité moyenne de 18% en été et 30% en hiver.

La direction d'Oued Noumer est constituée de cinq services :

- ◆ Service Ressources humaines.
- ◆ Département puits.
- ◆ Service sécurité.
- ◆ Département maintenance.
- ◆ Département logistique.

Le personnel de direction se compose de :

- ◆ 62 cadres
- ◆ 142 agents maîtrisent
- ◆ 92 agents d'exécutions

I.2 Unité de traitement de brut et de gaz CP / ONR

Elle est destinée pour traitement du pétrole en :

- Huile ;
- Condensât ;
- Gaz (GPL ; réinjection)

I.3 Composition du gaz a comprimé

| Constituant | % molaire (A%) | Masse moléculaire Kg / mol | Chaleur spécifique à pression (kcal / kg K) | Masse (kg / kmol) (i"i) | Concentration massique (g.) |
|-------------|----------------|----------------------------|---|-------------------------|-----------------------------|
| N2 | 3.10 | 28.02 | 1.621 | 0.86862 | 0.04407 |
| CO2 | 0.25 | 44.01 | 1.031 | 0.110025 | 0.005582 |
| C1 | 79.033 | 16.04 | 2.204 | 12.724532 | 0.645587 |
| C2 | 13.69 | 30.07 | 1.714 | 4.116583 | 0.208 |
| C3 | 2.06 | 44.09 | 1.624 | 0.908254 | 0.04608 |
| iC4 | 0.42 | 58.12 | 1.678 | 0.244104 | 0.01238 |
| nC4 | 0.69 | 58.12 | 1.620 | 0.401028 | 0.02034 |
| iC5 | 0.18 | 72.15 | 1.625 | 0.12987 | 0.006589 |
| nC5 | 0.24 | 72.15 | 1.601 | 0.17316 | 0.008785 |
| C6 | 0.04 | 86.17 | 1.617 | 0.034468 | 0.00174 |

Tableau I.1 caractéristiques du gaz

La teneur en eau après l'extraction de GPL est ≤ 25 ppm

I.4 Capacité de production et de stockage

- Gaz : 9 millions de Nm³/jour.
- Huile + Condensat : 8 750m³/jour.
- Stockage de pétrole : 20 000m³.
- 2 Sphères de stockage de GPL de 530 m³ chacune.

I.5 Données techniques

L'unité se compose de :

- 1 Unité de séparation de brut en 3 étages avec deux fours de stabilisations.
- 4 Bacs de stockage de brut de 5000m³ chacun et 1 bac de dessalage de 480m³.
- 2 Pompes d'expédition.
- 3 Trains de traitement de gaz et de production de condensat :
 - 3 Turbo-compresseurs.
 - 1 Unité de déshydratation avec tamis moléculaire.
 - 1 Unité de récupération de GPL et fractionnement.
 - 2 Sphères de stockage de GPL de 530m³ chacune.

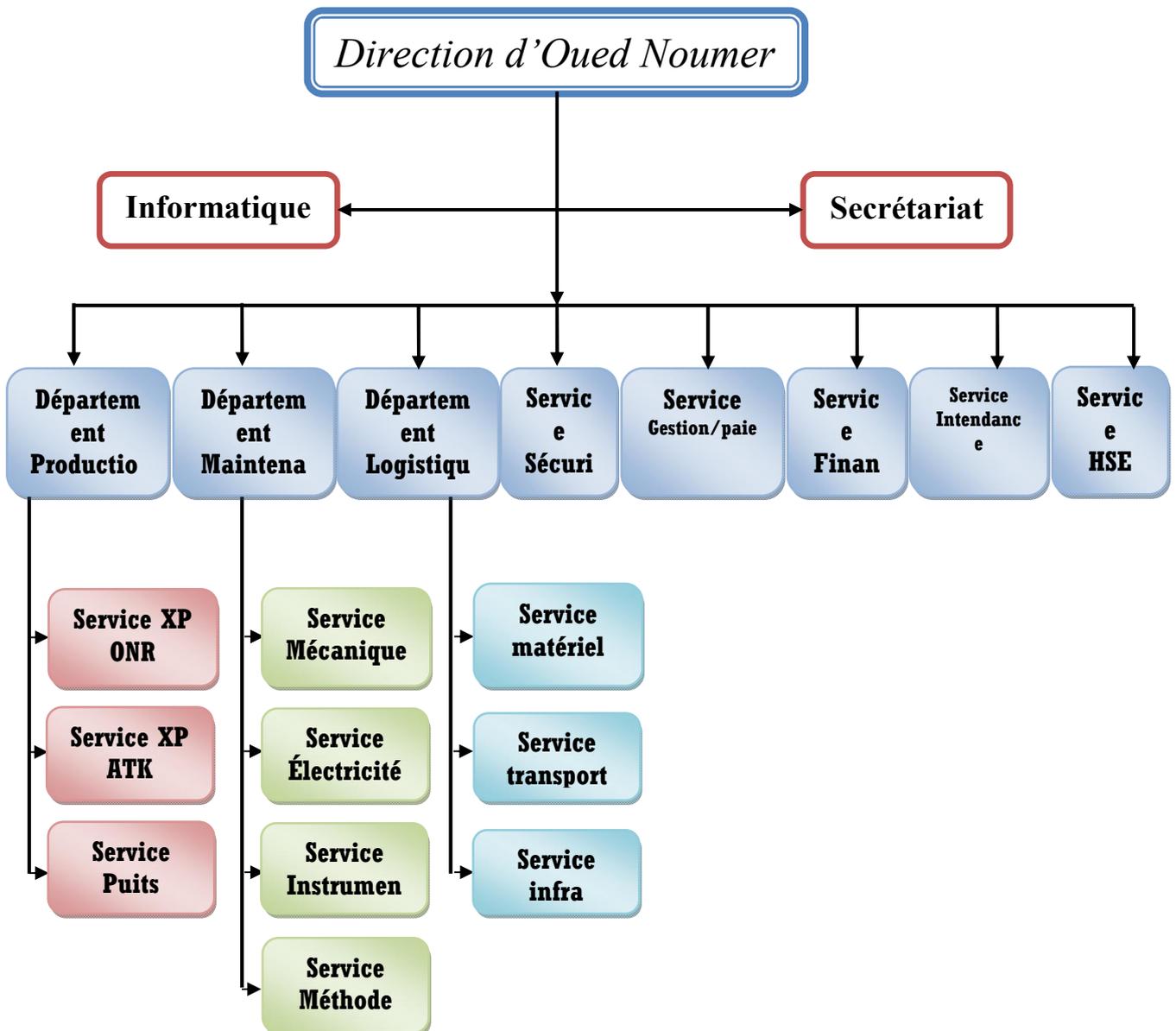
Les utilités :

- Plusieurs unités de lutte contre l'incendie.
- 2 Unités de compression d'air
- 2 Générateurs d'électricité de 1 000kw chacun.
- 1 Unité de production d'azote.

I.6 Maintenance industrielle

- Un atelier de maintenance de 60m x 28m regroupant toutes les activités de maintenance industrielle (mécanique, électricité et instrumentation)
- Cette activité a pour charge le suivi, l'entretien et la réparation de :
 - 116 moteurs de puissance > 4kw (de 4 à 750 kW)
 - 35 moteurs de puissance < 4kw
 - 18 pompes à gaz.
 - 11 moto-pompes.

I.7 Structure d'Oued Noumer



I.8 Unité de séparation

➤ **Ait Kheir** : Séparation et collecte des effluents d'ATK :

Séparation dans un séparateur installé dans le centre satellite d'ATK : l'huile brute du gaz associé et de l'eau de gisement.

Transport par canalisation spécialisées (l'huile et gaz) jusqu'à ONR : les effluents ainsi séparés.

➤ **Makouda** : Collectes des effluents de Makouda :

– Eliminer dans un séparateur installé en ligne, l'eau de gisement contenue dans les effluents des puits.

– Transporter le mélange diphasique huile-gaz (débarrassé d'eau), dans une collecte souterraine MKA-ONR.

➤ **ONR** : Collecte des effluents d'ONR :

Les effluents des différents producteurs du champ d'ONR sont envoyés au manifold d'entrée de l'usine. Cette unité a pour objet de :

– Collecter les effluents gaz et /ou huile provenant des différents champs de ONR, ATK et Makouda.

– Permettre la mise à la tour de HP des gaz provenant d'ONR et des séparations d'huile de l'usine lors du non fonctionnement des unités de compression, de déshydratation et de dégazolinage.

– Séparer le gaz associé de l'huile brute, cette séparation s'effectue en plusieurs étages travaillant à des pressions décroissantes, de façon à dégazer le plus possible l'huile brute avant de la stocker.

– Afin d'améliorer la stabilisation de l'huile, deux fours de stabilisation permettent d'ajuster la tension de vapeur Reid (TVR) de l'huile pour éviter un dégazage dans les bacs de stockage.

Le gaz débarrassé de ses éventuelles particules liquides et/ou solides et envoyé à l'aspiration des compresseurs.

Chaque unité de compression comprend principalement :

-une turbine à gaz d'entraînement.

-un multiplicateur de vitesse GRAFFENSTADEN.

-deux compresseurs centrifuges constitués de 2 corps :

1°-Compresseur comprenant un corps BP chargé de reprendre les gaz effluents du séparateur et un corps MP chargé de comprimer les gaz effluents du corps BP et du séparateur.

2°-Compresseur comprenant un corps MP chargé de reprendre les gaz effluents d'ATK et ONR et un corps HP chargé de comprimer les gaz effluents du corps MP.

CHAPITRE II

GENERALITES SUR LES COMPRESSEURS

Introduction

Les turbomachines véhiculent toutes sortes de fluides ; les plus courants sont l'eau et sa vapeur, l'air et l'huile. Ces fluides évoluent entre deux niveaux de pression ont été étendus aux hydrocarbures ; pétrole liquide et gaz naturel.

L'existence de phénomènes physiques tels que la viscosité, la compressibilité des gaz, etc.... modifient les règles qui ne sont valables, que pour un fluide idéal ; et il est impossible de négliger ces éléments sous risque de lourdes erreurs (d'autre part, la réversibilité ne peut avoir lieu et qu'entre certaines limites surtout s'il s'agit de liquide).

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).

Pour des taux de compression très faibles les gaz peuvent être considérés comme incompressibles. On utilise alors des soufflantes ou des ventilateurs.

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

- Atteindre un niveau de pression déterminé par des procédés bien définis.
- Compresser les pertes de charges liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau.

II.1 But de la compression

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

Cette opération a pour but de :

- Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- Produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- Récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres).

II.2 Classification des compresseurs

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques :

- ❖ Le principe de fonctionnement (volumétrique, turbocompresseur) ;
- ❖ Mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif) ;
- ❖ Les compresseurs d'air ;
- ❖ Les compresseurs des gaz.

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

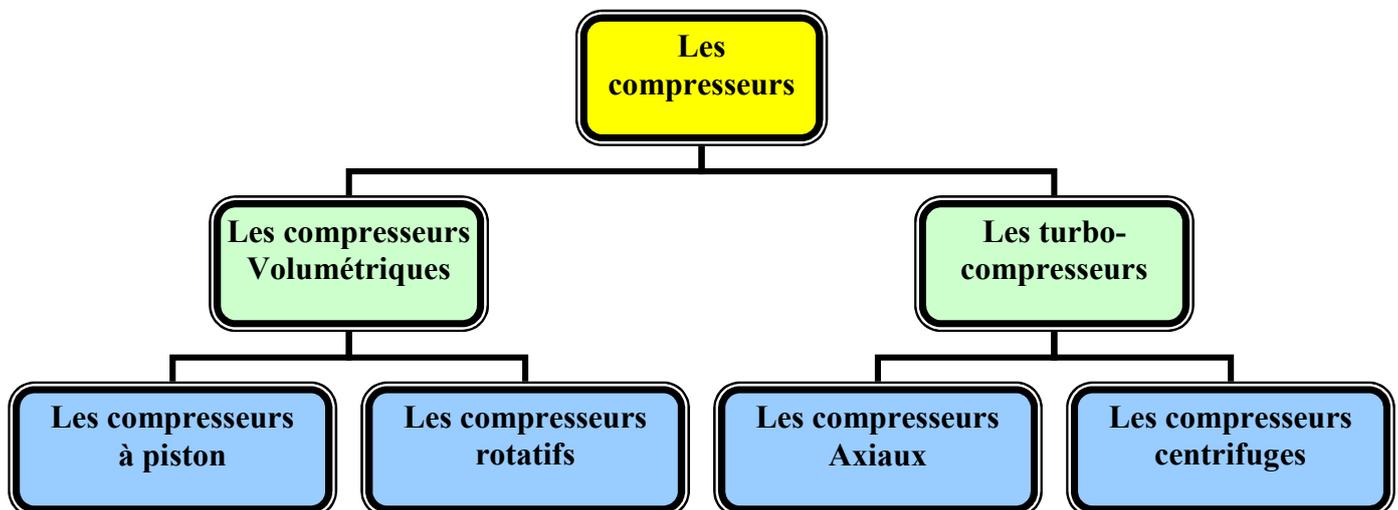


Figure. II.1 Classification des compresseurs

D'après leurs principes de fonctionnement, on distingue les types suivants :

II.2.1 Les compresseurs volumétriques

a) Compresseur à piston

Ils allient en effet robustesse, rendement, simplicité et souplesse de fonctionnement. Ils sont particulièrement adaptés aux gaz légers aux forts taux de compression et aux puissances moyennes. Ces compresseurs réalisent la compression du gaz par réduction du volume qui lui est offert, la variation du volume et le déplacement du gaz sont obtenus par le mouvement alternatif d'un

piston à l'intérieur d'un cylindre, on classe les compresseurs à piston d'après les différents indices :

- Disposition des cylindres (horizontale, verticale) ;
- Nombre des cylindres (monocylindrique ;
- Principe de fonctionnement ;
- Méthode de refroidissement (air, eau) ;
- Méthode de graissage (barbotage, sous pression,).

b) Compresseurs rotatifs

Ces compresseurs comme les compresseurs à piston compriment les gaz par réduction du volume, parmi ces appareils les uns réalisant la compression progressivement dans une capacité fermée de volume décroissant suivant un cycle semblable à celui qui est obtenu dans les compresseurs à piston, les autres transportant le gaz d'une enceinte à basse pression à une autre pression élevée.

Le cycle est alors tout différent, parmi ce type des compresseurs on distingue :

- Compresseur à palettes mobiles ;
- Compresseur à anneau liquide ;
- Compresseur à rotors hélicoïdaux s'engrenant entre eux.

II.2.2 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 acquiert 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 lesquels 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.

Les avantages de ces machines sont qu'elles peuvent être accouplées directement à un moteur électrique ou à une turbine sans mécanisme bielle-manivelle. C'est pour cette raison qu'elles sont moins encombrantes par rapport aux compresseurs à piston.

Les turbocompresseurs sont divisés en :

a) Les compresseurs axiaux

Les compresseurs axiaux ne sont pas refroidis, la compression est faite sans échange de chaleur avec l'extérieur.

Ce sont des machines réceptrices à écoulement axial du fluide compressible ; comportent un aubage mobile et 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 (400 m/s) pour les compresseurs reliés directement aux turbines.

Ils possèdent un bon rendement, dans le cas d'un grand débit ils sont moins encombrents et sont caractérisés par un nombre d'étages important et le taux de compression n'est pas élevé (de l'ordre 1.3).

Les compresseurs axiaux sont divisés en deux groupes :

Type A : a aubages fixes non réglables.

Type AV : a aubages fixes réglables.

b) Les compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges sont généralement des machines de forte puissance (1 à 20 MW) dont le fonctionnement est absolument vital pour l'unité dans laquelle ils sont installés. Les consommations correspondantes sont très élevées et la conduite économique de ces machines est souvent essentielle pour l'efficacité du procédé.

Sur le site, un compresseur centrifuge forme avec ses annexes, un ensemble qui comprend

- Le compresseur lui-même
- Le dispositif d'entraînement
- Un ensemble d'équipements auxiliaires

Les compresseurs centrifuges sont utilisés dans le cas des débits plus faibles, jusqu'à des valeurs de pression de six cent Kg/Cm² environ. Ces compresseurs peuvent développer des puissances importantes comparées à leur taille ; dans leur plage de fonctionnement, ils n'engendrent pas de pulsation de pression au niveau des tuyauteries.

Ils sont particulièrement appréciés pour leurs fiabilités, car de par leur conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal ; la périodicité des entretiens atteint généralement de trois à cinq ans.

II.3 Type des compresseurs centrifuges

II.3.1 Compresseurs centrifuges avec corps ouverts horizontalement (TYPE MCL)

Les corps ouverts horizontalement, constituent évidemment de demi-corps unis sur le plan de joint horizontal. Le corps est composé de deux parties (inférieure et supérieure) assemblées par des goujons. Ils sont utilisés pour de pression de fonctionnement restant au dessous de 60 bars , les tubulures d'aspiration et refoulement ainsi que celles intermédiaires , s'il y en a les tuyauteries de l'huile de graissage et tous les autres raccords du compresseur avec le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi corps inférieure , grâce a ce système il suffit d'enlever les boulons de liaison du plan de joint horizontal pour pouvoir soulever le demi corps supérieur et accéder facilement a tous les organes internes du compresseur tel que rotor ,diaphragmes et joints a labyrinthe.

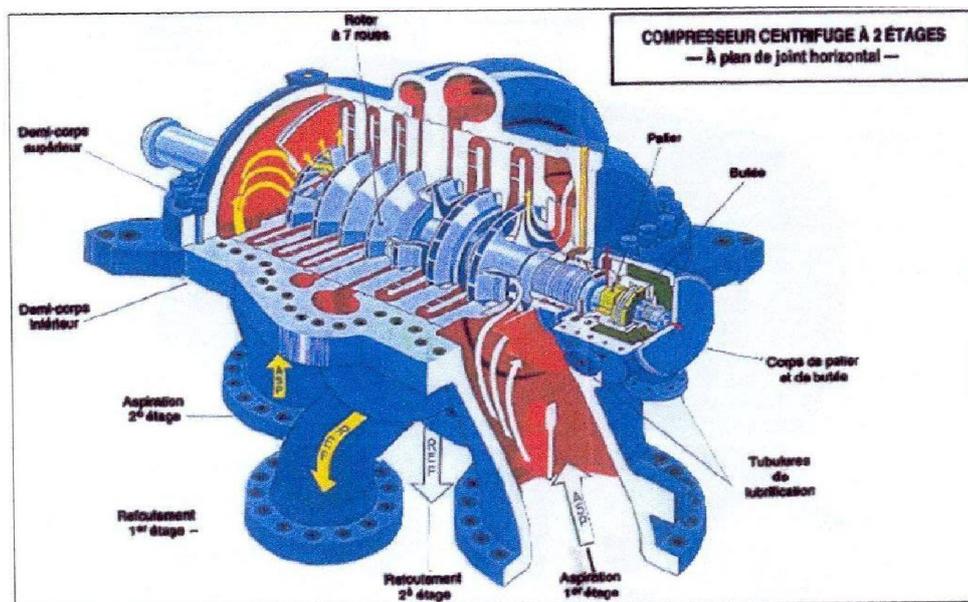


Figure. II .2 : Compresseur à joint horizontale

a) Compresseurs MCL

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

b) Compresseurs 2MCL

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

c) Compresseurs 3MCL

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

II.3.2 Compresseurs centrifuges avec corps ouverts verticalement

Ces compresseurs sont dénommés « barrel », et sont généralement multi étagés, et peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu' a 700bars).

Le rotor et les diaphragmes sont situés à l'intérieur du corps. L'étanchéité est assurée par un joint torique monté entre le corps et le couvercle ; ce dernier est rapporté à l'enveloppe par boulonnage qui facilite le montage et le démontage de l'ensemble aérodynamique.

