



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Université Echahid Hamma Lakdhar- EL Oued



Faculté de la Technologie
Département de Génie des Procédés et Pétrochimie

MÉMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de
MASTER ACADEMIQUE

Spécialité : Génie de Raffinage

Présenté par :

- Gaoui Abdallah
- Saoud Salah
- Dia Redouane

Etude de Compresseur centrifuge à plan de joint vertical
3BCL455 Zcina Hassi Massoud

Soutenu le :/..... /2021

Devant le jury composé de :

Dr : BOUDOUH Issam

Président

Dr : GUERRAM Abdelmadjid

Examineur

Dr : Menaceur Souheila

Encadreur

Année universitaire 2020/2021

REMERCIEMENT

Nous remercions tous ceux qui ont contribué à ce travail scientifique, dirigé par le professeur superviseur

"Menaceur Souheila", le personnel administratif, les médecins et les professeurs de l'Université de Shaheed Hamma l'AKhdar. Nous remercions également tous nos collègues et professeurs pour ce long processus scientifique.

DÉDICACE

*Je dédie ce travail à mes parents
dont le soutien et les
encouragements ininterrompus
ont permis à ce travail de voir le
jour*

*Je tiens à exprimer tout au fond
de mon cœur mes
reconnaisances à toute ma
famille.*

ABDELLAH , SALAH, REDOUANE

Remerciement

Dédicace

Liste des tableaux et des figure

Liste des symboles et abréviation

Résumé

Introduction

Chapitre I : Présentation de l'unité GPL-LDHP ZCINA

I-1- Situation Géographique du Champ de Hassi Messaoud	1
I-2- Présentation de l'unité GPL ZCINA	1
I-2-1-But de l'usine GPL ZCINA	1
I-2-2- Description générale de l'installation	2
I-2-3- Description des unités de l'usine GPL ZCINA	3
a- Des unités procédées	3
b- Des unités utilités	4
c- Description des unités procédées	4
d- Description des unités utilités	7

Chapitre II : Généralité sur les compresseurs

II-1- Introduction	10
II-2-Différents types	10
II-2.1.Compresseurs à compression intermittente (Compresseurs volumétriques)	10
II-2.1.1.Compresseur volumétrique alternatif à piston	11
II-2.1.2.Compresseur volumétrique alternatif à membrane	12
II-2.1.3.Compresseur volumétrique rotatif	14
II-2.1.3.1.Compresseur volumétrique rotatif à lobes	14
II-2.1.3.2.Compresseur volumétrique rotatif à vis	15
II-2.1.3.3.Compresseur volumétrique rotatif à palette	17

Sommaire

II-2.2.Compresseurs à compression continue (compresseurs dynamiques)	19
II-2.2.1.Ejecteur	19
II-2.2.2.Compresseur axial	20
II-2.2.3.Compresseur centrifuge	21
II-2.2.3.1. Description générale d'un compresseur centrifuge	21
II-2.2.3.2. Les types des compresseurs centrifuges	26
a- Compresseur centrifuge à plan de joint horizontal	26
b- Compresseur centrifuge à plan de joint vertical (type barrel)	27
C- Compresseurs dites bell casing	28
e- Compresseurs de canalisations (pipeline compressors)	29
f- Compresseurs de type SR	29
II-3.Des comparaisons relatives de divers types du compresseur	30
II-3.1. Capacité	30
II-3.2. Rendement	30
II-3.3. Taux de compression	31
II-3.4. Fonctionnement	32
II-3.5. Courbes caractéristiques	32
Chapitre III : Compresseur centrifuge à plan de joint vertical 3BCL455	
III.1- Description	34
III.1.1.Type du compresseur 3BCL	34
III.1.2. Compresseur 3BCL 455	34
III.1.2. 1. Casing 3BCL	35
III.1.2. 2. Diaphragmes BCL	36
III.1.2. 3. Rotor	36
III.1.2. 4. Tambour d'équilibrage	38
III.1.2. 5. Paliers	38
III.1.2. 6. Palier de butée	40
III.1.2. 7. Etanchéité interne (garniture à labyrinthe)	40

Sommaire

III.1.2. 8. Garnitures mécanique sèches	40
III.1.3.Système de lubrification	42
III.1.3.1.Caisse à huile principale	44
III.1.3.2. Pompes d'huile	44
III.1.3.3. Système de lubrification d'urgence	44
III.1.3.4. Refroidisseur	45
III.1.3.5. Filtres	45
III.1.3.6. Lignes d'huile	46
III.1.3.7. Pression d'huile de graissage sur les paliers	46
III.1.3.8. Vanne de régulation de pression d'huile	47

Chapitre IV: Présentation de la butée LEG, Procédure de calcul, résultats et interprétation

IV.1. Palier de butée hydrodynamique (thrust bearing)	48
IV.1. 1. Le principe d'hydrodynamique	48
IV.1. 2. Epaisseur du film, pression et température	49
IV.2. Types de paliers de butée hydrodynamiques	50
IV .3.La capacité de charge	52
IV.4.Matériaux du palier de butée	53
IV.5.Surveillance et prédictions	53
IV.6.Butée KINGSBURY double du type LEG	54
IV.6.1.La composition d'une butée LEG	55
IV.7.Mesure de température	57
IV.7.1. Positionnement du détecteur de température	57
IV.7.2. Les limites d'alarme et de déclenchement pour la température	58
IV.8.Configuration de l'évacuation d'huile	58
IV .9.Températures élevées au niveau du palier de butée	60
IV .9.1. Description du problème	60
IV.9.2. Hypothèses expliquant les sources de la surchauffe	61

Sommaire

IV.9.2. 1. Une poussée aérodynamique axiale excessive	61
IV.9.2. 2. Débit d'huile affamé (insuffisant)	73
IV.9.2. 3. Un décalage entre le centre du patin et le centre du support inapproprié	76
IV.9.2. 4. Autres remèdes à proposer pour améliorer les performances de la butée	78
Conclusion.....	80
Référence bibliographique	81

Liste des tableaux et des figures

Liste Des Tableaux

Chapitre II : Compresseur centrifuge à plan de joint vertical 3BCL455

II.1 : Les avantages et les inconvénients de chaque type des compresseurs	33
---	----

Chapitre IV: Présentation de la butée LEG, Procédure de calcul, résultats et interprétation

IV.1 : les dimensions du corps de palier pour l'installation de l'anneau de contrôle d'huile.(Les unités sont métriques en mm)	60
--	----

IV.2 : Dimensions de l'orifice d'évacuation d'huile (les unités sont métriques en mm)	60
--	----

Liste des figures

Chapitre I : Présentation de l'unité GPL-LDHP ZCINA

I.1 : Situation géographique du champ de Hassi Messaoud	1
---	---

Chapitre II : Généralité sur les compresseurs

II.1 : Schéma d'un compresseur alternatif horizontal double effet	11
II.2 : La plage de fonctionnement des compresseurs à piston	12
II.3 : Compresseur à membrane double étage 400 barBurton Corblin	13
II.4 : vue en coupe d'un compresseur rotatif à lobes	14
II.5 : Coupe d'un compresseur rotatif à lobe sans huile Courtesy du GE	15
II.6 : l'intervalle de fonctionnement d'un compresseur à vis	16
II.7 : Fonctionnement d'un compresseur à vis	16
II.8 : Coupe d'un compresseur à palettes coulissantes	17
II.9 : fonctionnement d'un compresseur à palettes	17
II.10 : Intervalle du travail d'un compresseur à palettes	18
II.11 : coupe d'un éjecteur (Courtesy du Graham manufacturing)	19
II.12 : Compresseur axiale-radial, réglable pour trois étages de compression	20
II.13 : Intervalle de fonctionnement d'un compresseur axial	21
II.14 : un schéma de coupe d'un compresseur centrifuge	22
II.15 : Vue qualitative de l'écoulement dans la volute	22

Liste des tableaux et des figures

II.16 : Vue en coupe du premier étage	23
II.17: Distribution de pression sur la roue	23
II.18 : Garnitures à labyrinthe et diaphragmes	24
II.19 : Dernière roue d'un étage	24
II.20: Vue d'écoulement dans la volute	25
II.21: Une connexion externe du système d'huile	26
II.22 : Casing à plan de joint horizontal	27
II.23 : compresseur de type barrel à 7 étages	28
II.24: Compresseur de type barrel à 6 étages et à une injection latérale	28
II.25 : compresseur de type barrel à haute pression	29
II.26 : Pipeline compressor	29
II.27 : Compresseur de type SR	30
II.28 : Le rendement par rapport au type du compresseur	31
II.29 : Courbes caractéristiques	32

Chapitre III : Compresseur centrifuge à plan de joint vertical 3BCL455

III.1 : Dessin d'assemblage simplifié du compresseur 3BCL455	35
III.2 : Impulseur et la zone d'aspiration	37
III.3 : Les composantes internes du compresseur	37
III.4 : Dessin simplifié du palier à patins oscillants coté palier de butée	39
III.5 : Dessin simplifié du palier à patins oscillants coté opposé au palier de butée	39
III.6 : Un assemblage typique de la garniture mécanique sèche du compresseur 3BCL455	41
III.7 : Un schéma simplifié du système du gaz d'étanchéité	42
III.8 : Un schéma simplifié du circuit de lubrification	43
III.9 : Schéma simplifié du circuit de lubrification	43

Chapitre IV: Présentation de la butée LEG, Procédure de calcul, résultats et interprétation

IV.1 : Le principe d'une butée hydrodynamique, illustration du film d'huile et la distribution de pression	48
---	----

Liste des tableaux et des figures

IV.2 : Palier de butée à patins oscillants Kingsbury : Diamètre 1.22m installée dans une turbine hydroélectrique depuis 1912	49
IV.3 : Types des paliers de butée hydrodynamiques : (a) à surface plane ; (b) conique, (c) à patins oscillants	51
IV.4: Butée Kingsbury à lubrification dirigée du type LEG	55
IV.5 : Positionnement du détecteur de température	58
IV.6 : l'orifice de décharge d'huile est environ de 80% la largeur du collet tournant	59
Figure IV.7 : L'anneau de régulation d'huile OCR contrôle l'évacuation d'huile du palier de butée	59
IV.8: Configuration d'évacuation d'huile	60
IV.9 : Plan de coupe d'une partie du rotor du compresseur 3BCL455	62
IV.10 : Courbe de performance des quatre premiers étages du compresseur Design 2010 (taux de compression en fonction du débit volumique)	62
Figure IV.11 : Triangle de vitesse, montrant l'effet des différents angles d'aubes	63
IV.12 : Dimensions géométrique de la première roue avec une distribution de pression appliquée sur cette roue	64
IV.13 : Courbe de performance du dernier étage du compresseur Design 2010 (taux de compression en fonction du débit volumique)	66
IV.14 : Distribution de pressions et les poussées s'exerçant sur la dernière roue	66
IV.15 : Position du piston d'équilibrage	67
IV.16 : Dimensions du piston d'équilibrage du compresseur 3BCL455	67
IV.17: Distribution des pressions et dimensions du piston d'équilibrage	68
IV.18 : Labyrinthes inter-étages	70
IV.19 : Trajectoire de l'écoulement du gaz en cas une fuite importante derrière la roue	70
IV.20 : Profils de pressions et de poussée sur la roue	71
IV.21: Distribution de pression en cas un jeu inapproprié	72
IV.22 : butée LEG	74
IV.23 : Vue de coupe d'une butée LEG	74

Liste des tableaux et des figures

IV.24 : Courbes du débit d'huile en fonction de la vitesse de rotation pour différentes tailles d'une butée Kingsbury de type LEG	75
IV.25 : Nomenclature du débit d'huile	76
IV.26 : Principe de fonctionnement d'une butée à patins oscillants	77
IV.27 : Diagramme schématique des effets hydrodynamiques thermiques et élastiques dans le palier de butée	78
IV.28: (a) Patin à surface de travail en Téflon PTFE ; (b) Patin à surface de travail en Babbitt (métal blanc)	79

Liste des symboles et abréviation

GPL: Gaz de pétrole liquéfié

ZCINA : Zone Centre Industriel Naili Abdelhalim

CINA: Centre Industriel Naili Abdelhalim

HMD : Hassi Messaoud

HEH: station de pompage

CIS: Centre Industriel Sud

3BCL455: Le Nom Du Compresseur

BCL: Un type de compresseur

LEG: Leading Edge Grooves

ISO VG 32: Huile Minérale

O.C.R :Oil Control Ring

PTFE :Polytétrafluoroéthylène

PEEK :Polyétheréthercétone

DTR :Détecteurs de Température par Résistance

MP : Moyen Pression

HP : Haut Pression

C:la vitesse nominale(tr/min).

τ : le taux de compression .

P : la pression(bars / kPa / Pa) .

Pr: lapression de refoulement .

Pa: la pression d'aspiration .

Q : le débit .

R_a :la force appliquée à la surface de l'oïl d'aspiration .

D :Le diamètre .

m³ : Mètres cubes(Unité internationale de volume)

Km: kilomètre(C'est l'unité internationale de longueur dans le système métrique)

Liste des symboles et abréviation

Kg: Kilogramme:(Unité internationale de poids)

m: Mètres(unité internationale de mesure de distance)

mm: millimètre (L'unité de mesure internationale connue et utilisée pour mesurer la longueur)

µm: micromètre [1 µm = 10⁻⁶ m = 10⁻³ mm (0,000 001 m et 0,001 mm)]

Ppm: 1 ppm is one part by weight, or volume, of solute in 1 million parts by weight, or volume, of solution

h. Heure(Unité internationale de temps)

min: Minute(Unité internationale de temps)

T(°C): Température Celsius(Unité de température)

kW: Kilowatt(C'est une unité d'énergie)

W: Watt(Une unité de mesure pour le taux auquel l'énergie est transférée ou convertie d'une forme à une autre)

s: Second(Unité internationale de temps)

g: grams:(Unité internationale de poids)

Resumé

Résumé

Résumé :

Pour assurer le bon fonctionnement du compresseur centrifuge, il faut suivre une politique de maintenance appropriée qui est basée sur la préventive, pour cela une vérification des performances thermodynamique et mécanique est nécessaire.