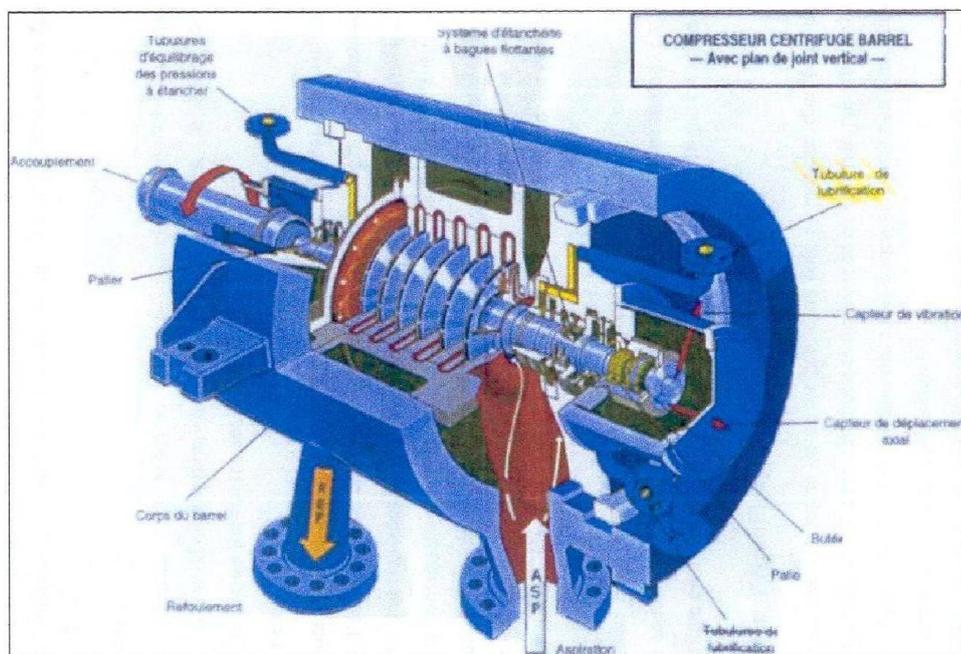


Figure. II.3 : Compresseur à joint vertical

a) Compresseur BCL

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

b) Compresseurs 2BCL

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

c) Compresseurs DBCL

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

d) BCL 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

e) Compresseurs type PCL

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.

II.4 Comparaison entre les différents types des compresseurs

| TYPES | | M ^{vt} linéaire | M ^{vt} rotatif | Débit | Pression | Rendement |
|--------------------|------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------|----------|-----------|
| Volumétriques | Compresseur à piston | + | | Faible à moyen | Elevée | Très bon |
| | Compresseur à membrane | + | | Faible | | |
| | Compresseur à vis | | + | Faible | Moyen | Faible |
| | Compresseur à palettes | | + | Faible | Basse | Faible |
| Turbo-compresseurs | Centrifuge | | + | Important | Elevé | Très bon |
| | Axial | | + | Très important | Basse | Très bon |

Tableau.II.1 Comparaison entre les différents types des compresseurs

II.5 Exploitation du compresseur

Exploiter un compresseur c'est le démarrer, l'arrêter, lui faire assurer le débit souhaité (variable car dépendant de la charge de l'unité), dans les conditions qui lui sont imposées (variables elles aussi) en évitant les conditions de marche où des risques d'arrêt ou de casse peuvent exister (pompage, survitesse, vitesse critique, surpuissance).

Par leur importance ces machines sont équipées de systèmes de régulation (vitesse, pression d'aspiration, anti pompage, ...) adaptés, mais également de protection en cas de dépassement de certains seuils (température haute, vibrations, ...).

II.6 Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge

Ce type de machine est constitué par un corps extérieur contenant la partie du stator dite ensemble des diaphragmes où est introduit un rotor formé par l'arbre, les roues, le piston d'équilibrage et le collet du palier de butée.

Le rotor entraîné par la machine motrice, tourne sur les paliers porteurs et guidé dans sa position axiale le palier de butée.

Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe et des étanchéités à film d'huile d'extrémité agissant sur le rotor.

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, rentre dans une chambre annulaire (volute d'aspiration) et converge uniformément vers les centres de toutes les directions radiales (fig. II.4) dans la chambre annulaire du côté opposé par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillon de gaz.

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et donc aspiré par la première roue (fig. II.5).

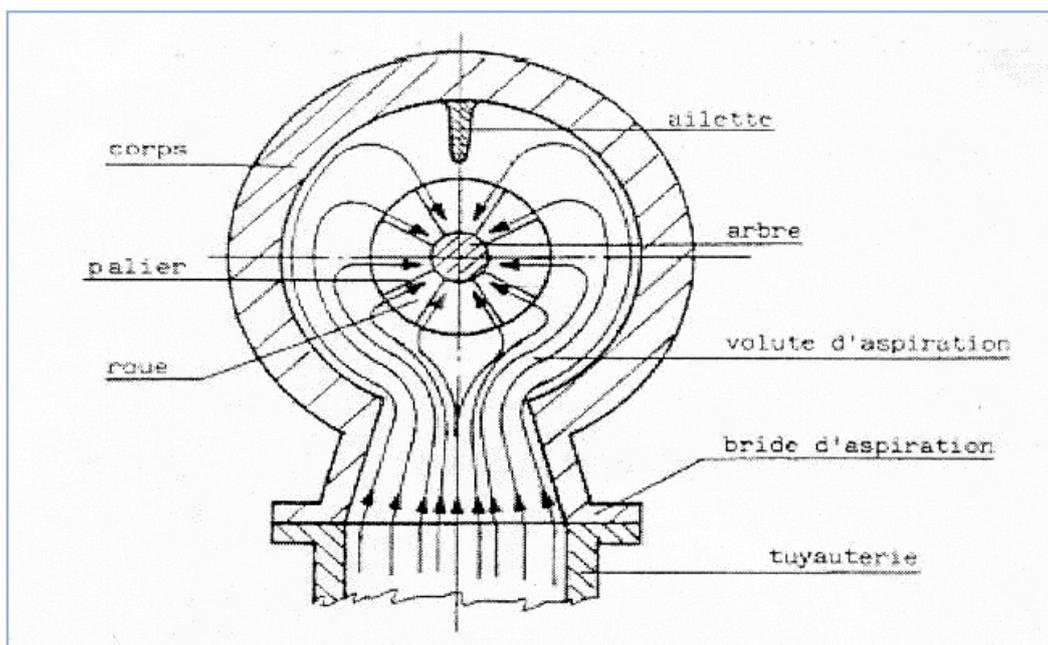


Figure. II.4 : parcours du gaz à l'entrée du compresseur (brides d'aspiration)

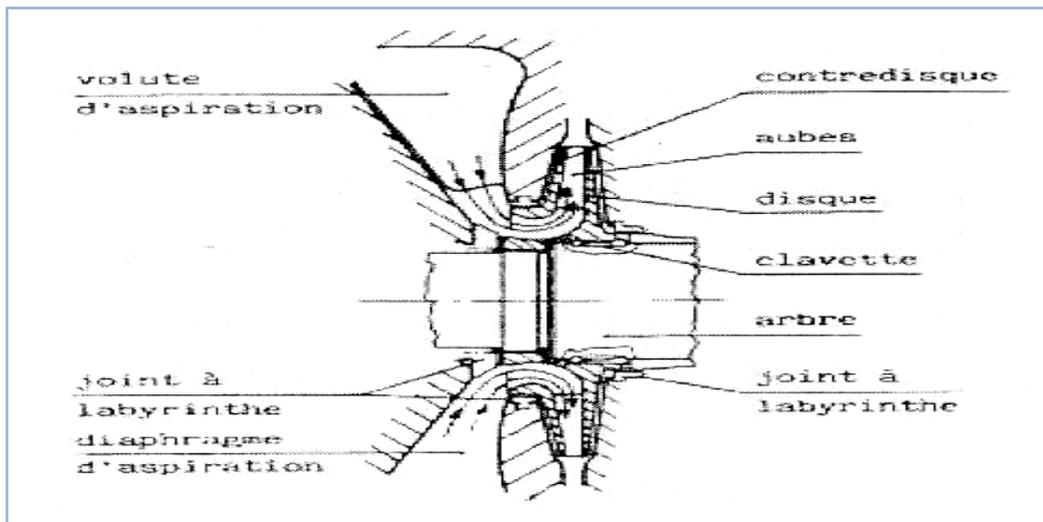


Figure. II. 5 : Parcours du gaz au niveau de l'impluseur

En suite d'un mouvement spirale le gaz parcourt une chambre circulaire fermée d'un diffuseur (fig. II.6) ou la vitesse diminue et donc la pression augmente (dans le cas d'un mouvement des fluides dans une conduite).

Puis le gaz transite par canal de retour, en suite le gaz est aspiré par la deuxième roue, et pour chaque roue le même parcours se répète.

La dernière roue en voie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement.

La volute de refoulement, est la chambre annulaire collectant le gaz du périphérique des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement.

Après cette dernière, il y'a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à tourner dans la volute et qui l'envoie a la bride de refoulement.

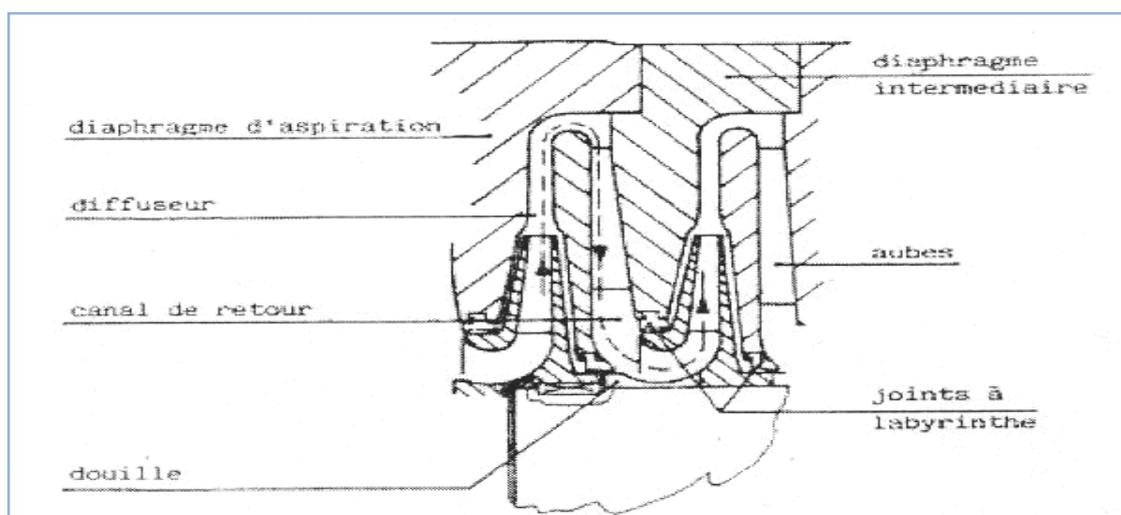


Figure. II.6 : Parcours du gaz au niveau de diffuseur

Après cette dernière, il y'a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à tourner dans la volute et qui l'envoie a la bride de refoulement (fig. II.7).

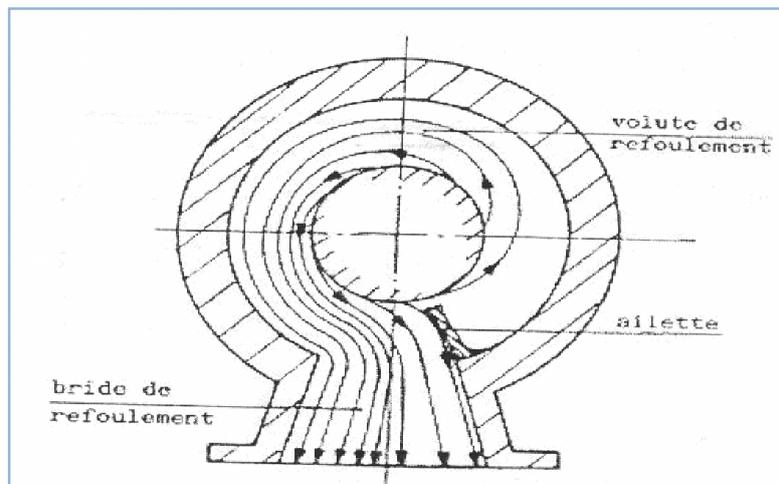


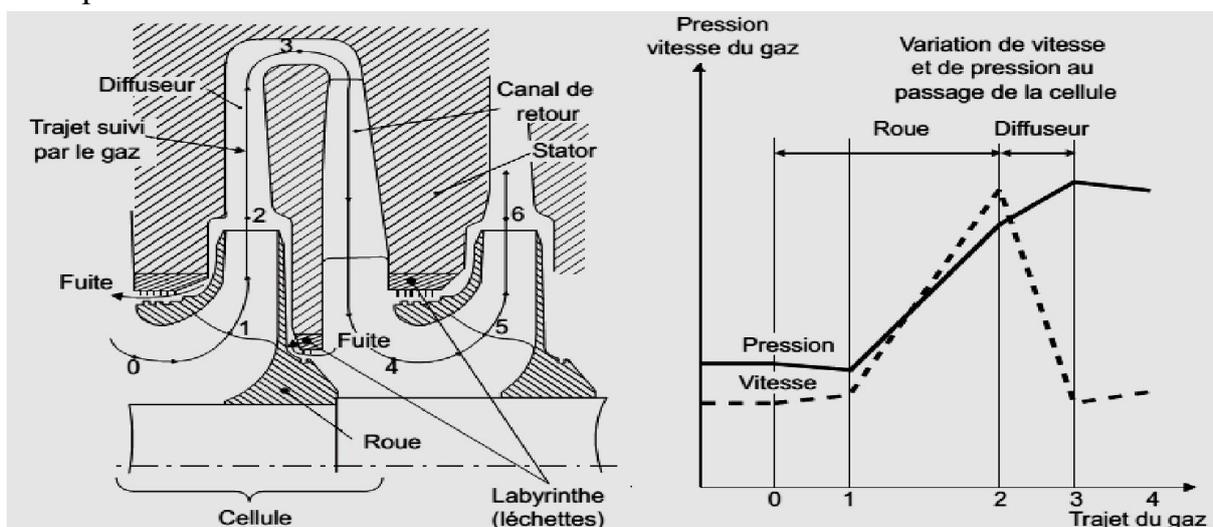
Figure. II.7: Parcours du gaz à la sortie du compresseur (brides de refoulement)

II.7 Evolution de la pression dans une cellule de compression

Dans un compresseur centrifuge, l'apport d'énergie fournie au gaz sous forme de vitesse et de pression s'effectue dans les roues.

Sous l'effet de la force centrifuge, le gaz est mis à la fois en vitesse et en pression dans les canaux de la roue. La vitesse élevée atteinte par le gaz à la sortie de la roue est transformée en pression par un ralentissement dans le diffuseur. Cette transformation peut représenter entre 20 et 25 % de l'augmentation totale de pression dans la cellule.

Les canaux de retour ramènent le gaz à l'entrée de la roue suivante, de telle façon qu'il y pénètre avec le minimum de chocs et turbulences et sans changement brusque de direction.



« Figure. II.8: Evolution de la pression dans une cellule de compression »

II.8 Triangle des vitesses et relations d'EULER

Une roue mobile de compression est schématisée sur la figure n° 1.5 ci-après, où figurent ses caractéristiques géométriques :

r1 : rayon de la roue à l'entrée

r2 : rayon de la roue à la sortie.

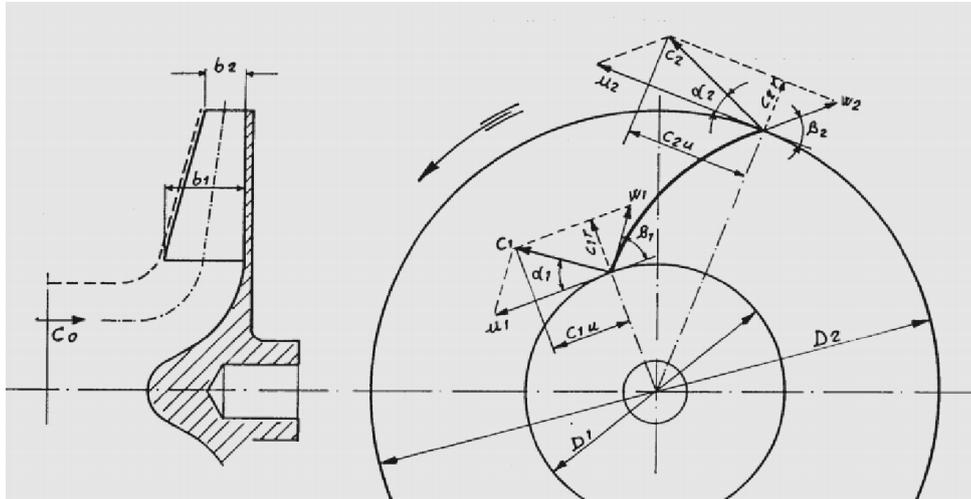


Figure.II.9 : Schéma d'une roue mobile - triangle des vitesses

Soit N la vitesse de rotation en [tr/mn], et $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$ la vitesse angulaire.

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

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

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

\vec{C} : Vitesse absolue avec $|\vec{C}| = C$.

On désigne par α et β les angles de \vec{C} et de \vec{W} avec \vec{U} .

Il est utile de représenter le triangle des vitesses à l'entrée et le triangle des vitesses à la sortie de la roue, les paramètres d'entrée et sortie étant respectivement repérés par les indices 1 et 2.

Soit 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 :

$$C = q_m (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

Du système d'équation

$$\begin{cases} P = C\omega \\ C = q_m (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \\ P = q_m g \mathcal{H}_h \end{cases}$$

On déduit :
$$\mathcal{H}_{th} = \frac{1}{g} (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

Par ailleurs l'entrée du gaz étant pratiquement toujours axiale

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2} \text{ et } \cos \alpha_1 = 0.$$

D'où :
$$\mathcal{H}_{th} = \frac{1}{g} U_2 C_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{g} U_2 \cdot C_{u2}$$

En posant :
$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$$

II.9 Les courbes de performances de l'étage

Dans les parties statiques après la roue (diffuseur et canal de retour) l'augmentation d'énergie cinétique est "récupérée", c.à.d. Transformée à son tour, tant que possible, en augmentation de pression en décélérant le gaz.

II.9.1 Diffuseur

Dans les diffuseurs à vortex libre (les plus utilisés dans les applications standard) il s'agit pour la plupart de pertes par frottement sur les conduites. Elles dépendent donc du parcours du gaz, c.à.d. De l'angle avec lequel le gaz sort de la roue, qui à son tour est fonction du débit.

II.9.2 Canal de retour

Le canal de retour, nécessaire pour "redresser" le flux avant l'entrée dans l'étage suivant est pourvu d'aubage fixe. Les pertes dans cette zone sont essentiellement des pertes d'entrée traduisibles en une forme parabolique, symétrique par rapport au débit nominal.

Ces deux pertes, influençant seulement la quote-part de hauteur réelle qui dans la roue s'est transformée en énergie cinétique du gaz, vont influencer la hauteur poly tropique de l'étage. Il faut se rappeler en effet que la hauteur poly tropique d'un étage est le travail utilisé pour augmenter l'énergie de pression du gaz, admettant des vitesses égales à l'entrée des deux étages successifs.

Conclusion

On doit choisir des compresseurs selon les exigences technologiques et de les exploiter d'une façon compétente, un spécialiste doit parfaitement connaître les constructions de ces machines, leur principe de fonctionnement et la base théorique qui sert à expliquer leurs caractéristiques.

CHAPITRE III

COMPRESSEUR CLARK 463 B4/4

III.1 Description de compresseur centrifuge Clark 463 B 4/4

Il de type à cylindres, à joint vertical, de 8 roues (HP) comprend principalement un ensemble statorique (corps, diaphragmes, étanchéités, et paliers) et un ensemble rotatif (rotor constitué par un arbre, des roues et un piston d'équilibrage) qui assure leur fonctionnement.

Les deux premiers chiffres du numéro du modèle correspondant à la capacité maximale et à la pression maximale développée par ce modèle.

Le troisième chiffre correspond à la taille du modèle définie à partir de critère physique (par exemple diamètre de passage du corps).

La lettre B désigne la ligne de production.

La lettre R indique que le groupe est équipé d'un ou deux étages de recyclage.

III.2 Rôle et domaine d'utilisation du compresseur Clark

Ce type de compresseur est très répandus dans l'industrie pétrolière est stations des réinjections de gaz caractérisées par ses performances et rendement.

Le compresseur Clark 463 à haute pression est entraîné par un turbine à gaz à l'intermédiaire d'un multiplicateur des vitesses pour avoir la vitesse désirée du fonctionnement du compresseur. Il est relié à un autre compresseur basse pression pour élever la pression du gaz à celle que doit aspirer. Il sert à comprimer le gaz arrivé de l'unité de séparation de brut jusqu'au 100 bars.

III.3 Généralités de construction

III.3.1 Le corps de compresseur

Les enveloppes ainsi que les couvercles d'extrémités sont obtenus par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène et donc plus résistant, à la considération des pressions élevées

Il comprend principalement un ensemble statorique (corps, diaphragmes, étanchéités, et paliers) et un ensemble rotatif (rotor constitué par un arbre, des roues et un tambour d'équilibrage) qui assure leur fonctionnement.

III.3.2 Carter

C'est un cylindre en acier forgé d'une pièce et contient l'ensemble du faisceau interne et du rotor. Elle contient deux tubulures d'aspiration et deux tubulures de refoulement font partie intégrante des corps seulement pour le modèle 463B raccordées vers le haut. La 2^{ème} tubulure d'aspiration correspondant à un emplacement inter-étages du compresseur. Dans cette application le gaz arrive du processus à une pression supérieure à celle d'aspiration pour être refoulé par les impulseurs suivant avec le gaz provenant de l'aspiration en amont du 1^{er} impulseur du compresseur.

Des anneaux d'étanchéité, insérés dans des rainures prévues pour cela assurant l'étanchéité évitant les fuites de gaz dans les tubulures.

III.3.3 Bundle

Il est de type cylindrique divisé horizontalement en deux parties supérieure et inférieure sur les lesquelles sont fixés les diaphragmes ou la partie rotatif est disposé.

III.3.4 Diaphragmes

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.

Fondamentalement ils ne diffèrent pas suivant qu'ils sont installés sur des compresseurs "barrels" ou sur des compresseurs ouverts horizontalement ; la seule différence réside dans leur logement dans le corps

Chaque diaphragme contient des anneaux en labyrinthe qui servent d'étanchéité sur le contre-disque de la roue (pour empêcher le retour à l'aspiration du gaz à la sortie de la roue) et sur les douilles intermédiaires pour éviter les fuites entre un étage et l'autre.

On distingue trois types :

III.3.4.1. Diaphragme d'aspiration

A la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue.

III.3.4.2. Diaphragmes intermédiaires

Ils ont une double tâche, former le diffuseur où la transformation de l'énergie cinétique en celle de pression, le canal de retour pour diriger le gaz vers l'entrée de la roue suivante.

III.3.4.3. Diaphragme de refoulement

Forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.

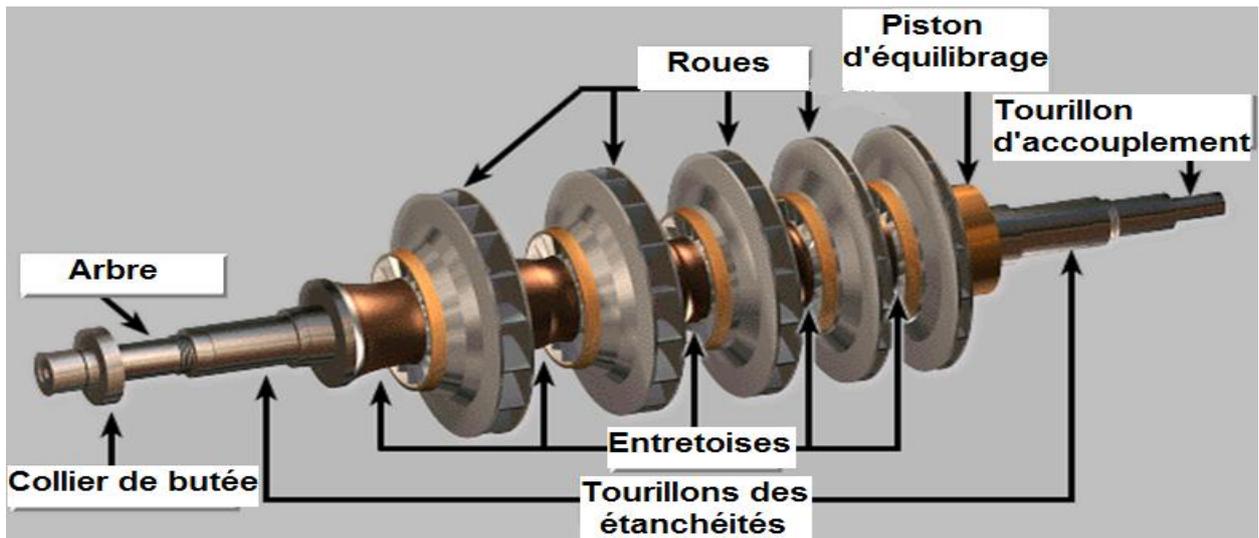


« Figure. III.1 Diaphragmes du compresseur Clark »

III.3.5 Ensemble rotor

La partie rotorique du compresseur est composée de l'arbre sur lequel est monté, le piston d'équilibrage, les roues à aubes, les douilles intermédiaires, le collet de buté, et le moyeu d'accouplement.

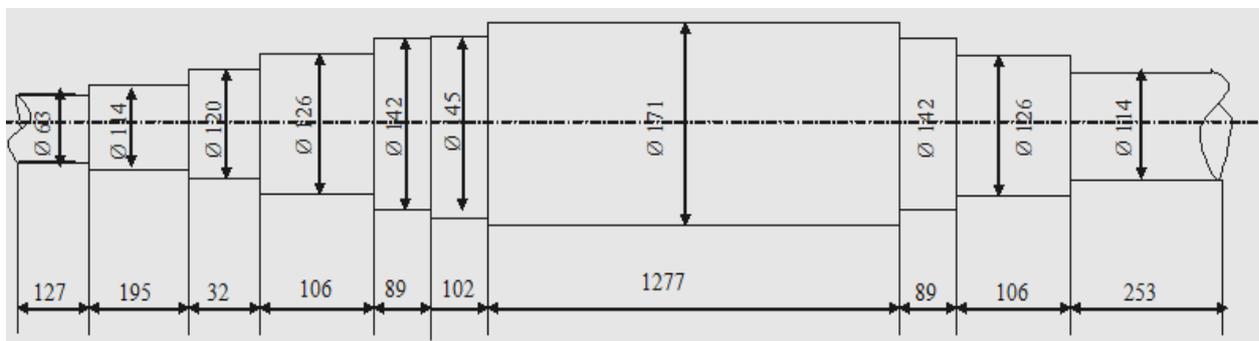
Le piston, les roues sont fixées avec l'arbre à l'aide des clavettes, et bloqués par un écrou à chaque extrémité. Le disque de butée est emmanché sur sa douille et doit être expansé hydrauliquement pour montage et démontage. La douille est montée métal contre métal et peut être montée ou démontée à la main quand le disque de butée n'est pas serré. Elle est bloquée axialement par un anneau en deux parties montées sur l'arbre. Le rotor est entraîné soit côté aspiration, soit côté refoulement (en générale côté refoulement) par un accouplement type à dentures.



« Figure.III.2 Ensemble rotor »

III.3.5.1 L'arbre

Il est constitué d'une partie centrale à diamètre constant où sont montées les roues et les douilles intermédiaires. Il est en acier à des propriétés mécaniques meilleures 40NCD7.



« Figure.III.3 Dessin constructif de l'arbre »

III.3.5.2 Les roues (les impulseurs)

Les roues sont freinées sur l'arbre avec un serrage de tolérance négative pour éviter leur desserrage aux hautes vitesses de vibration due aux forces centrifuges. Elles sont constituées d'un disque, les aubes et un contre disque. Leur construction est en acier allié. L'impulseur est la partie du compresseur centrifuge destinée à faire augmenter la vitesse du gaz.

Guide d'entrée à ailette directrice : Disposés en regard de chaque ouïe d'impulseur. Ils sont à joint horizontal et chaque moitié du guide 1^{er} étage est placée axialement dans son demi logement respectif par zones étagées dans la paroi d'admission, les

autres guides d'entrée sont fixés de la même manière dans les demi-diaphragmes. Des vis de plan de joint fixent les demi-guides d'entrée supérieurs à la paroi d'admission ou aux diaphragmes.



« *Figure.III.4 Les roues du compresseur Clark* »

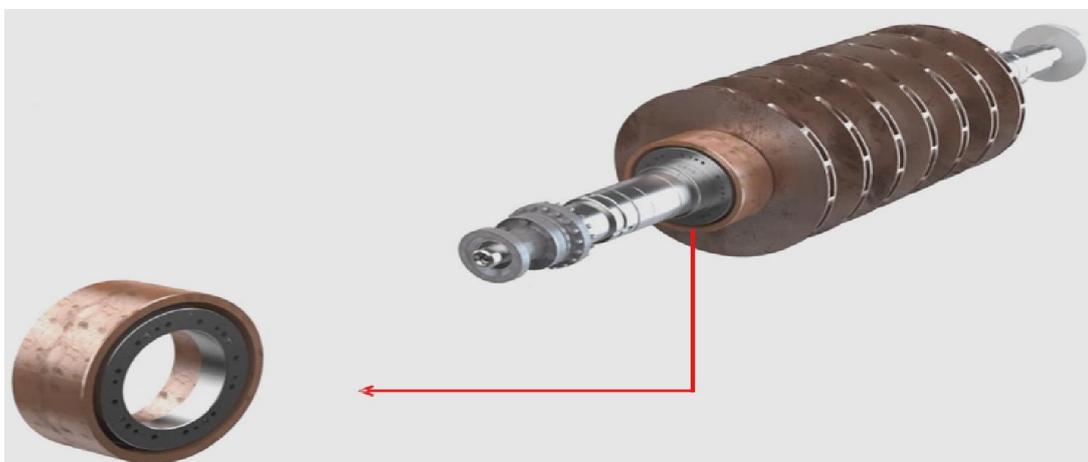
III.3.5.3 Le diffuseur

A pour rôle de transformer, par réduction de la vitesse du fluide la pression dynamique en pression statique

III.3.5.4 Piston d'équilibrage

Par la différence de surface entre les parois latérales de chaque impulseur, une poussée axiale sur l'ensemble du rotor est dirigée vers l'extrémité aspiration du compresseur. Afin de limiter cette poussée à une valeur raisonnable mais toujours positive et d'assurer une longue durée de service des paliers de butée, un piston d'équilibrage est disposé côté refoulement sur l'arbre du rotor.

Il est monté après la dernière roue, sur une clavette de calage comme les roues. Il a pour but de diminuer la poussée axiale due à la différence de pression agissant sur les roues, dirigée vers l'aspiration.



« *Figure.III.5 Piston d'équilibrage* »

III.3.5.6 Palier de butée

Le palier à butée de type MICHELL, monté sur l'une des extrémités du corps, est à double action. Il est logé sur les deux côtés du collet de butée du rotor.

Il est conçu de façon à absorber la poussée axiale agissant sur le rotor qui n'est pas entièrement équilibrée par le tambour d'équilibrage.

Il est muni d'une bande élastique de raclage d'huile (oil control ring ou O.C.R) afin de minimiser toute perte de puissance due à la turbulence de l'huile dans la cavité du palier à cause de la haute vitesse de fonctionnement à l'extérieur du palier est montée une bague ayant un trou calibré dont le but est de régler la qualité d'huile pour le graissage



« Figure. III.6 Palier de butée »

III.3.5.7 Paliers porteurs

Sont du type à patin oscillants et à lubrification forcée, l'huile de graissage passe à travers des orifices pour lubrifier les patins et taquets. L'huile sort ensuite latéralement.

Le palier consiste 5 patins à face régulière qui pivote pour former un "coin" d'huile de la même manière que les patins des paliers de butée. Les deux types sont installés dans des carters à plan de joint horizontal qui sont maintenus en place dans la demi-partie inférieure du carter du compresseur par des supports nervurés venus de fonderie.

Les patins peuvent osciller dans le carter aussi bien dans le sens radial que dans le sens axial afin d'atténuer au maximum les vibrations radiales du rotor. La rotation des patins dans le carter est bloquée par des goujons qui dépassent des vis fixées sur le carter.

III.3.5.9 Paliers d'appui

Sont du type avec coussinets inclinables. Ils sont constitués d'un corps en acier et de cinq coussinets ou sabot à réglage de faible épaisseur. Ces coussinets basculent pour former un "coin" de film d'huile similaire à celui des paliers de butée. Les paliers sont en deux parties avec joint horizontal suivant l'axe et sont alimentés en huile de lubrification à une pression de $1,4 \text{ Kg / Cm}^2$.

III.3.6 L'ensemble du faisceau interne

L'ensemble faisceau complet et monté à l'extrémité du corps, en dehors de l'entraînement principale et est fixé et disposé près des têtes d'admission. Il est structuré autour de l'ensemble rotor et comparant les flasques d'aspiration, les déflecteurs d'admission, les membranes et les chicanes.

III.4 Système d'étanchéité

III.4.1 Rôle des étanchéités

Dans le cas général, le gaz comprimé se trouve dans le corps du compresseur à une pression supérieure à la pression atmosphérique et risque donc de fuir le long de l'arbre vers l'atmosphère ou les corps de palier. Une fuite correspond à une perte de rendement, le compresseur ayant cédé initialement de l'énergie au gaz de fuite. Il est nécessaire de réduire cette fuite à une valeur nulle ou quasi nulle pour des raisons évidentes de sécurité et d'environnement.

III.4.2 Etanchéité arbre

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

III.4.3 Garnitures à labyrinthe

La réduction au minimum des fuites vers l'extérieur est obtenue par des garnitures à labyrinthe, qui sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter des endommagements de ce dernier en cas de contacts accidentels. Les garnitures peuvent être extraites aisément. Le nombre des lames et le jeu, dépendent des conditions de fonctionnement. Dans le cas où les moindres fuites de gaz (gaz toxiques, explosifs etc.) ne seraient admises, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.

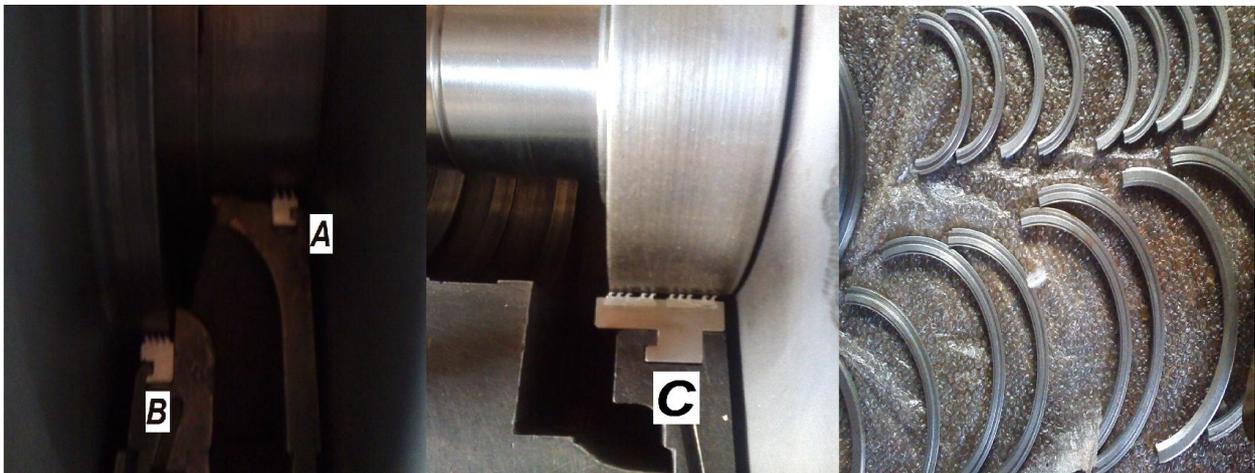
III.4.3.1 Joint labyrinthe d'arbre

Le joint labyrinthe est fixé au chapeau d'extrémité par lequel passe le bout d'arbre. Ce type de joint est utilisé pour que l'huile des paliers ne se mélange pas avec l'huile de l'accouplement.

III.4.3.2 Les joints labyrinthe inter-étages

Des joints, du type labyrinthes à joint horizontal sont disposés dans chaque guide à ailettes, limitant des fuites de gaz entre les zones d'aspiration et de refoulement de chaque impulseur.

Les joints sont composés de 2 moitiés interchangeable. Les moitiés supérieures des joints sont fixées sur les déflecteurs d'aspiration. Les membranes, les chicanes et la volute de refoulement (s'il y en a une) au moyen des boulons disposés sur la ligne de joint du faisceau.



- A. Labyrinthe d'entretoise de roue.
- B. Labyrinthe de couvercle de roue.
- C. Labyrinthe de paroi division.

« *Figure.III.7 Labyrinthe d'étanchéité inter - étages* »

III.4.3.3 Les joints d'étanchéité internes

Sont montés dans les chapeaux d'aspiration du côté extérieur par rapport à l'ensemble faisceaux. Les joints sont calculés pour prévenir toute fuite de gaz dans les compartiments paliers et la contamination du gaz de procédé avec des vapeurs d'huile. Se reporter à la section fonctionnement du présent manuel pour une description détaillée des joints utilisés.

III.4.4 Garnitures mécaniques

La garniture mécanique est constituée fondamentalement d'une bague de charbon fixée et gardée en contact contre un collet d'acier tournant avec l'arbre du compresseur. Le contact est assuré par l'action combinée d'éléments élastiques (ressorts et soufflets) et par la distribution de la pression agissant sur la bague même. Le contact entre le collet et la bague, produit de la chaleur qui doit être éliminée en refroidissant la garniture avec de l'huile.

On

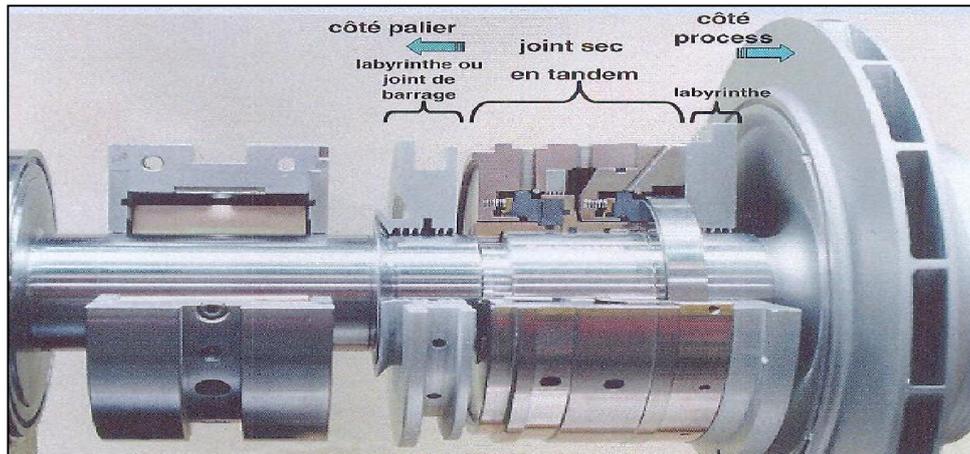


Fig. III.8 Disposition d'une garniture mécanique sur l'arbre du compresseur

On distingue deux types de garnitures mécaniques :

- Garnitures mécaniques avec contact ou étanchéité à film d'huile.
- Garnitures mécaniques sans contact ou garnitures sèche (à gaz).

III.4.5 Garnitures d'étanchéités d'huile

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

III.4.5.1 Fonctionnement des étanchéités d'huile internes

Le réseau d'huile d'étanchéité doit toujours être en service avant et pendant la mise en pression des compresseurs. Les variations des pressions à l'intérieur des compresseurs doivent être aussi progressives que possible pour permettre au réseau d'étanchéité de s'adapter en douceur au nouveau niveau de pression. En plus, le réseau d'huile d'étanchéité est la seule lubrification des bagues d'étanchéité et faire tourner les compresseurs sans pression ni débit d'huile d'étanchéité entraînera immédiatement des dommages sérieux suivis d'une fuite de gaz de processus du compresseur.

III.4.6 Lubrifiants utilisés

Si on doit utiliser un lubrifiant synthétique (incombustible) en remplacement l'huile turbine normale pour le graissage des paliers, engrenages, etc.... la matière de toutes les garnitures bagues "O-Ring" au contact avec le lubrifiant doit être compatible avec ce dernier. Les matières habituelles de ces garnitures gonflent et se détériorent lorsqu'elles sont immergées dans le lubrifiant synthétique ; de même les peintures normales s'écailleront à l'intérieur des réservoirs et chambres de palier.