Ce travail est une étude de vérification des performances thermodynamiques et mécaniques du compresseur **3BCL455** par le calcul du rendement actuel du compresseur et le compare à celui du constructeur et le calcule de la pousse axiale, les efforts tranchants et les moments fléchissant pour vérifier la résistance du compresseur aux charges auxquels il est soumis.

Les mots clé: Compresseur - Unité GPL ZCINA - Thermodynamiques - Centrifuge.

الملخص

لضمان الأداء الصحيح لضغط الطرد المركزي ، من الضروري إتباع سياسة الصيانة المناسبة التي تستند إلى الوقائية، لذلك من الضروري التحقق من الأداء الديناميكي الحراري والميكانيكي.

هذا العمل عبارة عن دراسة للتحقق من الأداء الديناميكي الحراري والميكانيكي للضاغط BCL455 من خلال حساب الكفاءة الحالية للضاغط ومقارنتها مع تلك الخاصة بالشركة المصنعة وحساب الدفع المحوري وقوى القص ولحظات الانحناء لفحص ضاغط المقاومة للضغط.

الكلمات المفتاحية: ضاغط - وحدة غاز البترول المسال -الديناميكا الحرارية - الطرد المركزي.

Abstract

To ensure the correct functioning of the centrifugal compressor, it is necessary to follow an appropriate maintenance policy which is based on the preventive, for this a verification of the thermodynamic and mechanical performances is necessary.

This work is a study to verify the thermodynamic and mechanical performance of the 3BCL455 compressor by calculating the current efficiency of the compressor and comparing it to that of the manufacturer and calculating the axial thrust, shear forces and bending moments to verify the resistance of the compressor. compressor to the loads to which it is subjected.

The key words: Compressor - ZCINA LPG unit - Thermodynamics - Centrifugal.

Introduction

Introduction

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

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

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

La présente étude est consacrée à l'étude d'un compresseur centrifuge 3 BCL455 de l'unité de réinjection du gaz associé de l'ancien centre de traitement de brut de la région de **GPL-LDHP ZCINA**.

Chapitre 01

Présentation de l'unité

GPL-LDHP ZCINA

I-1- Situation Géographique du Champ de Hassi Messaoud

Le champ de Hassi Messaoud découvert en 1956 est situé à 800 km du sud est du capital Alger sur le grand erg oriental du Sahara Algérienne. Il est occupé une superficie de près de 2000 km² dans le bassin de Oued Mya. Plus de 1000 puits à objectif cambrien y ont été foré en 50 années, à des profondeurs variant entre 3200 m au nord à 3600 m au sud. Il est composé de quatre (04) réservoirs (R3-R2-Ra-Ri). Les dépôts quartzitiques d'âge cambro-ordovicien se développent sur plusieurs centaines de mètres d'épaisseur. Le Ra constitue le principal réservoir par ses meilleures qualités pétro physiques et de production. Il est lui-même subdivisé en cinq niveaux ou drains (D1-ID-D2-D3-D5) qui se caractérisent par une remarquable isopacité quand ils ne sont pas atteints par la discordance hercynienne. Une récupération secondaire a été mise en œuvre en 1964 par une injection de gaz miscible et complétée par une injection d'eau en 1972.



Figure I.1 : Situation géographique du champ de Hassi Messaoud

I-2- Présentation de l'unité GPL ZCINA

I-2-1-But de l'usine GPL ZCINA

Sonatrach a décidé de réaliser une nouvelle unité d'extraction des liquides de gaz associés sur le champ de Hassi Messaoud nord, dénommé GPL ZCINA (nouvelle Zone Centre Industriel NailiAbdelhalim).

GPL ZCINA est une unité d'extraction des liquides de gaz associés destinée à recevoir des gaz associés valorisables provenant de l'unité de traitement de brut CINA sur le champ de Hassi Messaoud nord, et à réexpédier en retour à CINA un gaz appauvri et à expédier le GPL extrait du gaz de charge vers une nouvelle station de pompage situé à 17 km (station hors fourniture). Cette nouvelle unité sera située à environ 5 km au nord de CINA.

Une partie du gaz de charge de l'usine GPL peut aussi provenir de l'unité de séparation d'huile LDHP également située à ZCINA.

I-2-2- Description générale de l'installation

Cette usine comprend notamment :

- Des connexions à la ligne existante de 40'' de gaz associés de CINA, pour amener le gaz de charge et exporter le gaz résiduel
- Une section de réception du gaz de charge
- Une unité de compression du gaz de charge
- Trois trains de traitement de gaz incluant une section de déshydratation du gaz, une section de récupération des liquides, une section de séparation des GPL et des condensats et un système d'huile chaude
- Des stockages et une pomperie d'expédition des GPL
- Des stockages et une pomperie d'expédition des condensats
- Des systèmes d'utilités

Des systèmes de torche

- Des lignes d'expédition des produits (GPL, condensats)
- Des infrastructures et des bâtiments

Les installations sont conçues pour récupérer les liquides des gaz associés provenant de l'usine de traitement de brut de CINA et de l'unité de séparation d'huile LDHP.

Le traitement du gaz consiste, après réception du gaz depuis la ligne existante allant aux sections de réinjections de gaz situées au CIS, à comprimer le gaz à haute pression, puis à le déshydrater, pour ensuite le détendre dans un turbo-expandeur. Le gaz obtenu est rectifié dans un absorber et le liquide obtenu est strippé dans un dééthaniseur pour extraire les liquides contenus dans le gaz de charge. Un train d'échange thermique permet d'intégrer l'ensemble de ces opérations. Le complément de

chaleur nécessaire est fourni par un système d'huile chaude. Le gaz résiduel appauvri est re-comprimé dans la ligne existante de gaz allant aux sections de réinjections de gaz situées au CIS, via le compresseur à couplage direct avec le turbo-expander. Les liquides extraits sont finalement séparés dans un débutaniseur pour obtenir les GPL et condensats aux spécifications voulues .

I-2-3- Description des unités de l'usine GPL ZCINA

Cette section a pour but de rappeler les objectifs de chacune des installations de l'usine GPL ZCINA afin d'extraire les liquides des gaz associés provenant des installations de traitement de brut de CINA.

L'ouvrage comporte :

a- Des unités procédées :

- Systèmes d'alimentation en gaz :
 - Canalisation de gaz de charge depuis CINA (Unité 27)
 - Séparation d'entrée (Unité 20)
- Compression du gaz de charge (Unité 23)
- Déshydratation du gaz de charge (Unité 24)
- Systèmes d'alimentation en liquides :
 - Import & distribution de condensats M4 de CINA (Unité 37)
- Trains de traitement des liquides (Unité 32) :
 - Section de refroidissement & Section de dééthanisation
 - Section de débutanisation
- Stockage et expédition des produits liquides :
 - Stockage, export et recyclage de GPL (Unité 33)
 - Canalisation d'export de GPL (Unité 36)
 - Stockage, export et recyclage des condensats (Unité 35)

- Canalisation d'export des condensats (Unité 37)

- Système d'expédition des produits gazeux :

- Canalisation d'export de gaz résiduel (Unité 34)

b- Des unités utilités :

- Système gaz combustible (Unité 45)
- Système d'huile chaude (Unité 41)
- Systèmes de torche (Unité 43)
- Système d'injection de produits chimiques (Unité 42)
- Air instrument / Air service (Unité 63)
- Azote (Unité 64)
- Drains fermés (Unité 57)
- Drains ouverts (Unité 56)
- Traitement des eaux huileuses (Unité 44)
- Diesel (Unité 62)
- Eau brute et eau potable (Unités 50 & 53)

c- Description des unités procédées

*** Canalisation de gaz de charge depuis CINA**

Le gaz de charge valorisable provenant de l'unité de traitement de brut CINA est transféré vers l'usine GPL ZCINA par une nouvelle canalisation de 36". Le piquage est réalisé sur la ligne existante de 40" vers le CIS.