III.4.7 Fonctionnement du compresseur sur air avec des étanchéités du type à film d'huile

- Le gaz tampon doit être injecté dans les labyrinthes d'étanchéité interne à une pression différentielle de 0.35 Kg/cm^2 au-dessus de la pression de l'orifice du piston d'équilibrage du compresseur. Tous les compresseurs Clark équipés d'étanchéité du type à film d'huile sont construits en prévision de l'injection de gaz tampon dans les étanchéités.
- Si la pression d'injection de gaz est inférieure à 1 Kg / cm^2 , les purges des séparateurs d'huile d'étanchéité polluée doivent être exemptes de toute contre-pression pendant la purge.
- Des orifices provisoires doivent être installés dans les lignes d'évent du gaz des séparateurs à la place orifices calculés. Les orifices provisoires doivent être dimensionnés pour produire une vitesse de $15,2$ à $18,2 \text{ m / sec}$ à travers le segment extérieur du labyrinthe intérieur au jeu maximal du labyrinthe.
- Les vannes manuelles dans les lignes de purge de l'huile d'étanchéité polluée de compresseur et dans les lignes d'évent de gaz des séparateurs qui cheminent de gaz tampon doivent être condamnées en position ouverte pour assurer qu'elles ne soient pas fermées par inadvertance pendant le service sur air.

III.5 Accessoires de purge côté aspiration du carter

Afin de pouvoir évacuer toute accumulation de liquide de carter ; des raccords de purge par soupape sont installés. Pour éliminer cette accumulation il faut ouvrir tous les dispositifs de purge avant de démarrer ou de pressuriser le compresseur. Une fois que le compresseur est en marche et alimenté en gaz à comprimer, il est fortement recommandé d'ouvrir périodiquement les dispositifs de purge du carter côté aspiration, en vue d'éviter toute accumulation de liquide qui entraînerait un ralentissement substantiel de l'impulseur du 1^{er} étage.

III.6 Accouplement d'entraînement

L'accouplement sert à transmettre la puissance de machine motrice au compresseur moyennant multiplicateur de vitesse. Des protecteurs d'accouplements spéciaux étanches à l'huile, sont prévus et des tubes vaporisant directement l'huile dans chaque extrémité des accouplements.

III.7 L'alignement du compresseur, multiplicateur, turbine

Pour arriver aux chiffres d'alignement préconisés, établis à partir des relevés des lecteurs, il est de première importance que la plaque de base qui supporte le multiplicateur et aussi les compresseurs, soit mise en place sur la fondation en béton à sa bonne position, par rapport à l'élévation prévue et selon les plans de génie civil. Une fois le multiplicateur correctement positionné et son nivellement vérifié, on peut effectuer l'alignement initial à froid des compresseurs et de la turbine à gaz, le multiplicateur faisant office de repère principal.

III.8 Retour après arrêt

1. Des retours peuvent survenir dans un compresseur aux environs de 0 tr/mn. L'endommagement du palier de butée quand il y a un volume important de gaz processus entre la bride de refoulement du compresseur et la soupape de retenue ce gaz emmagasinée possède une énergie enrichie à une pression plus grande que la pression d'aspiration du compresseur et recirculera à travers l'ensemble du rotor en direction inverse de la rotation de l'unité.
2. Afin de prévenir les retours peuvent survenir, il est nécessaire que :
 - Les soupapes de retenue soient installées près de la bride du compresseur de manière à réduire le volume d'énergie enrichie à un niveau au-dessous de celui requis pour inverser la marche du rotor.
 - Installer des événements ou des tuyauteries de recyclage pour dégager les gaz de refoulement à l'extérieur lors de l'arrêt afin de réduire le niveau d'énergie enrichie.

III.9 Vitesse de fonctionnement critiques

Si l'entraînement du compresseur est à vitesse variable, il faut éviter un fonctionnement à une vitesse égale ou proche de la vitesse tourbillonnaire critique qui provoquerait une déformation du rotor et par voie de conséquence un frottement des garnitures labyrinthe intermédiaire et des vibrations. Se reporter aux plaques d'identification du compresseur et de l'entraînement pour les spécifications de vitesses critiques et le réglage de survitesse de l'entraînement.

CHAPITRE IV

PROTECTION DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE

IV.1 Pompage dans un compresseur centrifuge

Le pompage est une instabilité aérodynamique de l'écoulement dans la machine s'accompagnant d'une inversion de sens du débit spécifiquement pour un procédé et un environnement particuliers.

Le pompage est un phénomène fondamental propre aux compresseurs dynamiques. Ces machines sont caractérisées par le fait que la compression est obtenue par échange d'énergie dans le gaz mis en mouvement dans des rangées d'ailettes.

Le pompage d'un compresseur se produit lorsque le réseau à haute pression du refoulement se vide dans le réseau à basse pression de l'aspiration par un débit à contre-courant dans le compresseur. Ce phénomène, qui peut avoir plusieurs causes, provoque une instabilité momentanée du réseau d'aération (En raison de la nature oscillatoire du phénomène de va-et-vient du débit).

Quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration, le compresseur retrouve des conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence.

Le fonctionnement avec des pertes de charges croissantes au fil des années du fait du colmatage progressif des aérateurs de bassins. Il arrive un moment où le compresseur est sollicité avec une contre-pression supérieure à sa pression différentielle maximum. Le pompage peut alors se produire à tout moment, en fonction du débit demandé et de la température d'air d'aspiration

IV.1.1 Description du phénomène du pompage

Le pompage survient quand le débit de gaz diminue en dessous du point de pompage. A ce moment, l'écoulement de gaz retourne par le refoulement dans le compresseur.

La charge développée dans un étage d'un compresseur centrifuge est une fonction du produit de la composante tangentielle de la vitesse absolu 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 relative 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.

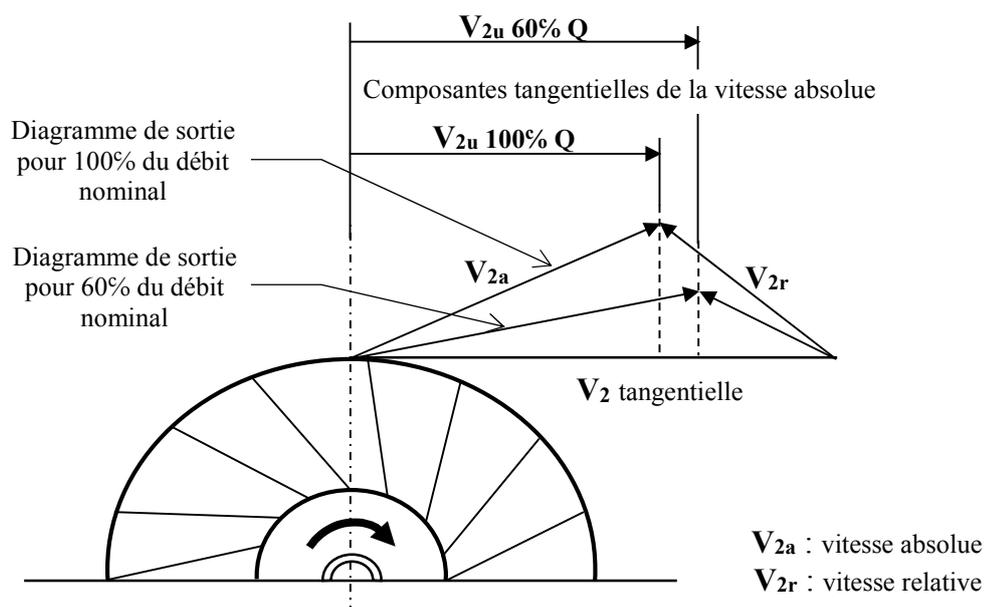


Figure. IV.1 Diagramme typique de la charge d'une roue

Il y a un moment où 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 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 IV.2). 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).

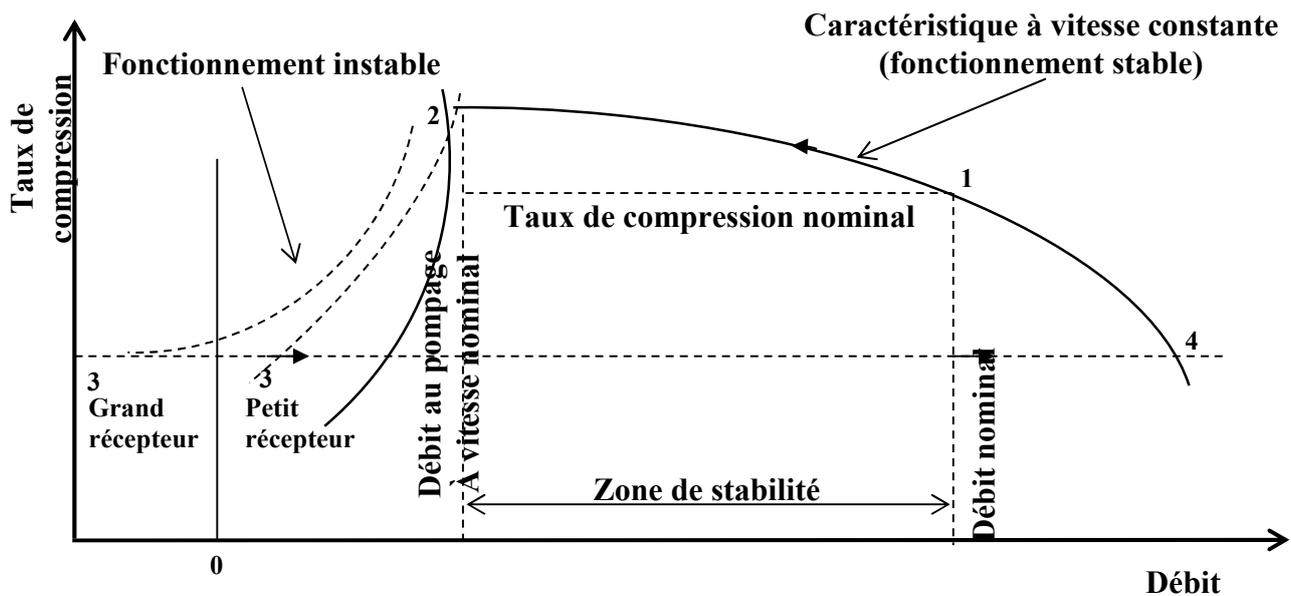


Figure. IV.2: courbe typique de performances

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 important, 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.

IV.1.2 Effet de pompage

Lorsque le débit qui passe dans le compresseur est trop faible, inférieur au débit correspondant au sommet de la courbe caractéristique, le point de fonctionnement ne peut pas se stabiliser à la valeur du débit imposé par le procédé. Il se produit alors une fluctuation de pression d'autant plus importante que la pression d'aspiration est élevée et que le taux de compression est grand et une fluctuation de débit pouvant même conduire à une inversion de l'écoulement dans la machine ou une partie de la machine. Ces fluctuations qui se produisent à une fréquence de l'ordre du Hertz génèrent des efforts internes considérables qui sont difficilement encaissés par la butée ou les paliers. La répétition du pompage est souvent fatale pour la butée.

IV.1.3 Limite de pompage

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.

Afin de protéger le compresseur contre le pompage, il convient de définir une limite de pompage, en dessous de laquelle le fonctionnement ne sera pas autorisé.

IV.1.4 Limite de protection de pompage

Des dispositifs de protection contre le pompage sont installés pour que le compresseur n'atteigne pas la ligne de pompage, même lors des fonctionnements transitoires. Une marge est donc nécessaire entre la ligne d'apparition du pompage et la limite pratique de pompage, cette dernière définissant le point de consigne de la protection.

Dispositifs contre pompage :

- 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.
- Augmenter le débit du processus vers l'aspiration du compresseur.
- 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.

IV.1.4 Events et by-pass

La plupart des compresseurs centrifuges sont équipés soit avec des événements ou avec des by-pass (Si le gaz est dangereux ou rare) pour les protéger du pompage.

Dans ce compresseur, la pression de gaz peut être libérée par l'événement sur la conduite de refoulement, donc le gaz s'échappe directement à l'atmosphère. Les événements automatiques sont réglés pour s'ouvrir pour ces basses valeurs de débit.

Dans une installation avec by-pass le refoulement n'est plus mis à l'atmosphère. Le by-pass revoie le gaz du refoulement vers l'aspiration.

Pendant la compression, la température du gaz augmente, pour éviter cette augmentation de température, la ligne de by-pass se situe après le réfrigérant.

La vanne de by-pass, comme l'événement, est contrôlée automatiquement de façon à ouvrir pour les basses valeurs de débit.

IV.2 Etude de la poussée axiale

IV.2.1 La poussée axiale

Pendant le fonctionnement du compresseur, la partie du rotor relative à chaque étage de compression est soumise à une poussée axiale directe vers l'aspiration, engendrée par la différence de pression sur les deux faces des roues. Les compresseurs centrifuges nécessitent un dispositif permettant de s'opposer à la poussée axiale. Cette poussée s'applique sur chaque une des roues ; elle résulte de la différence de pression, qui existe entre deux faces du flasque pour tout diamètre inférieure à celui de l'ouïe.

Le compresseur 463 B4/4 comporte un rotor dos-à-dos sur lequel les roues de la 2^{ème} section regardant dans le sens opposé de celle de la 1^{ère} section. Cette disposition diminue la poussée axiale du rotor à une valeur nominale qui peut être supportée par les patins actifs du palier de butée. A cause de la différence de l'augmentation de pression à travers chaque section du compresseur, un piston d'équilibrage est soumis à la pression de refoulement de sa section respective. La pression de la 2^{ème} section étant supérieur à celle de la 1^{ère} section, il se produit une poussée opposée à celle des roues de la 2^{ème} section, ce qui équilibre les poussées en combinaison avec la poussée des roues de la 1^{ère} section à une valeur nominale mais positive pour une longue durée de vie de palier.

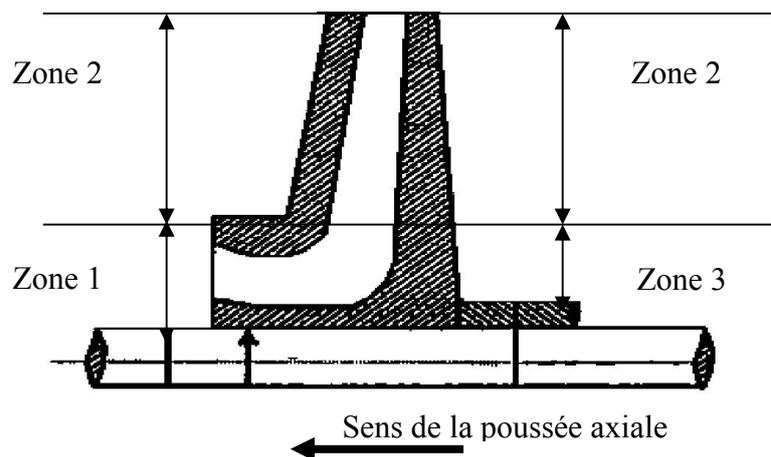


Figure.IV.3 Sens du poussé axiale

Zone 1 : soumise à la pression d'aspiration.

Zone 2 : soumis à la pression de sortie de la roue.

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

IV.2.2 Origine de la poussée axiale

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

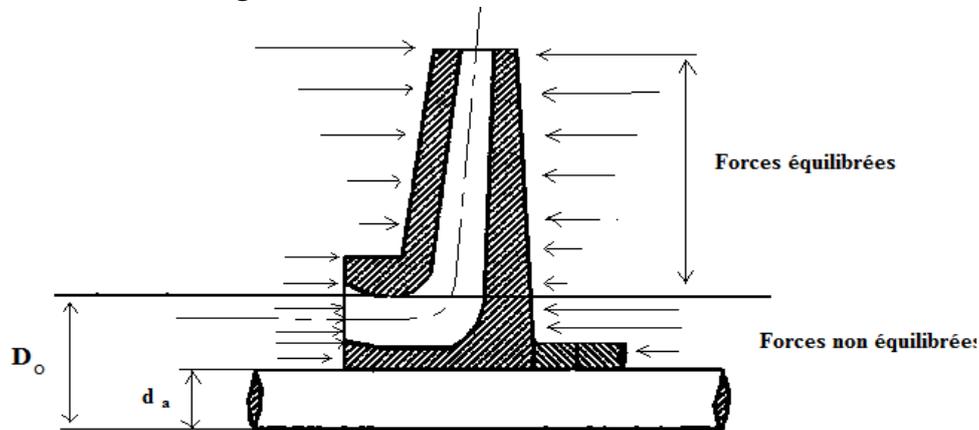


Fig.4. Schéma des forces de pression non équilibrées dans une roue centrifuge

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

- Pression d'aspiration de la roue. P_a
- Pression de refoulement. P_r

La figure « FIG IV.4 » montre au-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 :

$$F = (P_r - P_a) \times S \dots\dots\dots (1)$$

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.

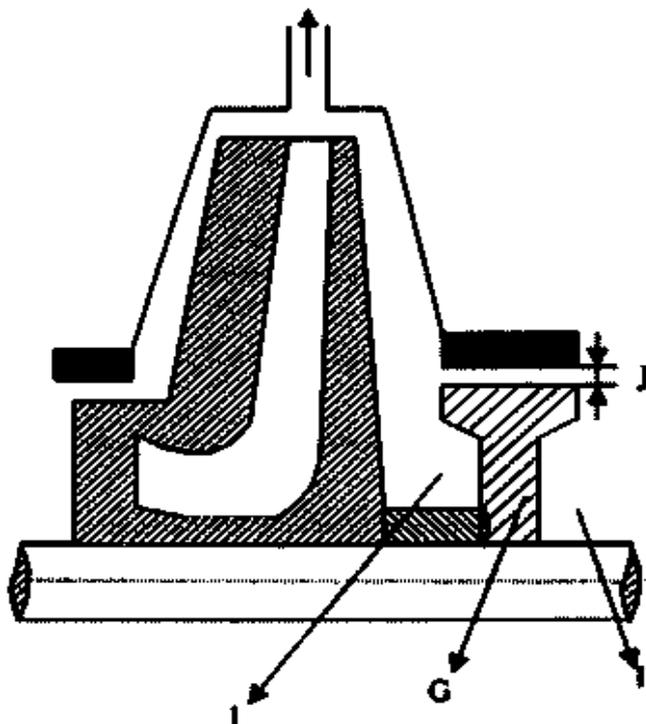
$$F = F_1 + F_2 + F_3 + \dots\dots\dots F_n \dots\dots\dots (2)$$

N : nombre des étages (roue)

IV.2.3 Remède

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.8).



« Figure. IV.5 : 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.

La « Fig. IV.8 » montre que dans la chambre « I » règne le gaz de refoulement qui exerce la force avant de l'équilibreur « G » cela nous donne une contre poussée qui se traduit par :

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

P_a : pression de refoulement.

P_p : section avant équilibreur.

Le gaz de refoulement qui sort à travers le « J » arrive dans la chambre 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).

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

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.

IV.2.4 Différent types d'équilibrage

IV.2.4.1 Equilibrage de poussée

La force de poussée aérodynamique telle quelle a été calculée tout à l'heure, atteindra des valeurs énormes (quelques dizaines de tonnes), si elle n'était pas "équilibrée". Il serait alors difficile de construire des paliers de butée qui tiennent cette force.

C'est logique, en conséquence, de chercher des solutions techniques qui réduisent cette force, ce qui permet d'utiliser des paliers de butée plus petits, moins chers et surtout, de faibles dimensions. La réduction de la force de poussée s'appelle l'équilibrage de poussée.

En général, quand on "équilibre" la poussée, on ne le fait pas entièrement. Les paramètres de la machine (pressions et vitesses du gaz) varient amplement quand le régime change. Si la poussée était annulée dans un certain régime (le régime maxi), dans les autres régimes, il y aurait de différentes valeurs des paramètres de performance (pressions et vitesses), d'où la poussée ne serait plus annulée. Par contre, les forces de pression F_p et dynamique F_d vont changer de valeur. La poussée nette étant la différence entre F_p et F_d , on risque fort d'avoir des changements de sens de la poussée nette. Cela crée des coups sur les butées ce qui est mauvais du point de vue de vibration et de durée de vie des paliers de butée.

Pour cette raison, quand on équilibre la poussée dans le régime maxi, on laisse une certaine poussée résiduelle, normalement dans le sens avant, c.à.d. vers le côté d'aspiration. Cette poussée résiduelle, normalement de 40% de la valeur maxi d'origine, représente une "marge de stabilité", qui empêche l'inversion de la poussée, donc les chocs, dans une grande plage de fonctionnement.

IV.2.4.2 Equilibrage de poussée dans un compresseur mono-étagé

On peut choisir entre plusieurs solutions, en voici quelques exemples :

1-Conception de roue a aspiration double. La symétrie géométrique (et aérodynamique) va annuler la poussée axiale, la dernière étant un paramètre "antisymétrique".

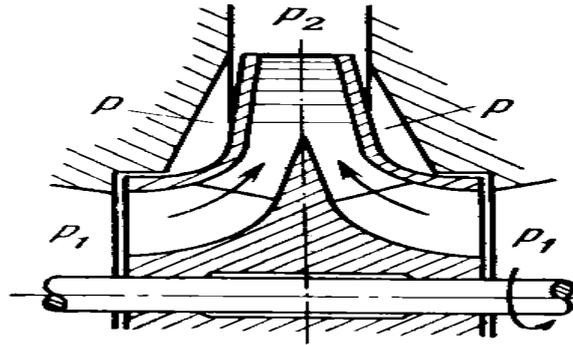


Figure.IV.6 Compresseur centrifuge mono-étagé, a aspiration double.

2- Utilisation de trous d'équilibrage ou du tuyau d'équilibrage, qui communique la pression d'aspiration vers l'espace derrière la roue, limitée par un joint de labyrinthe, dont le diamètre intérieur est égal au diamètre intérieur du joint a labyrinthe à l'entrée de la roue.

IV.2.4.3 Equilibrage de poussée axiale dans les compresseurs multi-étages

A) Utilisation du disque d'équilibrage

Moyennant un tuyau (ligne d'équilibrage), on communique la pression d'aspiration jusqu'à l'espace derrière le disque d'équilibrage.

Le disque d'équilibrage est un tambour d'une surface circonférentielle suffisamment grande pour faire face aux lames multiples du joint a labyrinthe. Il y aura autant de lames de labyrinthe que nécessaire pour réduire la fuite du gaz contre une différence de pression de gaz assez grande de cote et d'autre du disque.

Le disque d'équilibrage est une pièce séparée, montée sur l'arbre à chaud, pour obtenir un ajustage d'interférence. Le disque d'équilibrage de poussée est normalement monte du côté de refoulement. C'est comme ça qu'on arrive à imposer la pression d'aspiration sur les deux extrémités de l'arbre. Cela améliore un peu les conditions de travail du système d'étanchéité du gaz.

On doit étudier la valeur du diamètre extérieur du disque D' , de façon à obtenir une certaine valeur résiduelle de poussée axiale, vers l'avant au régime maxi.

Soit :

A = surface active d'entrée de la roue, (comme défini tout à l'heure).

A' = surface active du disque d'équilibrage, c.à.d. la surface comprise entre le diamètre extérieur du disque D et le diamètre intérieur D_0 .

La poussée résiduelle F lira :

$$F = (P_s - P_e) \cdot (A - A') - m \cdot (C_1 + C_2 + C_3 + \dots)$$

Où

P_s = pression statique du gaz à la sortie de la dernière roue.

P_e = pression statique du gaz à l'entrée de la première roue.

IV.3 Les vibrations de compresseur centrifuge

Le problème de la stabilité concerne le compresseur dans tous ses composants car toutes les parties fondamentales d'une machine contribuent à sa stabilité : rotor, paliers, garnitures d'étanchéité à huile, accouplement, ainsi que toutes les parties fluo dynamiques telles que roues, diffuseurs, canaux de retour.

L'amplitude des vibrations du rotor ne doit pas provoquer de contact entre le rotor et les parties du stator séparées par un jeu réduit du rotor lui-même (labyrinthes utilisés pour réduire au minimum les fuites de gaz ni de surcharges des garnitures d'étanchéité à huile ou des contraintes de la fatigue des paliers. La fréquence des vibrations constitue un élément très important pour évaluer la stabilité du système.

La vibration peut avoir une fréquence qui correspond à la vitesse de la machine (vibration synchrone) ou une fréquence différente (vibration asynchrone). En général, dans les machines tournantes, les deux types de vibrations cohabitent.

IV.3.1 Vibrations synchrones

Les vibrations synchrones peuvent généralement être attribuées une des causes ci-après ou à leur combinaison :

- a) défauts fortuits des rotors (dès équilibrage par exemple).
- b) défauts de conception ; c'est-à-dire vitesse de marche trop proche de la résonance avec une fréquence propre du système et/ou mauvais amortissement.

La bonne conception du système rotor/paliers doit garantir des niveaux de vibrations acceptables même lorsque des causes accidentelles compromettent l'état initial de parfait équilibrage.

On fait généralement appel à deux approches pour prévoir le comportement dynamique synchrone du rotor.

La première approche est le calcul numérique selon Myhl-stad-Prhol qui considère le rotor comme un système dynamique comprenant un certain nombre de masses concentrées sur un arbre, sans masse, supporte par des paliers.

Le programme original relatif aux vitesses calcule également les modes normaux de vibration aux vitesses critiques pour chaque valeur spécifique de la

rigidité du palier. Les modes normaux de vibration sont importants car ils indiquent l'amplitude de vibration relative en tout point le long du rotor. Si les amplitudes relatives aux paliers sont basses, un déséquilibre important qui produit une flèche sensible à certaines sections de l'arbre provoquera un mouvement relatif très réduit aux paliers. Sans mouvement relatif, l'amortissement des vibrations aux paliers ne peut être efficace. Les paliers donc ne se trouvent pas dans la position la plus efficace et ils doivent être positionnés correctement.

La deuxième approche consiste à effectuer le calcul de la réaction de l'arbre lorsque le mouvement du rotor - dans la plage de vitesses de marche - est étudié comme réponse du système d'amortissement aux facteurs de déséquilibre

IV.3.2 Vibrations asynchrones

Dans le domaine des vibrations asynchrones, il faut faire une ultérieure distinction entre fréquences de vibration (qui sont des multiples de la vitesse de rotation), et fréquences de vibration inférieures ou supérieures à la vitesse de rotation, mais non pas des multiples.

Les vibrations provoquées habituellement par des facteurs locaux appartiennent au premier type : désalignement, frottement entre les parties statoriques et rotoriques, contraindre excessives dans les tuyauteries, fondations, etc.

A la deuxième catégorie appartiennent les vibrations qui ont été la cause de problèmes plus sérieux, particulièrement dans le domaine des compresseurs haute pression. Elles peuvent être causées par des phénomènes extérieurs (vibrations forcées : par ex. effets aérodynamiques) ou par des phénomènes intrinsèques du mouvement même du rotor (vibrations auto-excitantes) qui minent la stabilité à la base. La stabilité est fonction de l'équilibre de divers facteurs. Ceci est principalement :

IV.3.2.1 Ensemble rotor-paliers avec ses caractéristiques élastiques

Les mortaises des clavettes, en particulier, peuvent provoquer une réponse différenciée sur les différents plans de l'espace. C'est pour cette raison qu'elles sont réduites aux dimensions minimal, décalées de 90° d'une roue à l'autre et dans certains cas supprimés.

Pour ce qui est des paliers, pour éviter les problèmes de fouettement du film d'huile, on utilise généralement des paliers à patins inclinables. Dans certains cas, on fait appel à des paliers du type "amortisseur". Ils offrent l'avantage de permettre la régulation indépendante des coefficients d'amortissement et de rigidité.

IV.3.2.2 Effets aérodynamiques

Le décallement dans une ou plusieurs roues peut expliquer la présence de pulsation de pression qui sont l'indice de vibration à la même fréquence (vibrations forcées).

Tous les compresseurs centrifuges, quel que soit la pression, sont influencés par l'excitation aérodynamique. A égalité des autres conditions, ces effets ont une intensité accrue puisque proportionnels à la densité effective du gaz. Le paramètre déterminant est non seulement la pression mais aussi la température, le poids moléculaire et la comprimibilité. C'est la raison pour laquelle les problèmes des vibrations amorcées par les effets aérodynamiques se sont plus fréquemment posés dans des unités de réinjection de synthèse de l'urée.

IV.3.2.3 Garnitures d'étanchéité à huile

Les garnitures d'étanchéité à huile des extrémités de l'arbre constituent encore une des parties les plus critiques dans la construction des compresseurs centrifuges haute pression.

Une des tâches importantes des garnitures d'étanchéité à huile consiste à contribuer à la stabilité du système, ou du moins à ne pas l'altérer excessivement. On comprend aisément que les garnitures d'étanchéité, par leur nature même, pourraient être des composants très négatifs dans la balance de la stabilité du système si elle été bloquées : elles sont, en effet, assimilables à des paliers parfaitement circulaires et légèrement chargés. Cette tendance négative est généralement annulée en faisant flotter le plus possible les bagues dans les conditions de fonctionnement.

IV.3.2.4 Joints à labyrinthe

Une autre cause possible d'instabilité et de vibrations sub-synchrones peut être recherchée dans les garnitures d'étanchéité à labyrinthe.

Sur les surfaces annulaires, les mouvements circonférentiels du gaz (dûs au déplacement du rotor peuvent devenir non uniformes ; ils peuvent provoquer une répartition non symétrique de la pression, et donc une force résultante perpendiculaire au déplacement même (ce qu'il est convenu d'appeler l'effet d'accouplement croisé). Il s'agit là d'une typique phénomène d'auto excitation qui provoque l'instabilité, (vibrations auto-excitantes).

L'importance du phénomène augmente avec la densité du gaz (et donc avec la pression), et avec le type de disposition et la longueur du dispositif d'étanchéité. En effet, la vibration qui a son point de départ toujours au-dessus de la première

vitesse critique, possède une fréquence caractéristique exactement égale à la première vitesse critique avec le même mode normal de vibration.

Par conséquent, de ce point de vue, les compresseurs à "roues opposées" sont particulièrement délicats du fait que le labyrinthe le plus grand est au milieu (exactement comme la pression la plus élevée), là où les flexions de l'arbre sont les plus importants.

IV.3.3 Causes de vibration

Dans la plupart des cas, les caractéristiques de la vibration d'une machine sont de nature complexe et consistent en un certain nombre de fréquences différentes, produites par des sources diverses. Quelques possibilités pour la génération de vibrations d'une fréquence non-périodique sur la machine en question, sont les suivantes :

- a) Partie du système fonctionnant à une vitesse différente, à savoir la boîte de vitesse dans le système.
- b) Mauvais alignement des machines l'une par rapport à l'autre (se traduit habituellement par une vitesse égale à deux fois la vitesse de service).
- c) Transmission de structure à structure d'énergie de vibration d'une machine adjacente (se traduit souvent par une fréquence à oscillation apparente). Ceci est analogue au phénomène se produisant sur un avion lorsque la marche des machines n'est pas synchronisée ou mal synchronisée.
- d) Réaction acoustique des tuyautages (résonateur Helmholtz harpe à éolienne etc...), réactions provoquées dans les échangeurs de chaleur ou soupapes et transmise par l'intermédiaire d'un tuyautage à peu près rigide, à l'équipement en rotation.
- e) Instabilité due à des tourbillons ou à une vibration résonnante dans les paliers eux-mêmes.

IV.3.4 Elimination de vibration

Les causes premières des vibrations synchrones ou asynchrones peuvent être parfaitement simulées par des coefficients appropriés en phase de calcul ; ainsi, il est possible de disposer d'une prévision assez fine du comportement dynamique du rotor. En effet, le développement parallèle de la technologie de l'instrumentation offre la possibilité d'effectuer un contrôle très approfondi et de détecter rapidement non seulement les conditions mécaniques de fonctionnement de la machine, mais aussi de vérifier les présupposés théoriques choisis en phase d'étude du projet, en confirmant ainsi la valeur du choix fait.

IV.3.4.1 Equipements de détection et mesure des vibrations

Les méthodes de prévision mais aussi d'équipements électroniques de détection des vibrations et des pulsations de pression (sondes sans contact, transducteurs de pression, analyseurs en temps réel, détecteur de phase, etc.). Ces instruments ont permis des diagnostics plus affinés.

A) Sonde pour mesurer les vibrations

On distingue 3 types de sondes destinées à mesurer les vibrations :

- Accéléromètre : mesure l'accélération en unité (g) ; en particulier pour déterminer les vibrations dues à un choc ou les vibrations intermittentes (aléatoire). Les dispositifs électroniques demandent un circuit intégral pour mesurer la vitesse et un circuit totalisateur double pour mesurer l'amplitude.
- Appareil "pick-up" de vitesse (type sismique) : rendement électrique proportionnel à la vitesse. Ce type est utilisé pour mesurer les vibrations du carter ou de l'arbre. Le principal avantage de ces sondes réside dans la capacité de mesurer les vibrations avec n'importe quel degré de précision, à des taux élevés de vitesse de rotation et d'accélération.
- Appareil "pick-up" à proximité (courant de Foucault à réluctance variable, capacitance etc...) : ces types de sondes capable de mesurer le déplacement de l'arbre par rapport au logement de palier directement. Du point de vue prise de mesures sensées des variations (compte tenu des charges variables sur les paliers et de fatigue).

B) Appareils indicateurs de vibrations

La complexité de l'équipement nécessaire pour permettre la lecture et l'analyse des vibrations relevées par les sondes de mesures, dépend de la magnitude des vibrations par rapport aux limites fixées pour le fonctionnement en toute sécurité des compresseurs.

Lorsque le travail des compresseurs se fait dans les limites de la spécification, il s'agit tout simplement de mesurer le niveau général des vibrations, il n'y a donc pas lieu de procéder à une analyse de la fréquence pour déterminer le mode de vibrations. Dans la mesure où le niveau des vibrations augmente pour arriver à un niveau égal ou supérieur à la limite fixée par la spécification, il devient de plus en plus nécessaire d'analyser la nature des vibrations et en déterminer les causes possibles. Pour ce faire, il faut disposer d'un oscilloscope ou d'un dispositif de filtrage de fréquence variable.

L'équipement qu'il faut avoir pour pouvoir effectuer l'analyse spectrale de la fréquence, peut être aussi simple qu'un filtre passe-bande et un oscilloscope, ou

aussi complexe qu'un appareil multiplexe et un ordinateur pour pouvoir exécuter l'analyse d'après Fourier de la vibration.

La relation de la rigidité masse-système élastique de l'équipement dans son ensemble (y compris les fondations), dans la mesure où elle influe sur l'amplitude relative de l'arbre, des logements de paliers et de la structure. Il ne faut pas la confondre avec l'effet de la rigidité masse-système élastique, sur les vitesses critiques du rotor, bien qu'elle apporte une réponse résonante ou une vitesse critique (facteurs critiques de corps rigide, de mode conique ou de flexion latérale de l'arbre) dans la gamme ou le champ d'application, qui influera sur l'amplitude, les vitesses ou l'accélération obtenues.

IV.3.4.2 Recommandations mécaniques

De point de vue accélération, vitesse ou déplacement, la vibration maximal admissible doit être déterminée en fonction des facteurs ci-après :

- Aptitude des paliers de résister aux forces alternantes dues à la vibration, forces qui s'ajoutent aux charges normales d'un fonctionnement dans des conditions constantes. Cette aptitude constitue une limite de force ou d'accélération.
- Défaillances mécaniques, dessèchement des garnitures d'étanchéité à l'huile, augmentation accidentelle du jeu des paliers etc... Il s'agit d'une question d'amplitude.
- Aptitude des structures de support de résister aux efforts de flexion. Il s'agit d'une question d'énergie cinétique et d'inertie (vitesse).
- Transmission ou amplification mécanique de la vibration (accélération, vitesse ou amplitude) à d'autres points de l'ensemble du système, susceptible d'entraîner l'endommagement ou la déformation de tuyautage etc...

IV.3.5 Politique adoptée par CLARK turbo-compresseur

IV.3.5.1 Type d'emplacement des instruments

Les conditions principales exigées pour la détermination des vibrations sont les suivantes :

- Les vibrations doivent être mesurées à l'aide d'appareils « pick-up » à proximité, et les vibrations de l'arbre doivent être mesurées par rapport au logement des paliers.
- Les appareils « pick-up » à proximité doivent être disposés immédiatement à proximité immédiate et sur le même diamètre que la portée, ou sur un étage adjacent en position concentrique par rapport au diamètre de la portée avec une tolérance de 0.005" sur la concentricité.

- L'équipement monitor doit mesurer l'amplitude totale de la vibration, et doit être en mesure de mettre un signal d'indication pour l'analyse de la forme d'ondulation.
- Un équipement de vibration mécanique doit être disponible pour une vérification du système complet (monitor et l'exclusion de la sonde, et il faut également avoir disponible une source d'alimentation en courant et un voltmètre pour pouvoir vérifier le réglage de la sonde ainsi que l'intégrité.

IV.3.5.2 Limites opérationnelles pour compresseur centrifuges CLARK

Ces règles sont basées sur l'emploi d'instruments de mesure à proximité, à placer à un endroit adjacent aux paliers en conformité avec section 4.1, et sur une indication des mesures relevées par un équipement d'analyse tel qu'il est exposé à la section 2.2.

Si les vibrations proviennent d'une source autre que le compresseur (vibrations mesurées comme un mouvement relatif entre l'arbre et le logement des paliers), les valeurs d'amplitude, de vitesse ou d'accélération des vibrations non filtrées devront alors être soumises à une nouvelle appréciation, eu égard à un endommagement possible du compresseur, et des actions correctives devront être prises en vue d'éliminer la source des vibrations bâtarde.

L'amplitude de ce genre de vibrations devra être considérée comme étant importante (significative), si ces vibrations constituent plus de 20 % de l'amplitude totale mesurée.

IV.3.5.3 Règles à procéder en cas de vibration de compresseur centrifuge CLARK

- 1) Observer les tendances. Surveillance et analyse spectrale de la fréquence pour déterminer le taux et la cause de vibration augmentée.
- 2) Etablir un programme pour un arrêt prématuré de l'installation. Surveillance continue. Essayer de réduire la vibration en ralentissant et / ou en variant les conditions de marche.
- 3) Prendre les mesures de sécurité qui s'imposent pour l'arrêt programmé de l'installation. (Surveillance continue).
- 4) Arrêt commandé de l'installation.
- 5) Danger imminent d'avarie sérieuse.
- 6) Vitesse : 0.5" / sec.
- 7) Accélération : 1G.

- 8) Ne pas utiliser ce diagramme en dehors du contexte. La vibration montrée constitue une amplitude « de sommet à sommet » du rotor par rapport au logement du palier, mesurée à l'aide d'un instrument placé à proximité à un endroit adjacent au palier.
- 9) Vibrations (de sommet à sommet) en mils.
- 10) Vitesse en tr / min.

IV.4 Procédure d'équilibrage avant montage

IV.4.1 Equilibrage de la roue

La roue est montée sur l'appareil d'équilibrage. L'unité toute entière est alors montée sur l'appareil d'équilibrage et doit être tournée manuellement pour contrôler son montage correct ; pour ce faire, mesurer l'excentricité (sur le diamètre externe) du dispositif d'étanchéité de la roue (valeur maxi admise : 0,02 mm). Equilibrer ensuite la roue à une vitesse supérieure, de façon compatible avec les limites de la machine (selon son poids), en fraisant un peu de matière sur le disque et le contre disque jusqu'à ce que le déséquilibre définitif rentre dans la plage indiquée dans API 617. La roue doit alors être soumise à l'essai de survitesse.

IV.4.2 Survitesse de la roue

La roue montée sur l'arbre prévu à cet effet à l'aide de deux disques d'adaptation - utilisés pour l'équilibrage - est successivement installée sur l'appareil de survitesse vertical. L'essai de survitesse est alors effectuée en maintenant la même valeur pendant 10 minutes environ, selon les valeurs indiquées dans la spécification, après que le système d'arrêt d'urgence de l'installation ait été étalonné à une vitesse supérieure de 2% par rapport à la valeur de spécification. S'assurer que le vide demeure à une pression absolue inférieure à 1 Torr et que les vibrations mesurées sur la turbine d'entraînement soient inférieures à 6 mm/ sec. Les valeurs d'essai doivent être enregistrées ; la roue doit ensuite être contrôlée à nouveau aux liquides pénétrants et successivement passée à l'assemblage sur l'arbre.

IV.4.3 Equilibrage du rotor

Monter l'arbre sur la machine d'équilibrage en le déposant sur les paliers porteurs ; adapter les fausses demi-clavettes et commencer la procédure d'équilibrage en ajoutant temporairement du produit de remplissage sur les surfaces destinées à recevoir les bagues de verrouillage d'extrémité ; utiliser, à cet effet, du ruban adhésif. La vitesse d'équilibrage est choisie en se référant aux caractéristiques de la machine de manière à atteindre la précision requise par API. Monter ensuite une roue après l'autre et, après chaque montage, équilibrer le tout en fraisant de la matière dur le disque et le contre-disque. Les bagues d'étanchéité d'extrémité doivent alors être installées et les poids temporaires installés précédemment, déposés.