*** Unité 20 : Séparation d'entrée**

Cette unité est commune à tout le complexe de GPL ZCINA.

Le séparateur d'entrée G01-VL-20-01 reçoit le gaz de charge acheminé par la canalisation de 36" depuis CINA. Ce gaz peut contenir de l'eau générée par la condensation en ligne. Le séparateur d'entrée G01-VL-20-01 sépare le gaz, dirigé vers la section de compression, de la phase aqueuse. Une injection d'inhibiteur de corrosion est prévue au niveau de la sortie gaz du séparateur.

*** Unité 23 : Compression du gaz de charge**

Le gaz de charge en provenance du séparateur d'entrée G01-VL-20-01 est envoyé sur le collecteur commun d'aspiration des compresseurs de gaz de charge G05/G06/G07/G08-KA-23-01. Le collecteur commun d'aspiration des compresseurs peut aussi recevoir le gaz associé issu de l'unité de séparation d'huile LDHP (également située à ZCINA).

*** Unité 24 : Déshydratation du gaz de charge**

Le gaz de charge comprimé, en provenance des compresseurs de gaz de charge, est transféré vers le collecteur de distribution de gaz de charge qui alimente les trois trains de traitement.

L'unité de déshydratation de chaque train a pour fonction de diminuer la quantité d'eau dans le gaz d'alimentation (saturé en eau) pour atteindre la valeur spécifiée de 1 ppm vol. En sortie d'unité. L'eau est ôtée du gaz humide pour éviter la formation d'hydrates dans la section froide de l'installation.

*** Unité 32 : Section de refroidissement du gaz & Section de dééthanisation**

Les trois trains de traitement sont identiques. La description de fonctionnement qui suit s'applique à n'importe lequel des trains de traitement

*** Unité 34 : Export du gaz résiduel**

Le gaz résiduel issu de chacun des trains de traitement est rassemblé sur le collecteur commun de gaz résiduel.

Le gaz résiduel est ensuite transféré vers CINA par une nouvelle canalisation de 40". Le gaz est réinjecté dans la ligne existante de 40" vers le CIS par un piquage proche de celui du gaz de charge. Une vanne de 40" fermée est installée entre les deux piquages.

*** Import & Distribution du condensat M4 de CINA**

Le condensat produit dans l'unité GPL de CINA est transféré dans le ballon existant M4 de CINA où les condensats sont séparés des eaux huileuses

*** Unité 32 : Section de débutanisation – Séparation des liquides**

Les trois trains de traitement sont identiques. La description de fonctionnement qui suit s'applique à n'importe lequel des trains de traitement. Le débutaniseur G1X-CB-32-01 est une colonne de distillation avec reflux et rebouillage comportant 43 plateaux et deux alimentations.

*** Unité 33 : Stockage, export & recyclage du GPL**

Le GPL produit au niveau du ballon de reflux du débutaniseur de chaque train G11/G12/G13-VL-32-05 alimente la section de stockage via le collecteur commun de GPL aux spécifications et/ou le collecteur commun de GPL hors spécifications

*** Unité 36 : Canalisation d'export du GPL**

Le GPL, pompé depuis les sphères de stockage, est exporté vers une nouvelle station de pompage à HEH (hors fourniture) située à environ 14.5 km de ZCINA via la nouvelle canalisation d'expédition de GPL de 14".

*** Unité 35 : Stockage, export & recyclage du condensat**

Les condensats produits au niveau du rebouilleur du débutaniseur de chaque train G11/G12/G13-GA-32-06 sont refroidis et alimente la section de stockage via le collecteur commun de condensats stabilisés et/ou le collecteur commun de condensats hors spécifications.

*** Unité 37 : Canalisation d'export du condensat**

Les condensats, pompé depuis le bac de stockage en vidange, est exporté vers la ligne de condensats existante HMD-HEH de 10". Le raccordement à cette ligne est situé à environ 5 km de ZCINA. L'expédition se fait via une nouvelle canalisation de condensats de 4".

*** Unité 37 : Expédition de l'isopentane**

L'isopentane, produit par les trains de traitement et rassemblé sur le collecteur commun de retour d'isopentane, est injecté dans la nouvelle ligne d'expédition d'huile de LDHP ZCINA et est ainsi retourné avec cette huile vers CINA.

d- Description des unités utilités*** Unité 41 : Système d'huile chaude**

L'unité d'huile chaude permet de fournir l'énergie thermique requise pour le fonctionnement des rebouilleurs du déethaniseur et du débutaniseur de chaque train par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur : l'huile chaude.

*** Unité 42 : Injection de produits chimiques :**

Les produits chimiques sont injectés en différents points du procédé à l'aide de packages d'injection comportant chacun un bac de stockage et des pompes doseuses (2 x 100 %). Les taux de dosage sont réglés manuellement pour chaque pompe grâce à un pot de calibration. Toutes les pompes sont mono-tête.

*** Unité 43 : Systèmes de torche :**

Les réseaux de torche récupèrent les gaz de dépressurisation, d'échappement des soupapes et des vannes de contrôle de surpression de l'usine GPL ZCINA. Trois types de réseau de torchage ont été définis selon la contrepression et la température engendrée par l'écoulement des fluides dans le réseau.

*** Unité 44 : Traitement des eaux huileuses :**

Les eaux huileuses proviennent des eaux de procédé d'une part et du réseau de drains ouverts d'autre part.

Les eaux huileuses issues du procédé alimentent un ballon de flash des eaux huileuses 4K0-VD-44-01 qui récupère les différentes eaux provenant :

- du ballon de séparation du gaz de régénération
- du ballon de flash des condensats d'entrée

*** Unité 45 : Systèmes de gaz combustible :**

Ce système permet d'alimenter les turbines à gaz (G05/G06/G07/G08-DMT-23-01) des compresseurs du gaz de charge. Cette unité est capable de traiter le gaz combustible nécessaire aux 4 trains de compression.

*** Unité 50 : Eau brute :**

Alimentation en eau Eocène pour le système d'eau potable et d'eau de service :

L'eau brute servant de source pour la production d'eau potable et d'eau de service provient d'un puits foré à l'intérieur de l'enceinte de GPL ZCINA et atteignant la couche aquifère Eocène.

Alimentation en eau Albien du système d'eau incendie :

L'alimentation en eau des réservoirs de stockage d'eau incendie 700-RL-71-01 A/B est réalisée à partir d'un puits foré à l'intérieur de l'enceinte de GPL ZCINA atteignant la nappe aquifère Eocène.

*** Unité 53 : Eau potable & Eau de service :**

L'eau de nappe Eocène, chlorée et filtrée, alimente au moyen de la pompe 4M0-PS-50-01 A, le package de traitement d'eau potable par nano-filtration 4P0-UO-53-01 installé dans un conteneur. Le débit d'alimentation est d'environ 3 m³/h.