Successivement, poursuivre l'équilibrage en fraisant de la matière sur les bagues mêmes. Monter le collet du palier de butée et 1*équilibrer en usinant son diamètre externe.

Monter les accouplements conformes à la spécification et vérifier l'équilibrage.

Pour le contrôle définitif, faire tourner l'accouplement sur la machine à équilibrer de 1800, et vérifier encore une fois l'équilibrage.

Cette opération une fois terminée, on peut rédiger le certificat d'essai.

Ce qui précède se fonde sur le critère de base référé à un rotor élastique : pour prévenir les moments internes amorcés pendant le montage du rotor, le rotor est équilibré à des intervalles différents, soit après le montage de chaque partie (roue, douille d'écartement, etc.), et après le montage final, en agissant sur la pièce ajoutée.

- Coefficient de compressibilité du gaz $Z = 0,84.$
- **La turbine**
 - Puissance délivrée 25760 K W.
 - Vitesse de rotation de la turbine HP 5100 tr/min.
 - Vitesse de rotation de la turbine BP 4670 tr/min.
 - Vitesse de rotation de la turbine de lancement 3300 tr/min.
- **Multiplicateur de vitesse**
 - ♦ Vitesse d'entrée 4670 tr/min.
 - ♦ Vitesse de sortie 10317 tr/min.
 - ♦ Puissance 24350 KW.

V.1.2 Caractéristique du gaz

| Désignation de composants | Concentration moléculaire X% | Masse molaire (μ) Kg/KMol | Chaleur Spécifique à pression constante Cp (Kj/KgK) | Température critique [K] | Pression critique [bar] |
|---------------------------|------------------------------|---------------------------------|---|--------------------------|-------------------------|
| N2 | 3.10 | 28.02 | 1.621 | 126.3 | 33.92 |
| CO2 | 0.25 | 44.01 | 1.031 | 304.3 | 73.84 |
| CH4 | 79.33 | 16.04 | 2.204 | 191.2 | 46.41 |
| C2H6 | 13.69 | 30.07 | 1.714 | 305.7 | 48.94 |
| C3H8 | 2.06 | 44.09 | 1.624 | 310.1 | 42.57 |
| iC4H10 | 0.42 | 58.12 | 1.678 | 408.3 | 36.48 |
| nC4H10 | 0.69 | 58.12 | 1.620 | 425.3 | 37.97 |
| iC5H12 | 0.18 | 72.15 | 1.625 | 460.7 | 33.3 |
| nC5H12 | 0.24 | 72.15 | 1.601 | 469.7 | 33.75 |
| C6H14 | 0.04 | 86.17 | 1.617 | 507.8 | 20.34 |

Tableau.V.1 : caractéristique du gaz

- Teneur en eau inférieure ou égale à **25 ppm.**
- Densité du gaz de mélange **d = 0,683.**
- Facteur de compressibilité du gaz **Z = 0.84.**

V.2 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul

V.2.1. Masse molaire du mélange gazeux

$$M = \sum X_i \cdot \mu_i \text{ mol}$$

$$M = (3.10 \times 28.02 + 79.33 \times 16.04 + 0.25 \times 44.01 + 13.69 \times 30.07 + 2.06 \times 44.09 + 0.42 \times 58.12 + 0.69 \times 58.12 + 0.18 \times 72.15 + 0.24 \times 72.15 + 0.04 \times 86.17) / 100$$

$$M = 19,711 \text{ kg / k mole}$$

V.2.2 la masse et la concentration des composants

$$g_i = M_i / M_{\text{mél}} \quad \begin{cases} X_i = M_i / \mu_i \\ M_i = X_i \cdot \mu_i \end{cases}$$

| Composante | N2 | CO2 | C1 | C2 | C3 | iC4 | nC4 | iC5 | nC5 | C6 |
|--------------------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| M_i (kg / k mol) | 0,869 | 0,110 | 12,725 | 4,117 | 0,908 | 0,244 | 0,401 | 0,130 | 0,173 | 0,034 |
| g_i | 0,044 | 0,006 | 0,646 | 0,209 | 0,046 | 0,012 | 0,020 | 0,007 | 0,009 | 0,002 |
| C_{pi} | 1.621 | 1.031 | 2.204 | 1.714 | 1.624 | 1.678 | 1.620 | 1.625 | 1.601 | 1.617 |
| $C_{pi} \cdot g_i$ | 0.071 | 0.006 | 1.424 | 0.358 | 0.075 | 0.020 | 0.032 | 0.011 | 0.014 | 0.003 |

Tableau.V.2 : la masse et la concentration des composants

V.2.3 La masse volumique du mélange au condition normale

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

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

ρ_{air} : masse volumique de l'air.

d : densité réelle du gaz.

V.2.4 Détermination de la constante spécifique du gaz (r)

$$r = R / M_{\text{mél.}}$$

D'où : R : constante universelle des gaz parfaits.

$\mu_{\text{mél}}$: masse moléculaire du mélange.

$$r = 8314 / 19,60 = 424,1837 \text{ J / (Kg. K)}$$

$$r = 0.424 \text{ KJ / (kg. K)}$$

V.2.5 Chaleur spécifique de mélange

$$C_{pm} = \sum C_{pi} \cdot g_i = 2.014 \text{ Kj/ (Kg. K)}$$

$$C_{pm} = 2.014 \text{ Kj/ (Kg. K)}$$

V.3 Calcul des coefficients**V.3.1 Coefficient adiabatique (K)**

$$K = \frac{C_{pm}}{C_{vm}} \quad \text{et} \quad r = C_{pm} - C_{vm}$$

$$\text{Donc} \quad K = \frac{C_{pm}}{C_{pm} - r}$$

$$K = \frac{2.014}{2.014 - 0.424} = 1,267 \Rightarrow K = 1,267$$

V.3.2 Taux de compression (ε)

$$\varepsilon = \frac{P_r}{P_a} = \frac{100}{45} = 2.22 \Rightarrow \varepsilon = 2.22$$

V.3.3 Coefficient poly tropique (n)

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

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

$$n = \frac{\log 2.22}{\log 2.22 - \log \frac{417.15}{323.15}} = 1,47 \Rightarrow n = 1,47$$

V.3.5 Coefficient de compressibilité (Z)

| Composante | N2 | CO2 | C1 | C2 | C3 | iC4 | nC4 | iC5 | nC5 | C6 |
|-----------------------------------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| T _{cri} [K] | 126.3 | 304.3 | 191.2 | 305.2 | 310.1 | 408.3 | 425.3 | 460.7 | 469.1 | 507.8 |
| P _{cri} [bar] | 33.92 | 73.84 | 46.41 | 48.94 | 42.57 | 36.48 | 37.97 | 33.30 | 33.75 | 20.34 |
| g _i | 0,044 | 0,006 | 0,646 | 0,209 | 0,046 | 0,012 | 0,020 | 0,007 | 0,009 | 0,002 |
| g _i · T _{cri} | 5.557 | 1.826 | 123.52 | 63.79 | 14.26 | 4.900 | 8.506 | 3.225 | 4.222 | 1.016 |
| g _i · P _{cri} | 1.492 | 0.443 | 29.981 | 10.23 | 1.958 | 0.438 | 0.759 | 0.233 | 0.304 | 0.041 |

Tableau.V.3 : grandeurs nécessaires pour le calcul de (Z)

- Température critique du mélange : $T_{cr} = \sum g_i T_{cri} \Rightarrow T_{cr} = 230.82 [K]$
- Pression critique du mélange : $P_{cr} = \sum g_i P_{cri} \Rightarrow P_{cr} = 45.88 [bar]$

a) Aspiration

$$T_{rea} = \frac{T_a}{T_{cr}} = \frac{323 \cdot 15}{230 \cdot 82} = 1,40$$

$$P_{rea} = \frac{P_a}{P_{cr}} = \frac{45}{45,88} = 0,981$$

$$Z_a = 1 - 0,4273 \cdot \frac{P_{rea}}{(T_{rea})^{3,66}}$$

$$Z_a = 1 - 0,679 \cdot \frac{0,981}{(1,40)^{3,66}} = 0,87$$

b) Refoulement

$$T_{rea} = \frac{T_r}{T_a} = \frac{417 \cdot 15}{230 \cdot 82} = 1,81$$

$$P_{rea} = \frac{P_r}{P_{cr}} = 2,18$$

$$Z_r = 1 - 0,577 \cdot \frac{P_{rea}}{(T_{rea})^{3,66}} = 1 - 0,577 \cdot \frac{2,18}{1,94} = 0,81$$

$$Z_{moy} = \frac{Z_a + Z_r}{2} = \frac{0,87 + 0,81}{2} = 0,84 \Rightarrow Z_{moy} = 0,84$$

V.4 Travail global du compresseur

V.4.1 Calcul le travail adiabatique

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

$$W_{ad} = \frac{1.267}{1.267-1} \times 0,84 \times 0,424 \times 323,15 \times \left(2.22^{\frac{1.267-1}{1.267}} - 1 \right) = 99.95 [kj / kg]$$

$$\Rightarrow W_{ad} = 99.95 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \quad \mathbf{W_{ad} = 99,95 KJ/Kg.}$$

V.4.2 Travail poly tropique

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

$$W_p = \frac{1.47}{1.47-1} \times 0,84 \times 0,424 \times 323,15 \times \left(2.22^{\frac{1.47-1}{1.47}} - 1 \right)$$

$$\Rightarrow W_p = 104.55 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \quad \mathbf{W_p = 104.55 KJ/Kg}$$

V.4.3 Travail réel

$$W_r = \frac{K}{K-1} Z . r . T_a \cdot \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad \text{Ou} \quad C_p . Z . T_a \left[\frac{T_r}{T_a} - 1 \right]$$

$$W_r = \frac{1.267}{1.267-1} \times 0.84 \times 0.424 \times 323,15 \times \left(2.22^{\frac{1.47-1}{1.47}} - 1 \right) = 158.63 [KJ / Kg]$$

$$\Rightarrow W_r = 158.63 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \quad \mathbf{W_r = 158.63 KJ/Kg}$$

V.5 Le rendement du compresseur

En général, le rendement d'un compresseur est un critère d'efficacité d'utilisation de puissance dans ce compresseur. La règle générale est de comparer la performance réelle du compresseur a la performance idéale qui lui correspond.

V.5.1 Calcul du rendement adiabatique

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} = \frac{99.95}{158.63} = 0.63 \quad \mathbf{\eta_{ad} = 63\%}$$

V.5.2 Rendement polytropique

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r} = \frac{104,55}{158,63} = 0,66 \quad \eta_p = 66\%$$

V.5.3 Calcul du rendement global

$$\eta_{\text{glo}} = \eta_{\text{ad}} \cdot \eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{mec}} = 0,63 \cdot 0,98 \cdot 0,96$$

$$\eta_{\text{glo}} = 0,59 \quad \eta_{\text{glo}} = 58,65\%$$

V.6 Calcul des puissances du compresseur

V.6.1 la puissance réelle

$$N_a = N_r / \eta_{\text{mec}} = 22.403 / 0,95 = 23.582 \text{ KW.}$$

$$N_r = G \cdot W_r$$

N_r : puissance réelle

$G = \rho \cdot Q$: débit massique.

Q : débit volumique.

ρ : la masse volumique du gaz aux conditions d'aspiration, tel que:

$$\rho = \rho_N \cdot \frac{P_a \cdot T_{\text{atm}}}{P_{\text{atm}} \cdot T_a} \times 0,95$$

0,95 : Coefficient tient compte de la chute de pression dans la tubulure d'aspiration

$$\rho = 0,881 \cdot \frac{45,273,15}{1,013,323,15} \times 0,95 = 31,42 \text{ Kg/m}^3$$

$$G = \rho \cdot Q = 31,42 \cdot 4,58 = 143,9 \text{ Kg/s.}$$

Avec $Q = 4,58 \text{ m}^3/\text{s}$

$$N_r = G \cdot W_r = 143,9 \cdot 155,68 = 22.403 \text{ MW.}$$

V.6.2 Calcul de la puissance absorbée

$$N_a = N_r / \eta_{\text{mec}} = 22.403 / 0,95 = 23.582 \text{ MW.}$$

V.6.2 puissance à l'accouplement

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

$$N_{\text{ab}} = N_a \cdot 1,04$$

$$N_{\text{ab}} = 23.582 \cdot 1,04$$

$$N_{\text{ab}} = 24.525 \text{ MW}$$

V.7 Diagramme (T-S) du compresseur centrifuge

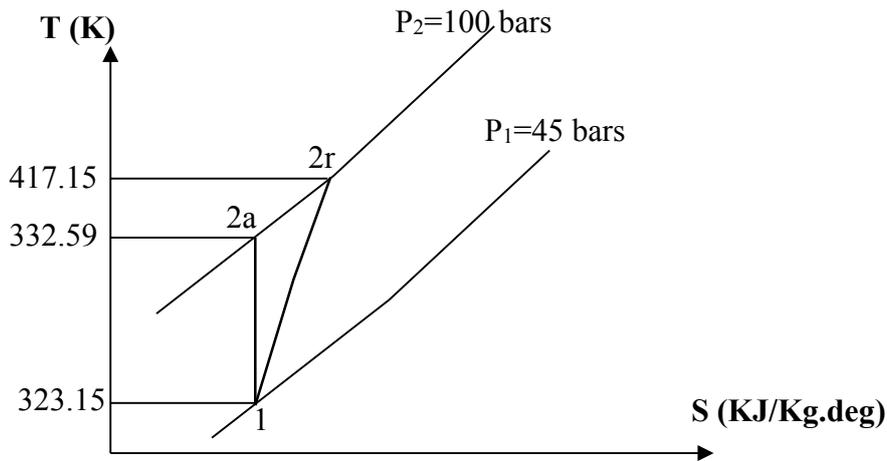


Figure.V.1 Diagramme (T-S)

V.8 Pressions et températures intermédiaires

V.8.1 Calcul des pressions dans chaque roue

La pression d'une roue est calculée en fonction de la pression de la roue précédente par la relation :

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

Et $\xi = (\epsilon_{tot})^{2/n}$ donc $P_{i+1} = (\epsilon_{tot})^{2/n} \cdot P$

n : nombre des roues

P_i : pression de l'étage i

P_{i+1} : pression dans l'étage i+1.

| Pressions [bar] | | | | | | | | |
|------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------------------|
| P _{asp} | P ₁ | P ₂ | P ₃ | P ₄ | P ₅ | P ₆ | P ₇ | P _{ref} |
| 45 | 49.5 | 54.45 | 59.89 | 65.88 | 72.47 | 79.72 | 87.7 | 100 |

Tableau.V.4 : les pressions intermédiaires

V.8.2 Les températures

De même on peut calculer les températures des roues par la relation ci-après :

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

Où

n est la coefficient poly tropique

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

T_i : température de l'étage i .

Les températures sont enregistrées dans le tableaux suivant :

| Températures [°C] | | | | | | | | | |
|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------|
| T_{asp} | T_1 | T_2 | T_3 | T_4 | T_5 | T_6 | T_7 | T_8 | T_{ref} |
| 50 | 51.68 | 53.42 | 55.22 | 57.08 | 59.01 | 61 | 63.05 | 65.18 | 144 |

Tableau.V.5 : les températures intermédiaires

V.9 Calcul de la poussée axiale

V.9.1 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 fluide (sur l'impulseur).

Les données :

Diamètre de d'ouille d'aspiration $D_1 = 305$ mm

Diamètre de l'arbre $D_a = 171$ mm

Diamètre de piston d'équilibrage $D_e = 206,28$ mm

La poussé exercés sur les roues est calculée par la relation suivante :

$$F_{a.i} = (P_{iref} - P_{iasp}) \frac{\pi}{4} \times (D_1^2 - D_a^2)$$

Les résultats du calcul sont résumés dans le tableau ci-après :

| Roue | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|
| F_a (10^3) [N] | 22.54 | 24.79 | 27.79 | 30.00 | 33.01 | 36.31 | 39.9 | 61.61 |

Tableau.V.6 : La poussée axiale sur les roues

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

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

Donc : la poussée axiale totale

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

$$F_{a. Total} = 275,4. 10^3 \text{ N}$$

V.9.2 Poussée axiale sur le piston d'équilibrage

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

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

Pression d'aspiration $P_{asp} = P_a = 45$ bars

Pression de refoulement $P_{ref} = P_r = 100$ bars

$$F_{a.piston} = (P_{ref} - P_{asp}) \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - D_a^2) = \frac{\pi}{4} (100 - 45) \times [(0,206^2) - (0,171^2)]$$

$$F_{a.piston} = 2753 \times 10^3 \text{ N}$$

V.9.3 La poussée axiale sur le rotor

Dans le cas de rotors en porte-à-faux, il y a inversion de poussée entre le démarrage et la pleine charge. La butée doit donc être prévue pour supporter des actions dans deux directions et, en particulier, suffisamment graissée en huile haute pression au démarrage. La poussée reste faible en marche normale.

Dans le cas des rotors poutre, la poussée est nulle au démarrage, mais elle peut prendre des valeurs importantes à pleine vitesse. Pour la compenser, il y a lieu de prévoir, soit des dispositions de roues dos à dos, ce qui est difficile dans le cas de gros compresseurs, soit des pistons d'équilibrage.

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

Donc :

$$F_{rés} = F_{a.roue} - F_{a.piston}$$

$$F_{rés} = (275.4 - 275.3) \cdot 10^5 = 10^3 \text{ N}$$

Conclusion

On remarque que le compresseur Clark 463 se fonctionne avec un rendement agréable. Il rend 58.65% du travail lui fournir à la compression des gaz et le reste se perdre par les fuites d'étanchéité et par échange de la chaleur avec milieu extérieur.

On estime que 99.96% de la poussée est équilibrée par le piston d'équilibrage, et 0.036% de poussée exercée sur le palier de butée. Ce calcul nous indique le bon fonctionnement de compresseur ou du palier de butée en particulier. Donc on conclure que le piston est très important pour un bon fonctionnement.

PARTIE 2 : CALCUL MÉCANIQUE

V.10 But de calcul mécanique

Il sert 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 :

- L'arbre est en Acier forgé SAE 4330.
- Le chargé à la rupture $\sigma_r = 7660 \text{ Kgf/cm}^2$
- Limite d'élasticité $\sigma_e = 6730 \text{ Kgf/cm}^2$
- La vitesse de rotation $n = 10839 \text{ tr/min}$
- La puissance délivrée $N = 13613,5 \text{ KW}$
- Le coefficient de sécurité au niveau de l'arbre $n_s = 3.$
- Masse volumique $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$
- Constant gravitaire $g = 9.81 \text{ N/ Kg}$

V.11 calcul des efforts tranchants et des moments fléchissants

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

V.11.1 Force agissante sur l'arbre

$$P_{r,i} = \frac{1}{3} \rho \cdot g \cdot V_{r,i} = 25669,5 V_{r,i} \quad \text{Avec} \quad V_{r,i} = \pi (D_{ex}^2 - D_a^2) \frac{b_i}{4}$$

b : largeur de la roue en mm ;

D_{ex} : diamètre de la roue $D_{ex}=305 \text{ mm}$;

D_a : diamètre de l'arbre $D_a=171 \text{ mm}$.

Les poids des roues P_r des accouplements P_{ac} et des collets de butée P_C seront pris comme étant des charges concentrées.