*** Unité 56 : Système des drains ouverts :**

Le réseau des drains ouverts collecte principalement les eaux de pluie, les eaux d'extinction des feux, les eaux de lavage, les égouttures sur toutes les aires dallées.

*** Unité 57 : Systèmes des drains fermés :**

Les systèmes de drains fermés collectent les hydrocarbures et les eaux huileuses provenant essentiellement de vidanges et de rinçage des équipements et des lignes. Ils transfèrent gravitairement ces effluents depuis les points de vidange jusqu'aux unités de traitement, dans des conditions optimales pour l'environnement, la santé et la sécurité du personnel intervenant.

*** Unité 62 : Système de stockage et de distribution de diesel :**

Le système de stockage et de distribution de diesel est composé d'un bac de stockage de diesel 440-RA-62-01 d'une capacité utile de 67 m³, des pompes de transfert 440-PA-62-01 A/B ainsi qu'un système de filtration (440-MA-62-01 A/B – 02 A/B) et un réseau de distribution.

*** Unité 63 : Système de génération et de distribution d'air service et d'air instrument**

L'unité d'air service permet de comprimer de l'air atmosphérique nécessaire pour produire de l'air instrument et de l'azote et alimente aussi le réseau de distribution d'air service.

L'unité d'air instrument produit de l'air sec.

*** Unité 64 : Système de génération, de distribution et de compression d'azote :**

Le système d'azote est constitué de l'azote basse pression (entre 5 bar et 8 bar) et de l'azote haute pression à 40 bar.

*** Unité 66 : Système de traitement des eaux usées :**

Les effluents sanitaires provenant de différents bâtiments ainsi que du camp DSP et du poste de garde sont réceptionnés dans la fosse tampon des eaux usées 460-RG-66-01 puis repris par pompe et dirigés vers l'unité de traitement biologique.

*** Unité 71 : Système d'eau incendie :**

L'usine GPL ZCINA dispose d'un système d'eau incendie comprenant une alimentation en eau, deux réservoirs déstockage d'eau incendie, une pompierie d'eau incendie et un réseau de distribution d'eau incendie maillé et enterré.

*** Unité 84 : Générateur diesel de secours :**

Les installations électriques associées aux nouvelles installations du site ZCINA sont alimentées depuis le site existant de CINA au moyen de 2 lignes aériennes de structure 60 kV, exploitées en 30 kV, chacune étant dimensionnée pour transiter une puissance de 40 MVA.

Chapitre 02

Généralité sur les compresseurs

II-1- Introduction :

Un compresseur est un dispositif qui transfère de l'énergie vers un fluide gazeux dans le but d'augmenter la pression du fluide, comme dans le cas où le compresseur est le moteur principal du fluide à travers le procédé. L'objectif peut également comprendre une élévation de température souhaitée pour améliorer la réaction chimique dans le procédé. Les appareils qui développent moins de 1.34bar, ou qui produisent une augmentation de densité de 7% de l'aspiration au refoulement, sont classés comme ventilateurs ou soufflantes. Au-dessus de ce niveau, les dispositifs sont appelés compresseurs. En raison du faible changement de densité, les équations du ventilateur supposent une densité constante. Les pompes sont très semblables aux compresseurs mais traitent principalement avec des fluides hydrauliques incompressibles, tandis que les compresseurs traitent généralement avec des fluides gazeux compressibles.

II-2-Différents types :

Les compresseurs ont de nombreuses formes, leur configuration exacte étant basée sur l'application. A titre de comparaison, les différents types de compresseurs peuvent être subdivisés en deux grands groupes basés sur le mode de compression, intermittent ou continu. Le mode de compression intermittent est de nature cyclique: une quantité spécifique de gaz est ingérée par le compresseur, actionnée et déchargée avant que le cycle ne soit répété. Dans le mode de compression continue, le gaz est déplacé dans le compresseur, mis en action, déplacé à travers le compresseur et déchargé sans interruption de débit en tout point du processus.

Les compresseurs utilisant le mode de compression intermittente sont appelés compresseurs à déplacement positif, dont il existe deux types distincts: alternatif et rotatif. Les compresseurs en mode continu sont également caractérisés par deux types fondamentaux: dynamique et éjecteur.

Ce chapitre donnera un bref aperçu de chacun des différents compresseurs couramment utilisés dans les industries pétrochimiques ou chimiques.

II-2.1. Compresseurs à compression intermittente (Compresseurs volumétriques)

Le compresseur volumétrique fonctionne en emprisonnant un volume de gaz et en réduisant ce volume, comme dans la pompe de bicyclette commune.

Les caractéristiques générales du compresseur volumétrique sont le débit constant et le taux de compression variable (pour une vitesse donnée).

II-2.1.1. Compresseur volumétrique alternatif à piston :

Le compresseur alternatif est probablement le plus connu et le plus utilisé de tous les compresseurs. Il consiste d'un arrangement mécanique dans lequel un mouvement alternatif est transmis à un piston qui est libre de se déplacer dans un cylindre. L'action de déplacement du piston, en même temps avec la ou les soupapes d'aspiration, amène une quantité de gaz à pénétrer dans le cylindre où elle est à son tour comprimée et refoulée. L'action de la soupape de refoulement empêche le retour de gaz de la conduite de refoulement dans le compresseur pendant le cycle d'aspiration suivant. Lorsque la compression a lieu sur un seul côté du piston, le compresseur est dit à simple effet. Le compresseur est à double effet lorsque la compression a lieu de chaque côté du piston. Les configurations se composent d'un seul cylindre ou de plusieurs cylindres sur un châssis. Lorsqu'un seul cylindre est utilisé ou que plusieurs cylindres sur un châssis commun sont montés en parallèle, on parle d'un compresseur monophasé. Lorsque plusieurs cylindres sur une trame commune sont connectés en série, habituellement par l'intermédiaire d'un refroidisseur, l'ensemble est appelé compresseur à plusieurs étages. La figure illustre l'arrangement mécanique d'un compresseur à piston double effet.

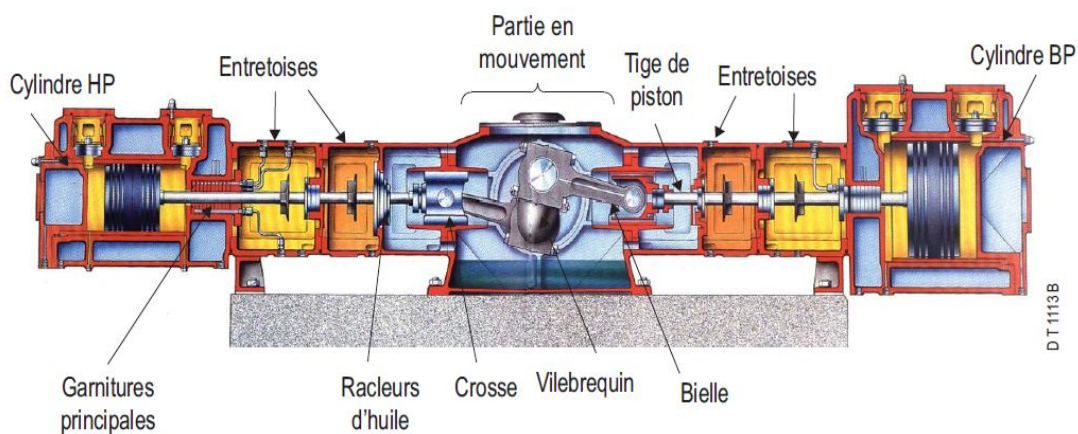


Figure II.1 : Schéma d'un compresseur alternatif horizontal double effet

Le domaine d'application de ce type de compresseur est très grand. Il couvre une plage de pression allant jusque 1000 bars et une plage de débit allant jusque

200 m³/min. Pratiquement, tous les gaz peuvent être comprimés (en compression lubrifiée ou non). On trouve les compresseurs à pistons dans toutes les industries: chimie, pétrole (procédé : recycle, production : gaz lift, injection du gaz à haute pression, reprise de gaz résiduel d'unité, reprise de gaz de fuite ou de dégazage et le vide), alimentaire, électronique, verrerie, fonderie ...

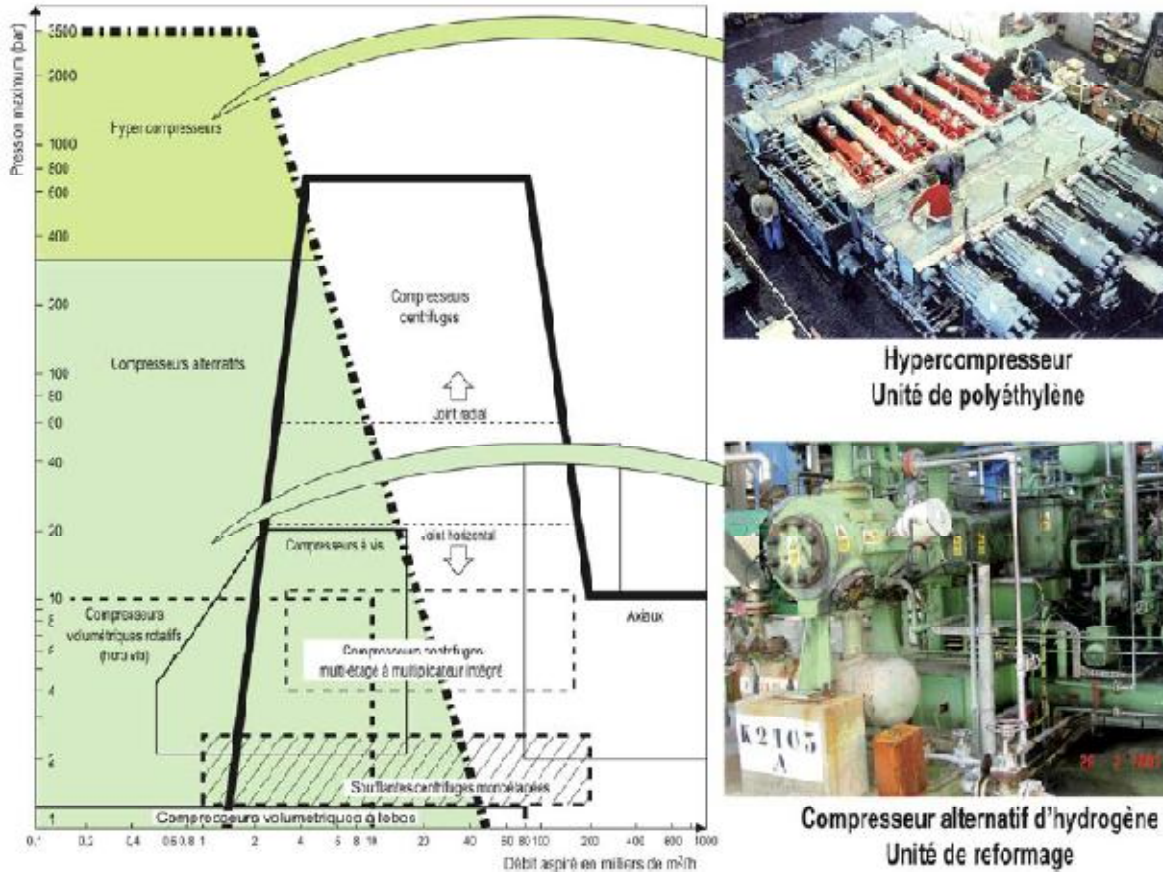


Figure II.2 : La plage de fonctionnement des compresseurs à piston

II-2.1.2. Compresseur volumétrique alternatif à membrane :

Dans la famille des compresseurs à pistons, il existe un équipement qui n'est pas aussi connu que le compresseur à pistons.

Ce compresseur est le compresseur à membrane, il est utilisé principalement dans les applications à faible débit, mais il est capable pour les services à haute pression. Il se compose d'un ensemble de carter-moteur très semblable au compresseur à piston, qui en fait est identique, y compris un piston. Le piston déplace l'huile plutôt que le gaz, en utilisant l'huile pour déplacer un paquet de membrane qui à son tour déplace le gaz. Par la nature de la construction de la tête, le diaphragme ne présente aucune fuite dans

l'atmosphère. En outre, il n'y a aucune fuite vers l'intérieur pour contaminer le gaz de procès. Parce que relativement peu d'énergie est utilisée, la plupart des unités sont entraînées par un moteur.

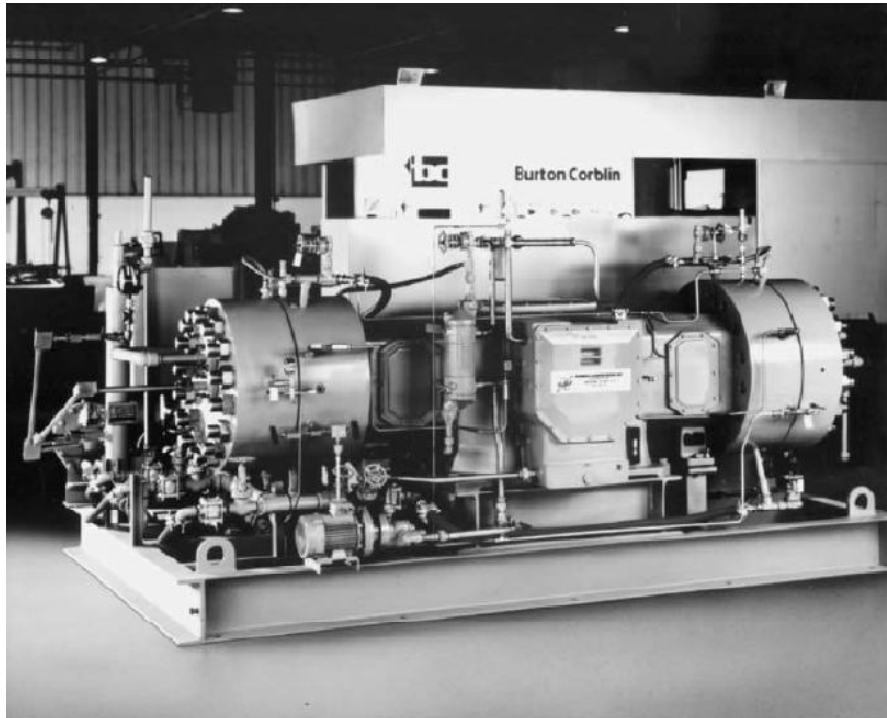


Figure II.3 : Compresseur à membrane double étage 400 bar Burton Corblin

Ces compresseurs sont employés, notamment dans l'industrie chimique, pour la compression du gaz dangereux, corrosifs ou précieux dont il faut éviter la déperdition. Certaines variantes de construction emploient une transmission hydraulique utilisant de l'eau, au lieu de l'huile, pour la compression de l'oxygène ou du protoxyde d'azote, afin d'éviter un contact accidentel entre le gaz et l'huile, dans l'éventualité de la rupture des membranes.