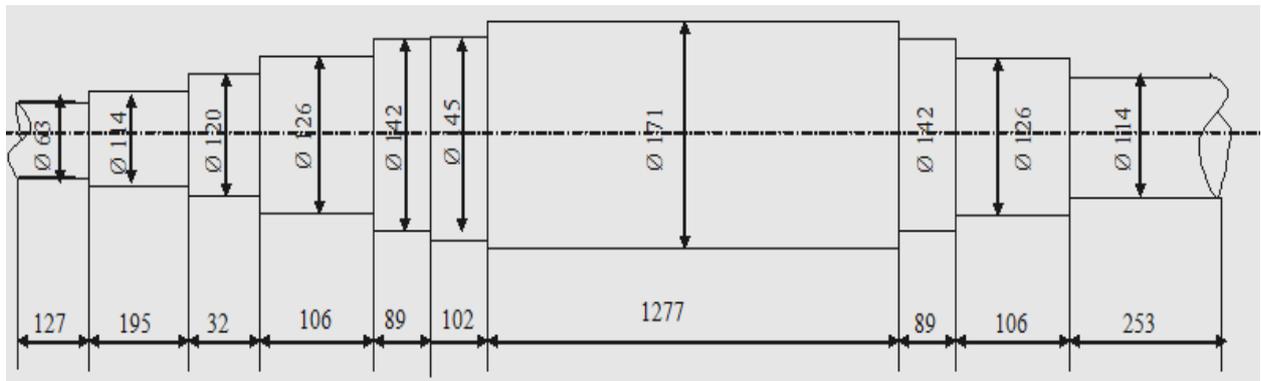
| I | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| b_i [mm] | 40 | 33,13 | 30,14 | 32 | 24,52 | 22,94 | 19,22 | 17,48 |
| $V_{ri} (10^{-3})[m^3]$ | 2.004 | 1.66 | 1.510 | 1.603 | 1.228 | 1.149 | 0.963 | 0.876 |
| P_r [N] | 51.44 | 42.61 | 38.76 | 41.15 | 31.52 | 29.49 | 24.72 | 22.49 |

Tableau.V.7 : Force agissante sur l'arbre

$$P_{rt} = \sum_{i=1}^n P_{ri} = 282,18 \text{ N} \quad P_{rt} = 282,18 \text{ N.}$$

V.11.2 Poids de l'arbre

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



« Figure.V.2 Dessin constructif de l'arbre »

$$P_{\text{arbre}} = \sum_{i=1}^n P_i$$

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

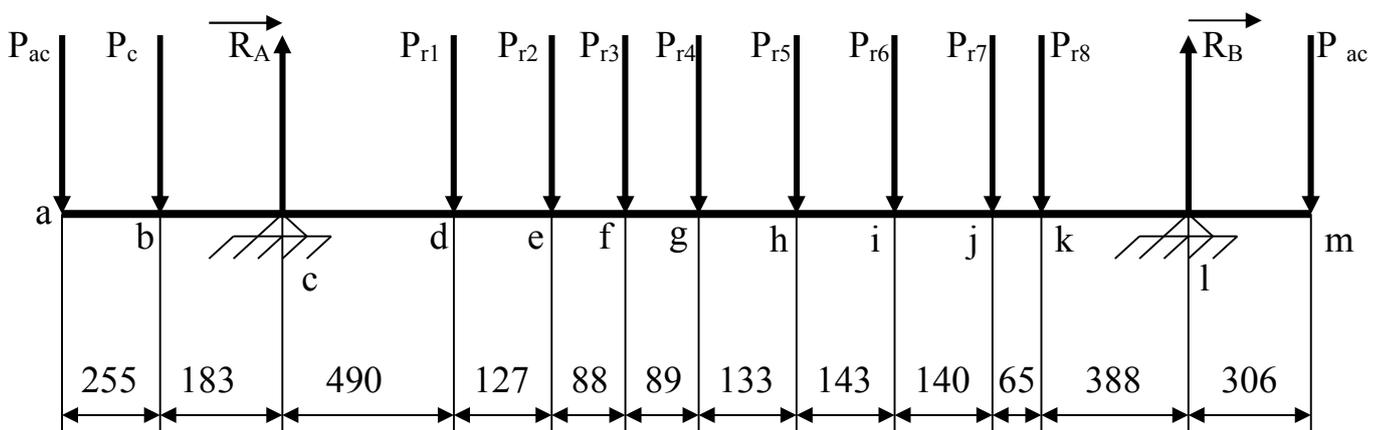
$$V_i = \frac{\pi}{4} .d_i^2 .L_i$$
 : Volume de cylindre (i).

Les résultats de calcul dans le tableau suivant :

| Tronçon | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|------------|--------|--------|--------|---------|--------|--------|--------|-------|--------|-------|
| d_i [mm] | 114 | 126 | 142 | 171 | 145 | 142 | 126 | 120 | 114 | 63 |
| L_i [mm] | 253 | 106 | 89 | 1277 | 102 | 89 | 106 | 32 | 195 | 127 |
| P_i [N] | 198,87 | 101,78 | 108,54 | 2258,46 | 129,71 | 108,54 | 101,78 | 27,87 | 153,28 | 30,49 |

Tableau.V.8 : poids des cylindres

V.11.3 Calcul des réactions



« Figure.V.3 les forces agissantes sur l'arbre »

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

$$- P_{ac} ac - P_c bc + P_{r1} cd + P_{r2} ce + P_{r3} cf + P_{r4} cg + P_{r5} ch + P_{r6} ci + P_{r7} cj$$

$$\begin{aligned}
 &+ P_{r8} ck - R_B cl + P_{ac} cm = 0 \\
 &- 58,05 \cdot 0,438 - 64,58 \cdot 0,183 + 51,44 \cdot 0,490 + 42,61 \cdot 0,617 + 38,76 \cdot 0,705 \\
 &+ 41,15 \cdot 0,794 + 31,52 \cdot 0,927 + 29,49 \cdot 1,070 + 24,72 \cdot 1,21 + 22,49 \cdot 1,275 \\
 &- R_B \cdot 1,663 + 58 \cdot 1,906 = 0
 \end{aligned}$$

Avec P_{ac} : poids du manchon d'accouplement

P_c : poids du collet de butée

Donc on trouve la valeur de R_B :

$$\mathbf{R_B = 181,54 N}$$

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

$$\begin{aligned}
 &- P_{ac} lm + P_{r8} lk + P_{r7} lj + P_{r6} li + P_{r5} lh + P_{r4} lg + P_{r3} lf + P_{r2} le + P_{r1} ld - R_A lc \\
 &+ P_c lb + P_{ac} la = 0 \\
 &- 58,05 \cdot 0,306 + 22,49 \cdot 0,388 + 24,72 \cdot 0,453 + 29,49 \cdot 0,593 + 31,52 \cdot 0,736 \\
 &+ 41,15 \cdot 0,869 + 38,76 \cdot 0,958 + 42,61 \cdot 1,046 + 51,44 \cdot 1,173 - R_A \cdot 1,663 \\
 &+ 64 \cdot 1,846 + 58 \cdot 2,101 = 0
 \end{aligned}$$

On tire R_A on aura :

$$\mathbf{R_a = 277 N}$$

V.11.4 Calcul des efforts tranchants

$$a < x < b \quad \Rightarrow \quad T = P_{ac} = 58,05 \text{ N.}$$

$$b < x < c \quad \Rightarrow \quad T = P_{ac} + P_c = 122.63 \text{ N.}$$

$$c < x < d \quad \Rightarrow \quad T = - R_A + P_{ac} + P_c = -154.37 \text{ N.}$$

$$d < x < e \quad \Rightarrow \quad T = - R_A + P_{ac} + P_c + P_{r1} = -102.93 \text{ N.}$$

$$e < x < f \quad \Rightarrow \quad T = - R_A + P_{ac} + P_c + P_{r1} + P_{r2} = -60.32 \text{ N.}$$

$$f < x < g \quad \Rightarrow \quad T = - R_A + P_{ac} + P_c + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} = -21.56 \text{ N.}$$

$$g < x < h \quad \Rightarrow \quad T = - R_A + P_{ac} + P_c + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} = 19.59 \text{ N.}$$

$$m < x < l \quad \Rightarrow \quad T = P_{ac} = 58,05 \text{ N.}$$

$$l < x < h \quad \Rightarrow \quad T = - R_B + P_{ac} = -123.49 \text{ N.}$$

$$h < x < j \quad \Rightarrow \quad T = - R_B + P_{ac} + P_{r8} = -101 \text{ N.}$$

$$j < x < i \quad \Rightarrow \quad T = - R_B + P_{ac} + P_{r8} + P_{r7} = -76.28 \text{ N.}$$

$$i < x < h \quad \Rightarrow \quad T = - R_B + P_{ac} + P_{r8} + P_{r7} + P_{r6} = -46.79 \text{ N.}$$

V.11.5 Détermination des moments fléchissants

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

$$a < x < b \quad \Rightarrow \quad M_f = - P_{ac} \cdot x$$

$$x = 0 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 0.$$

$$x = 0,255 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = -14,80 \text{ N.m}$$

$$b < x < c \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x - P_c (x - 0,255)$$

$$x = 0,255 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = -14,80 \text{ N.m.}$$

$$x = 0,438 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = -37,24 \text{ N.m}$$

$$c < x < d \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x - P_c (x - 0,255) + R_A (x - 0,438)$$

$$x = 0,438 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = -37,24 \text{ N.m}$$

$$x = 0,928 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 38,40 \text{ N.m.}$$

$$d < x < e \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x - P_c (x - 0,255) + R_A (x - 0,438) - P_{r1} (x - 0,928)$$

$$x = 0,928 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 38,40 \text{ N.m.}$$

$$x = 1,055 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 51,47 \text{ N.m}$$

$$e < x < f \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x - P_c (x - 0,255) + R_A (x - 0,438) - P_{r1} (x - 0,928) - P_{r2} (x - 1,055)$$

$$x = 1,055 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 51,47 \text{ N.m}$$

$$x = 1,143 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 56,78 \text{ N.m.}$$

$$f < x < g \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x - P_c (x - 0,255) + R_A (x - 0,438) - P_{r1} (x - 0,928) - P_{r2} (x - 1,055) - P_{r3} (x - 1,143)$$

$$x = 1,143 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 56,78 \text{ N.m.}$$

$$x = 1,232 \text{ m} \Rightarrow M_f = 58,70 \text{ N.m.}$$

$$g < x < h \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x - P_c (x - 0,255) + R_A (x - 0,438) - P_{r1} (x - 0,928) - P_{r2} (x - 1,055) - P_{r3} (x - 1,143) - P_{r4} (x - 1,232)$$

$$x = 1,232 \text{ m} \Rightarrow M_f = 58,70 \text{ N.m.}$$

$$x = 1,365 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 56,09 \text{ N.m}$$

$$m < x < l \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x$$

$$x = 0 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 0.$$

$$x = 0,306 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = -17,76 \text{ N.m.}$$

$$l < x < k \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x + R_B (x - 0,306)$$

$$x = 0,306 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = -17,76 \text{ N.m.}$$

$$x = 0,694 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad M_f = 30,15 \text{ N.m.}$$

$$k < x < j \quad \Rightarrow \quad M_f = -P_{ac} \cdot x + R_B (x - 0,306) - P_{r8} (x - 0,694)$$

$$\begin{aligned}
 x = 0,694 \text{ m} & \Rightarrow M_f = 30,15 \text{ N.m.} \\
 x = 0,759 \text{ m} & \Rightarrow M_f = 36,72 \text{ N.m.} \\
 j < x < i & \Rightarrow M_f = -P_{ac} \cdot x + R_B (x - 0,306) - P_{r8} (x - 0,694) - P_{r7} (x - 0,759) \\
 x = 0,759 \text{ m} & \Rightarrow M_f = 36,72 \text{ N.m.} \\
 x = 0,899 \text{ m} & \Rightarrow M_f = 47,40 \text{ N.m.} \\
 i < x < h & \Rightarrow M_f = -P_{ac} \cdot x + R_B (x - 0,306) - P_{r8} (x - 0,694) - P_{r7} (x - 0,759) \\
 & \quad - P_{r6} (x - 0,899) \\
 x = 0,899 \text{ m} & \Rightarrow M_f = 47,40 \text{ N.m.} \\
 x = 1,042 \text{ m} & \Rightarrow M_f = 54,09 \text{ N.m.}
 \end{aligned}$$

V.11.6 Calcul du moment résultant

$$M_{eq} = \sqrt{M_{f \max}^2 + 4 \cdot M_T^2}$$

M_t : Moment de torsion en N.m ;

M_{eq} : Moment équivalent en N.m ;

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

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

ω : vitesse angulaire de l'arbre.

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{6,28 \cdot 10839}{60} = 1135,06 \text{ rd/s}$$

Le moment de torsion sera donc :

$$M_T = \frac{23582 \cdot 10^3}{1135,06} = 20776,04 \text{ N.m}$$

$$M_{eq} = \sqrt{58,70^2 + 4 \cdot 20776,04^2}$$

$$M_{eq} = 41552,12 \text{ N.m}$$

Vérification à la résistance.

La contrainte réelle au niveau de la section dangereuse est :

$$\delta_{eq} = \frac{M_{eq}}{W} = \frac{41552,12}{\frac{\pi D^3}{16}} = 4,23 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Comparaison avec les contraintes admissibles :

$$\text{Contrainte admissible } [\delta] = \frac{\delta_e}{n_e} = \frac{6,37 \cdot 10^7}{1,5} = 4,24 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Conclusion : la contrainte agissant dans la section dangereuse ($4,23 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$) est inférieure à la limite admissible de l'arbre ($4,24 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$).

V.12 Condition de résistance à la flexion et à la torsion

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

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

D'où : $W_x = 0,1 d^3$: est le module axial de résistance.

Avec la valeur du diamètre de l'arbre

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

$[\sigma]_f$: la contrainte admissible à la flexion telle 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 à 1,5 et 3

$$[\sigma_r] = \min \left[\frac{6,6 \cdot 10^8}{1,5} ; \frac{7,512 \cdot 10^8}{3} \right]$$

Donc : $[\sigma_r] = 2,5 \cdot 10^8 \text{ N.m}^{-2}$

D'où la valeur du diamètre calculé :

$$d_{\text{cal}} = \sqrt[3]{\frac{4155212}{0,1 \cdot 1,3 \cdot 2,5 \cdot 10^8}} = 0,10853 \text{ m}$$

$$d_{\text{cal}} = 108,53 \text{ mm}$$

D'après ce calcul nous constatons que le diamètre réel de la section dangereuse

$d_{\text{réel}} = 171 \text{ mm}$ est suffisamment supérieur à celui calculé ;

$d_{\text{cal}} = 108,53 \text{ mm}$ la condition à la flexion et la torsion est bien vérifiée.

V.12.1 Calcul de la résistance d'arbre à la fatigue

Pour calculer la résistance de l'arbre à la fatigue ; on calcule le coefficient de sécurité réelle puis le compare avec celui recommandé.

La valeur de coefficient réel est supérieure à celle recommandée. Le coefficient de sécurité recommandé est donné par $[n] = 1,7$.

L'expression des coefficients de sécurité total en présence des contraintes de flexion et torsion est :

$$n_{cal} = \frac{n_{\delta} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\delta}^2 + n_{\tau}^2}}$$

n_{δ} : coefficient de sécurité en présence des efforts de flexion ;

n_{τ} : coefficient de sécurité en présence des efforts de torsion.

$$n_{\delta} = \frac{\delta_{-1}}{\frac{K_{\delta}}{\varepsilon \cdot \beta} \cdot \tau_a} = 3,43 \quad \text{Et} \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon \cdot \beta} \cdot \tau_a} = 2,19$$

Avec $\delta_{-1} = 0,43$. δ_r ; $\tau_{-1} = 0,53$. δ_{-1}

δ_{-1} ; τ_{-1} Sont les limites de l'endurance respectivement à la flexion et à la torsion.

Pour notre matériau nous obtenons : $\delta_{-1} = 3,23 \cdot 10^8 \text{ N.m}^{-2}$

$$\tau_{-1} = 1,75 \cdot 10^8 \text{ N.m}^{-2}$$

K_{δ} ; K_{τ} Sont les coefficients de concentration des contraintes respectivement de la flexion et la torsion. Tel que :

$$K_{\delta} = 2 \quad K_{\tau} = 1,7$$

ε ; β sont respectivement les coefficients d'échelle (de dimension réelle) et de l'état de l'arbre.

$$\beta = 0,63 \quad \varepsilon = 0,70$$

δ_a est l'amplitude du cycle symétrique de flexion

$$\delta_a = \frac{M_f}{W_x} = 117395,05 \text{ N.m}^{-2}$$

τ_a est l'amplitude du cycle symétrique de torsion

$$\tau_a = \frac{M_t}{2 \cdot W_x} = 20775163,3 \text{ N.m}^{-2}$$

Alors le coefficient de sécurité sera :

$$n = 1,85 > [n] = 1,7$$

$$\text{Donc : } n = 1,85$$

Conclusion

On peut conclure alors le matériau et le diamètre l'arbre vérifie sa résistance à la fatigue ainsi qu'à la torsion et à la flexion. Donc le compresseur peut fonctionner en toute sécurité de point de vue mécanique.

CHAPITRE VI

MAINTENANCE ET ENTRETIEN

Introduction

Maintenir un équipement, c'est gérer au coût optimal sa disponibilité dans le processus de production. La maintenance est aux machines ce qu'est la médecine pour les humains. Dans de nombreux cas, elle est un enjeu clé de la productivité et de la compétitivité des entreprises. Elle est devenue une discipline à part entière, avec un langage, des règles, des outils, des méthodes, des procédures contractuelles, une normalisation.

VI.1 Définition de la maintenance

La maintenance est définie comme " l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ". C'est donc effectuer des opérations (dépannage, graissage, visite, réparation, etc....) qui permettent de conserver le potentiel du matériel, pour assurer la continuité et la qualité de la production et garanti la finalité des équipements en moindre coût.

VI.2 Objectifs de la maintenance

VI.2.1 Objectifs opérationnels

- Maintenir l'équipement dans un état acceptable ;
- Assurer la disponibilité maximale de l'outil de production à un prix raisonnable ;
- Créer un service qui élimine les pannes à tout instant ;
- Augmenter à la limite la durée de vie de l'outil de production ;
- Obtenir un rendement maximal ;
- Maintenir les installations dans une priorité ;
- Diminuer la probabilité de défaillance en service ;
- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne ;
- Permettre de décider la maintenance corrective dans les bonnes conditions ;
- Supprimer les causes des accidents graves ;

- Améliorer les conditions de travail du personnel de production (ambiance de maintenance).

VI.2.2 Objectifs économiques

- Réduire au maximum les coûts de la maintenance ;
- Réduire les temps d'arrêt de production ;
- Prévenir et aussi prévoir les interventions de maintenance corrective coûteuse ;
- Eviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant...etc.

VI.3 Méthodes de maintenance

Les méthodes de maintenance dépendent de l'utilisation du matériel et du type de matériel. Cependant, elles dérivent toutes des deux méthodes de base que sont la maintenance corrective et la maintenance préventive.

VI.3.1 Maintenance préventive (maintenance effectuée avant défaillance)

La maintenance est préventive lorsque l'intervention sur l'équipement se fait avant l'apparition de défaillance. Elle vise à augmenter la probabilité de bon fonctionnement d'un système. Elle comprend la maintenance systématique et la maintenance conditionnelle.

VI.3.1.1 Maintenance préventive systématique

Cette maintenance consiste à changer des éléments jugés trop usagés ainsi qu'à effectuer des opérations obligatoires à temps voulues comme le graissage des éléments de la machine. Le changement de l'huile de lubrification, des joints, ... ex suivant un planning établi

VI.3.1.2 Maintenance préventive Conditionnelle

Elle consiste à surveiller et à analyser de façon continue l'état de fonctionnement d'un équipement et son comportement avec le temps.

Elle concerne généralement les équipements vitaux dont l'arrêt imprévu peut provoquer des pertes de production considérables. Parmi ces opérations citons les relevés des températures, les mesures des vibrations, et les relevés des pressions, l'analyse des huiles et des produits véhiculés, les mesures des épaisseurs. Ce dernier type de maintenance présente un aspect prédictif.

VI.3.2 Maintenance corrective (maintenance effectuée après défaillance)

La maintenance corrective parfois appelée curative (application non normalisée) a pour objet de redonner au matériel des qualités perdues nécessaire à son utilisation.

Elle n'est appliquée qu'après l'apparition de la panne ou de la défaillance. Elle permet donc la remise en état de marche de l'appareil dans les meilleures conditions en effectuant la réparation nécessaire.

VI.3.3 Maintenance d'amélioration

Il s'agit d'une simple amélioration qui permet d'obtenir une meilleure efficacité (le coût de modification et/ou de remplacement est comparé avec la différence du coût de l'entretien).

En laissant le coût de l'entretien « d'amélioration », moins intéressant, l'entretien peut être subdivisé en entretien programmé ou préventif, et en entretien accidentel ou d'urgence.

VI.4 Les opérations de maintenance**VI.4.1 Le dépannage**

Action sur un bien en panne en vue de le remettre provisoirement en état de fonctionnement avant réparation.

VI.4.2 La réparation

C'est une intervention définitive et limitée de maintenance corrective après panne ou défaillance. L'équipement réparé doit assurer les performances pour lesquels il a été conçu.

VI.4.3 Les inspections

Ce sont des activités de surveillance consistant à relever périodiquement des anomalies et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillages spécifiques ni l'arrêt de l'outil de production.