Dans le domaine de l'air comprimé, les compresseurs à membranes trouvent un emploi quand on désire de l'air rigoureusement exempt d'huile sous moyenne et haute pression. C'est le cas par exemple :

- d'air de 7 à 15 bars, pour des applications aussi diverses que la nébulisation en établissement thermal, le traitement médical par aérosols, la peinture des filaments de tubes cathodiques ...
- d'air emmagasiné dans des bouteilles à des pressions de 70 à 250 bars, pour des besoins tels que ceux des chambres de recompression hyperbares pour plongeurs ou des freins d'atterrissage d'avions.

II-2.1.3. Compresseur volumétrique rotatif :

Le compresseur rotatif appartient à la famille des compresseurs volumétriques, qui est composée de plusieurs configurations. Les caractéristiques de ces compresseurs ont en commun sont:

- Ils transmettent de l'énergie au gaz comprimé par un arbre d'entrée déplaçant un élément rotatif unique ou multiple.
- Ils effectuent la compression en mode intermittent.
- Ils n'utilisent pas de soupapes d'aspiration et de refoulement.

II-2.1.3.1. Compresseur volumétrique rotatif à lobes :

Compresseurs à dents ou à pistons rotatifs pour les uns, à lobes pour les autres, ils utilisent un principe identique. Dans un même stator se trouvent 2 rotors non lubrifiés, en acier inoxydable moulé.

Ces deux rotors synchronisés en rotation tournent en sens inverses et comportent chacun une ou deux « dent » qui vont permettre en un tour d'effectuer un ou deux cycles aspiration, compression puis refoulement. Ceci en masquant ou dégageant des orifices d'aspiration (A) et de refoulement (B) pratiqués sur les côtés du carter.

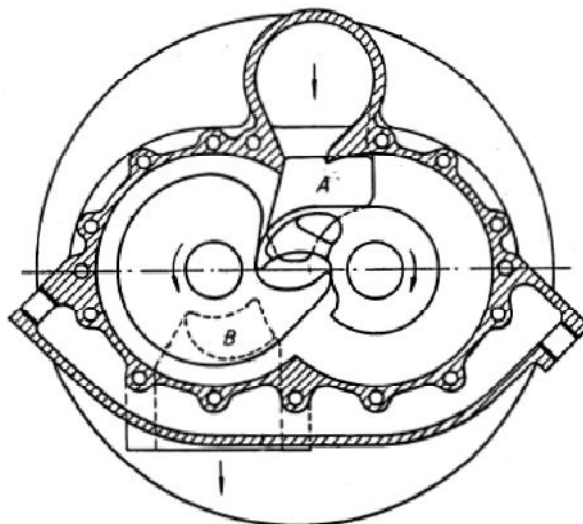


Figure II.4 : vue en coupe d'un compresseur rotatif à lobes

La compression est mono ou bi-étagée. Cette technologie est limitée, actuellement, au marché de l'air comprimé exempt d'huile, pour des pressions de refoulement de 3 ou 7 bars et des débits allant de 6 à 30 m³/min.

Les compresseurs à hélice et à lobes sont généralement similaires et utilisent deux lobes hélicoïdaux ou spiraux engrenant entre eux pour comprimer le gaz entre les lobes et la chambre de rotor. Le cycle de compression commence lorsque la partie ouverte de la forme en spirale des rotors passe au-dessus de l'orifice d'entrée et piège une quantité de gaz. Le gaz est déplacé axialement le long du rotor vers l'orifice de refoulement où le gaz est refoulé dans la buse de refoulement. Le volume du gaz emprisonné diminue au fur et à mesure qu'il se déplace vers la sortie, l'emplacement relatif de l'orifice commandant le taux de compression.

La figure 2.5 montre une coupe d'un compresseur à lobes hélicoïdaux sans huile. La version à lobes spiraux est la plus limitée des deux et n'est utilisée que dans des applications à basse pression.

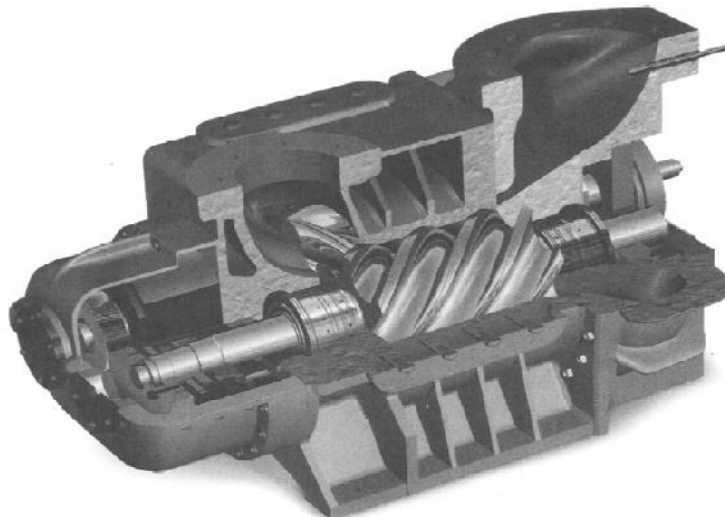


Figure II.5 : Coupe d'un compresseur rotatif à lobe sans huile Courtesy du GE.

II-2.1.3.2. Compresseur volumétrique rotatif à vis :

Les compresseurs à lobes sont soit sous forme sèche soit submergée. La forme sèche utilise des engrenages de distribution pour maintenir un rythme prescrit au mouvement relatif des rotors; La forme submergée utilise un milieu liquide pour empêcher les rotors de toucher. Le compresseur à lobes est le plus sophistiqué et le plus polyvalent du groupe de compresseurs rotatifs et fonctionne au nombre de Mach le plus élevé par rapport aux autres compresseurs dans la famille rotative. Ce compresseur est habituellement appelé «compresseur à vis».