VI.4.4 Les visites

Ce sont des opérations de surveillance qui entrent dans le cadre de la maintenance préventive systématique, elles s'opèrent selon une périodicité prédéterminée. Ces opérations définies au préalable peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation des matériels.

VI.4.5 Les contrôles

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement.

VI.4.6 Les révisions

C'est l'ensemble des actions d'examen de contrôle et des interventions effectuées en vue de protéger l'équipement contre toute défaillance majeure. Il y a des révisions partielles et des révisions générales et dans les deux cas il y a une nécessité de la dépose de différents sous-ensembles d'un matériel.

VI.5 Les niveaux de maintenance

➤ Premier niveau

Réglages simples au moyen d'éléments accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement, ou échanges d'éléments consommables accessibles en toute sécurité (voyants, fusibles...).

➤ Deuxième niveau

Dépannages par échange standard des éléments prévus à cet effet et opérations mineures de maintenance préventive telles que les graissages ou contrôles de bon fonctionnement (rondes).

➤ Troisième niveau

Identification et diagnostic des pannes réparations par échange de composants ou d'éléments fonctionnels, réparations mécaniques mineures et toutes opérations courantes de maintenance préventive telles que réglage général ou réalignement des appareils de mesure.

➤ Quatrième niveau

Tous les travaux de maintenance corrective ou préventive sauf rénovation et reconstruction. Avec réglages des appareils de mesure utilisés. Au besoin vérification des étalons de mesure par des organismes spécialisés.

➤ Cinquième niveau

Rénovation, reconstruction, et toutes les opérations importantes confiées à un atelier central ou à des unités extérieures.

VI.6 Politique de la maintenance

Pour assurer la réalisation de ces objectifs, il est nécessaire de définir les différents aspects, et ce en fonction de la nature de l'équipement et des moyens disponibles. Pour ce la, on doit tenir compte des :

VI.6.1 Prévision à long terme : liée à la politique de l'entreprise et permettent l'ordonnancement des stocks d'investissements.

VI.6.2 Prévision à moyen terme : la volonté de maintenir le potentiel d'activité, conduit à diminuer les fréquences de mobilisations du matériel et l'arrêt qui perturbe la production. Dès lors il faut fournir nécessairement tôt le

calendrier des interventions de maintenance, celle-ci ayant une influence sur l'ordonnancement de production.

VI.6.3 Prévision court terme : dans ce cas, le service de maintenance s'efforcera de réduire les immobilisations du matériel et le coût de ces interventions.

VI.7 Entretien du compresseur Clark 463 B 4/4

VI.7.1 Révision partielle

- Démontage des paliers des deux côtés, aspiration et refoulement ainsi que les paliers de butée.
- Vérification de l'usure des patins, en mesurant les jeux de diamètre et en les comparant aux cotes nominales.
- Démontage des boîtes d'étanchéités, contrôle de l'usure des bagues et les remplacer si nécessaire.
- Contrôle et nettoyage du système d'huile d'étanchéités et graissage.
- Etalonnage des instruments si nécessaires.
- Contrôle des systèmes d'alarme et déclenchement.

VI.7.2 Révision générale

La révision générale du compresseur consiste en l'ouverture complète du compresseur et la réalisation des tâches suivantes :

- Nettoyage complet du compresseur, les accessoires, des conduites d'aspiration et refoulement.
- Déposer de l'aérodynamique.
- Relevé de l'ensemble des jeux de labyrinthe sur deux demi coquilles.
- Comparaison avec les tolérances données par le constructeur.
- Changement des labyrinthes si nécessaire.
- Changement des pièces d'usure des sous-ensembles paliers porteurs et la butée, ainsi que la boîte d'étanchéité de refoulement et d'aspiration.
- Changement des joints plats et toriques.
- Vérification de l'équilibrage statique et dynamique du rotor.

VI.7.3 Mise en route

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

Il est évident que le compresseur ne doit jamais tourner sans pression ni débit d'huile de lubrification. Pour éviter un endommagement des paliers. De

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

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

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

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

VI.7.4 Arrêt

- Lorsque cela est possible, réduire la charge, ou bien à la fois la charge et la vitesse de l'entraînement principale, en assurant un refroidissement, si cela est prévu dans les instructions du constructeur éviter de provoquer le pompage du compresseur.
- Arrêter l'entraînement principal en ce conformant aux instructions des constructeur. Les pompes à huile d'étanchéité et de lubrification doivent être

laissées en fonctionnement jusqu'à l'arrêt de la rotation du groupe par inertie. Eviter de provoquer le pompage du compresseur.

- Si cela est spécifié dans le manuel opératoire, fermer les vannes d'aspiration et de refoulement du compresseur. Si on les laisse ouvertes et que le système est sous pression, le circuit d'étanchéité doit rester en fonctionnement.
- Le compresseur est soumis à la pression maximale.
 - a) Laisser le système d'étanchéité en fonctionnement.
 - b) Ne pas laisser la pression dépasser la valeur indiquée dans la section spécifications.
 - c) Poursuivre une surveillance « de service » de la console d'huile et du compresseur (réservoir d'huile d'étanchéité sous pression et purgeurs d'huile).

VI.7.5 Entretien

L'entretien est l'ensemble des actions qui garantissent le bon fonctionnement et la durée de la machine dans le temps – il s'agit d'une nécessité essentielle de toute implantation industrielle pour que celle – ci puisse produire avec continuité et se maintenir en parfait état de marche dans le temps.

VI.7.6 Types d'entretien

VI.7.6.1 Entretien de maintien

Il répare ou prévient la panne autrement dit rétablit le bon fonctionnement initial.

Il Peut être :

- Accidentel : Répare après la panne.
- Programmé : un temps d'entretien fixé.
- D'inspection : Peut s'effectuer dans deux conditions.

VI.7.6.2 Entretien d'amélioration

Il s'agit d'une simple amélioration qui permet d'obtenir une meilleure efficacité (le coût d'entretien modification et / ou de remplacement est comparé avec le coût d'entretien) en laissant de côté l'entretien d'amélioration moins intéressant. L'entretien peut être subdivisé en entretien (programmé ou préventif ou accidentel ou d'urgence).

VI.7.7 Une fois par jour

- Relever et noter toutes les pressions et températures qui ne sont pas enregistrées automatiquement par des appareils de mesure. La liste ci-dessous des principaux relevés à faire. Cependant, toutes les installations sont différentes

et c'est de la bonne connaissance de l'installation que l'opérateur déduira quels sont les relevés vitaux pour la bonne marche des équipements.

- a) Température des paliers du compresseur ;
 - b) Température et pression au refoulement et à l'aspiration du gaz procédé du compresseur ;
 - c) Température et pression de l'huile de lubrification et d'étanchéité en amont et en aval de refroidisseur et du filtre.
 - d) Pression de l'huile de lubrification aux paliers du compresseur.
 - e) Pression différentielle de l'huile d'étanchéité aux joints d'étanchéité du compresseur.
- Il est recommandé à l'opérateur de faire une liste des valeurs normale de service des pression, température, pression différentielle, etc..., spécifiées dans le présent manuel et les autres manuels des constructeurs des équipements associés. En outre, il est recommandé de faire également une liste des écarts maximaux admissibles par rapport aux conditions normales.
- Note : un enregistrement continu de ces valeurs, visuellement ou par des moyens automatiques, n'est d'aucune utilité si ces relevés ne sont pas contrôlés et des mesures prophylactiques prises si nécessaire. Dans les conditions normales de service, la durée de vie de toutes les pièces mécaniques dépend du bon sens et du soin apporté par l'opérateur.
- En plus de l'équipement principal, toutes les pompes à huile de lubrification, etc..., doivent être contrôlées en ce qui concerne leurs performances par rapport aux instructions du constructeur.
- Si les lignes d'air instrument sont équipées de purgeurs à commande manuelle pour l'évacuation des condensats, ouvrir le robinet de purge et le refermer après purgeage.

VI.7.8 Une fois par semaine

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

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

VI.7.9 Tous les trois mois

➤ Si le fonctionnement de l'installation le permet, contrôler tous les dispositifs d'arrêt d'urgence.

➤ Réétalonner tous les appareils de mesure dont la précision est sujette à caution.

➤ Contrôler l'acidité, la sédimentation, la viscosité et la teneur en eau de l'huile de lubrification. Si le contrôle en montre la nécessité, changer l'huile et la cartouche filtrante. La perte de charge au filtre ne doit pas être supérieure à 1,05 Kg / Cm² de pression différentielle.

VI.7.10 Entretien de l'ensemble étanchéité

1- Dépose

- Déposer l'ensemble palier.
- Démontez le circlips et la cale maintenus par les vis.
- Démontez la bague maintenue par les vis, retirez le circlips.
- Démontez le couvercle maintenu par les vis.
- Montez les pièces de solidarisation.
- Démontez la cartouche d'étanchéité.

2- Inspection

Examiner les joints toriques pour détecter les encoches, coupures ou détérioration et remplacer le cas échéant.

3- Remontage et installation

- Remontage de la cartouche d'étanchéité à l'aide d'un outil
- Remontage de l'ensemble palier

Conclusion

Il est recommandé 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.

CHAPITRE VII

SECURITE DU COMPRESSEUR 463 B4/4

Introduction

La sécurité du personnel exploitant ainsi que des équipements de production est l'une des préoccupations majeures des responsables industriels.

L'application des mesures de sécurité surtout dans le domaine pétrolier, nécessite à ce que le personnel exploitant soit très conscient du bien résultant du respect des consignes de sécurité.

VII.1 Définition de la sécurité

La sécurité est un ensemble des règles et des moyens techniques et également un état d'esprit dont la finalité est de créer certaines conditions de travail éliminant les accidents et les avaries.

Les conséquences qui apparaissent en cas de négligence ou d'ignorance des règlements de sécurité sont tellement graves que la connaissance de celle-ci est obligatoire.

La sécurité technique s'intéresse essentiellement à l'homme, aux appareils et procédés technologiques et à une organisation de travail.

Elle s'inspire et se base sur le résultat de plusieurs sciences :

- L'organisation scientifique de travail.
- Les sciences techniques.
- Les sciences médicales.

VII.2 Causes des accidents du travail

Les statistiques montrent d'une manière générale que d'homme est responsable de 75 % des accidents, cela veut dire que ($\frac{3}{4}$) des accidents sont dus aux facteurs humains. Mais il ne faut pas conclure qu'il ne fallait pas chercher à réduire les accidents causés par la machine. C'est pour cette raison le facteur humain, le facteur machine et les paramètres du milieu ambiant, doivent être étudiés simultanément dans un seul système.

VII.2.1 Causes subjectives

Ce sont des causes qui dépendent de l'activité de l'être humains, elles peuvent être d'un mauvais comportement dans une situation dangereuse où d'insuffisance d'attention chez l'être humain.

VII.2.2 Causes objectives

Elles ne dépendent pas de l'être humain, elles peuvent être techniques ou organisationnelles.

VII.3 Organisation de la sécurité

Pour créer un milieu de travail sain et sûr pour augmenter la production, et pour conserver la vie du personnel et diminuer au maximum les accidents, il faut installer un service de sécurité, dû à un système de mesures et des moyens techniques et organisationnelles qui limite l'influence des facteurs industriels dangereux sur les travailleurs et garantissant la sécurité des équipements installés.

VII.4 Sécurité au niveau de l'atelier

Dans le but d'assurer la sécurité du matériel et des personnes au sein de l'atelier mécanique, afin d'éviter tout incident lors de la manipulation du matériel, et pour garantir une gestion conforme à la raison de tous les ateliers, les constructeurs fournissent les consignes de sécurité.

Il est nécessaire pour les mécaniciens qui aux ateliers mécaniques, doivent respecter les méthodes de travail.

Chaque fois qu'il est recommandé ainsi ; on peut éviter la détérioration de l'équipement et de respecter les instructions du constructeur qui se présentent comme suit :

- Maintenir la zone de travail où la machine sera démontée bien propre et bien rangée.
- Maintenir les outils propres et bien rangés pendant les travaux de remontage.
- Pour le serrage d'un boulon ou d'un écrou il faut utiliser la clé qui convient.

VII.5 Sécurité du personnel

Pour bien défendre la vie et la santé du personnel d'exploitation et d'entretien, il existe des recommandations concernant la sécurité du personnel ; qui se basent surtout sur les instructions du constructeur lors de l'entretien.

- Ne jamais commencer les travaux sur la machine juste à l'arrêt.
- Isoler complètement la machine.
- Ne jamais faire des réglages pendant la marche de l'équipement dynamique.
- Lors des opérations d'entretien ou de production, il est nécessaire de porter des vêtements de protection, des lunettes de sécurité, des gants et autres équipements si les conditions l'exigent.
- L'utilisation d'outillage approprié, remplacement ou réparation de tout outil ou matériel cassé...

VII.6 Place de la sécurité dans l'entreprise

La sécurité est une fonction générale dans l'entreprise, elle est une des nombreuses préoccupations, la direction pour cela elle est rattachée directement à la direction et n'a de responsabilité qui vis de celle-ci c'est un des services d'état-major de l'entreprise.

VII.7 Mission de la sécurité

Elle assure deux fonctions principales :

VII.7.1 La prévention : C'est l'ensemble des mesures qui ont pour but de réduire l'incidence d'un comportement ou d'un événement dangereux.

On distingue :

- La prévention passive.
- La prévention active.

VII.7.2 L'intervention : Une fois l'accident ou l'incendie se produit, la sécurité doit posséder tous les moyens matériels et humains pour faire face à ce danger, l'efficacité de lutte contre l'incendie dépend de :

- La rapidité de l'intervention.
- La technique d'attaque.

VII.8 La sécurité au niveau de la station de compression

La station de compression comporte plusieurs machines telle que la turbine à gaz, le compresseur servant à comprimer le gaz pendant son fonctionnement, pour le bien de ces équipements plusieurs systèmes anti-incendie sont disposés.

Parmi ces systèmes, on applique le système anti-incendie à eau et d'autres systèmes, on applique le système extincteur au gaz carbonique (CO₂).

VII.8.1 Systèmes anti-incendie à eau

Ce système se compose d'un grand réservoir d'eau et d'un ensemble de pompes centrifuges pour l'alimentation du réseau d'eau anti-incendie, dont elles sont entraînées par des moteurs électriques et d'autres par des moteur Diesel en cas de rupture du réseau électrique.

VII.8.2 Systèmes extincteurs à gaz carbonique

Ce système extincteur au CO₂ éteint le feu en réduisant la teneur en oxygène dans le compartiment de la proportion normale de 21 % à moins de 15 % une concentration insuffisante pour permettre la combustion.

Le gaz CO₂ est fourni par un groupe bouteilles à haute pression ou par un groupe cardox à basse pression à un système de distribution amenant le gaz CO₂ à des buses de décharge situées aux divers compartiments du groupe.

Le mécanisme de décharge ouvrent les bouteilles du gaz CO₂ est actionné automatiquement par un signal électrique provenant de détecteurs d'incendie sensible à la chaleur, installés à des emplacements judicieux dans les divers compartiments du groupe.

Le système peut être également actionné manuellement en cas de pannes l'électricité. La mise en marche de ces deux systèmes provoque le déclenchement de la turbine.

Pour que le système de gaz carbonique soit efficace, les panneaux des compartiments doivent être en place et les portes doivent être fermées.

VII.9 Règle de sécurité à l'intérieur des installations

Interdiction du :

- Fumer à l'intérieur des installations.
- D'exécuter des travaux sans autorisation.
- D'introduire des matériels ou des produite non autorisés.
- D'effectuer des réparations ou d'intervention pendant la marche des équipements.
- Démontet tout appareil, avant de s'être assuré qu'il est isolé mis et maintenu à la pression atmosphérique.
- D'abandonner des outils ou des objets dont la chute peut provoquer des accidents, etc.

VII.10 La sécurité du compresseur 463 B 4 / 4

L'instrumentation installée sur le compresseur fait l'objet de garder les machines en bon état de fonctionnement et ce là en les faisant surveiller de la façon continue.

VII.10.1 Appareils de contrôle et de sécurité

❖ Tous les contrôleurs, régulateur et vannes de contrôle doivent-être réglés exactement. Toutes les vannes à main doivent-être dans leur position normalement ouvertes NO, normalement fermées NF sauf indication contraire dans la section 3 fonctionnement de ce manuel. Nous conseillons d'attacher à chaque vanne une étiquette NO ou NF en accord avec sa fonction.

❖ Tous les interrupteurs de sécurité doivent-être réglés et contrôlés précisément pour obtenir un fonctionnement sûr.

Quand les systèmes d'huile de graissage et d'étanchéité sont pressurisés, les réfrigérants d'huile, filtres, mano tec... doivent être vidés de l'air venant des systèmes.

a. Les capteurs de déplacement axial

Les butées en caisse une certaine poussée axiale, cette dernière entraînera une assure du palier se traduisant par un déplacement axial.

Les capteurs sont placés sur le corps du compresseur et ils sont chargés de détecter un déplacement maximum du compresseur de façon à éviter des frottements entre les parties de contact.

b. Les capteurs de vibrations

Pour les vibrations des sondes sont placées au voisinage du palier, leur rôle est de détecter le balourd supplémentaire sur le rotor.

c. Les capteurs de températures

Ces capteurs sont placés au niveau des paliers porteurs et de palier de butée afin d'éviter le surchauffent des pièces ainsi que le déclenchement de l'unité (alarme et sécurité).

La température de l'huile à la sortie du dispositif d'étanchéité est mesurée à l'aide des thermomètres placés sur la conduite de drainage de celle-ci.

CONCLUSION GENERALE

Le présent travail élaboré lors de notre projet de fin d'études ayant pour thème "étude et maintenance d'un compresseur centrifuge "Clark 463 B 4/4", nous a permis de s'introduire à la vie professionnelle par la prise en charge de certains problèmes techniques posés au niveau des unités pétrochimiques.

L'étude générale des compresseurs nous donne des informations sur la conception, le mode compression, les pressions susceptibles à apporter ainsi que le domaine d'utilisation. D'où on choisit le compresseur convenable (centrifuges, à piston, à joint horizontale, à joint verticale, ...).

Cette étude nous a permis également de mieux assimiler les opérations de maintenance appliquées en liaison avec les pannes possibles qui se manifestent pour ces équipements.

L'étude du compresseur en régime vibratoire sert à analyser les phénomènes de défaillance influent sur le compresseur et donne des solutions pour les limiter pour une durée de vie plus long.

Les résultats des calculs de vérification, mécaniques et thermodynamiques montrent que l'arbre de compresseur pourra résister aux contraintes auxquelles il est soumis, ainsi que l'état de fonctionnement de l'équipement. Ce qui justifie le bon choix du compresseur.

La maintenance de cette machine nous sert à lui rendre un bon état de fonctionnement après sa défaillance et d'évaluer la durée de vie de l'équipement.

L'étude de la sécurité du compresseur, permet de prédire les phénomènes indésirables subit sur les compresseur (cas des feux, le pompage, augmentation de la température et le seuil admissible de la poussée axiale susceptible d'être supporté.

Enfin, cette étude nous a été d'une grande utilité. Elle nous a permis d'approfondir nos connaissances théoriques sur les différents équipements utilisés dans l'industrie pétrolière ; en particulier sur les compresseurs centrifuges qui sont très répandus dans cette dernière. Aussi on a bien maîtrisé la démarche et les étapes de la maintenance des équipements pétroliers lors d'une révision générale.

BIBLIOGRAPHIE

- ❖ MEMOIRE ETUDE ET MAINTENANCE DU COMPRESSEUR K-101 A
FHC2006

- ❖ MANUEL DES COMPRESSEURS
NUOVO PIGNONE

- ❖ CALCUL D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE
V. BONDAREV

- ❖ RESISTANCE DES MATERIAUX
R. BASQUIN74

- ❖ CALCUL DES COMPRESSEURS CENTRIFUGES
V.BONDAREV (I.N.H.C)
BOUMERDES

- ❖ GENIE CHIMIE APPLIQUE
IFP FORMATION TRAINING

- ❖ TURBO COMPRESSEUR
V. BONDAREV (I.N.H.C)
BOUMERDES

- ❖ MANUEL D'ENTRETIEN DU COMPRESSEUR
DRESSER CLARCK

- ❖ POMPES ET COMPRESSEURS
P. RAABEN

- ❖ COURS UTILISATION ET CHOIX DES COMPRESSEURS
Mr GRAILLE

- ❖ LES EQUIPEMENTS TOTAL
COUR EXP-PR-EQ130 2007