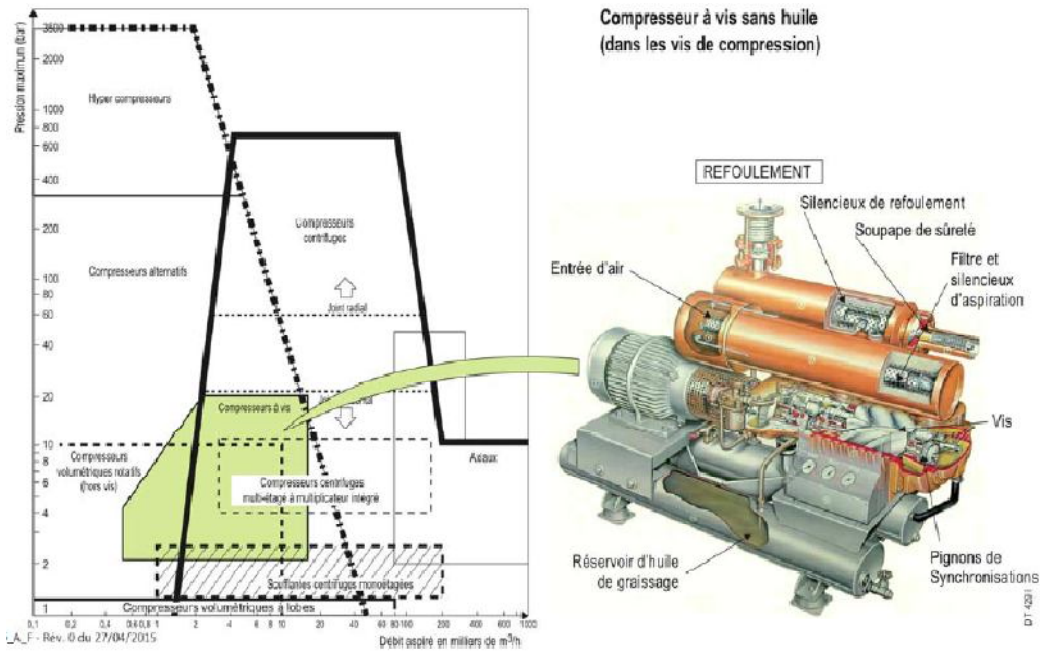
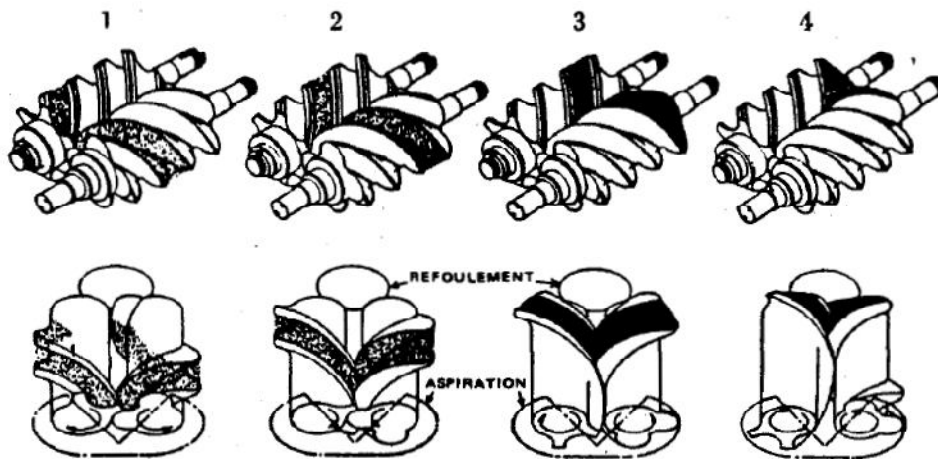


Figure II.6 : l'intervalle de fonctionnement d'un compresseur à vis
Applications : surtout air (service, instrument, procédé) ou cycles froids

Choisissons le moment où une alvéole du rotor femelle et le creux entre deux lobes du rotor mâle sont en communication avec la lumière d'admission (Fig2.7). La rotation fait découvrir un volume délimité par l'enveloppe des rotors, les parois de l'alvéole et les lobes correspondants. Ce volume se remplit de gaz par succion.



Fonctionnement d'un hélico-compresseur
1 : fin d'aspiration; 2 : compression; 3 : début de refoulement; 4 : refoulement en cours.

Figure II.7 : Fonctionnement d'un compresseur à vis

L'alvéole et les lobes en tournant dépassent la zone de la lumière d'admission. Le volume emprisonné définit la cylindrée par lobe et par tour du rotor mâle. Les rotors continuant à tourner, la section de fermeture créée par la forme conjuguée se déplace

longitudinalement vers le refoulement, ainsi le volume emprisonné diminue et la pression du gaz augmente. Lorsque la pression du gaz atteint la valeur prédéterminée, le volume restant est en face de la lumière d'échappement. Le gaz ainsi libéré s'échappe dans le réseau d'utilisation. Les rotors continuant à tourner font disparaître complètement le creux formé par l'alvéole et les lobes. La totalité du gaz est refoulé dans le réseau. Cette dernière phase est comparable à celle du compresseur à pistons puisque le gaz à la pression du réseau d'utilisation est repoussé par le jeu de l'engrènement des rotors. Si la machine est bien adaptée, la pression du gaz emprisonné est sensiblement égale à la pression du réseau au moment précis où le volume s'ouvre vers l'échappement.

II-2.1.3.3. Compresseur volumétrique rotatif à palette :

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

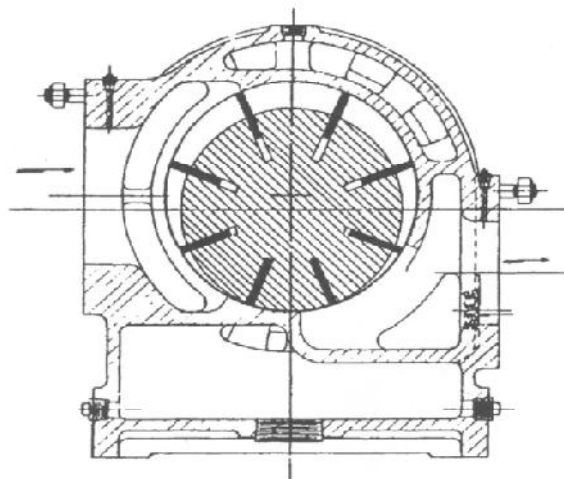


Figure II.8 : Coupe d'un compresseur à palettes coulissantes

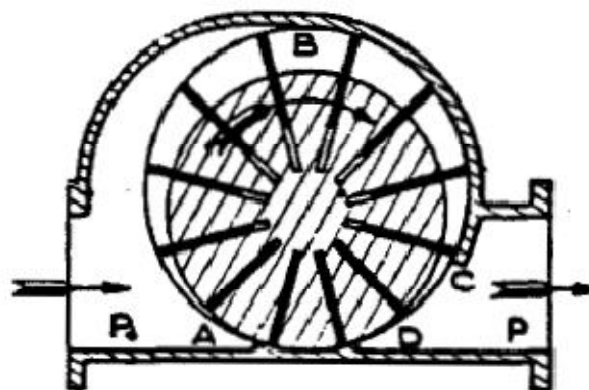


Figure II.9 : fonctionnement d'un compresseur à palettes

Le volume comprend entre deux palettes consécutives et variables:

- ❖ Il croit, depuis une valeur pratiquement nulle au voisinage de la génératrice de contact du rotor et du cylindre, pendant un demi-tour et remplaçant d'air, la communication avec la conduite d'aspiration assurée de A jusqu'à B par Des lumières prévues dans la paroi du cylindre.
- ❖ Il atteint son maximum à 180° de la génératrice de contact et décroît ensuite pendant un demi-tour, provoquant successivement la compression de B en C quand la paroi du cylindre ne comporte aucune ouverture, et le refoulement de C en D quand la communication avec la tubulure de sortie est assurée par des lumières.

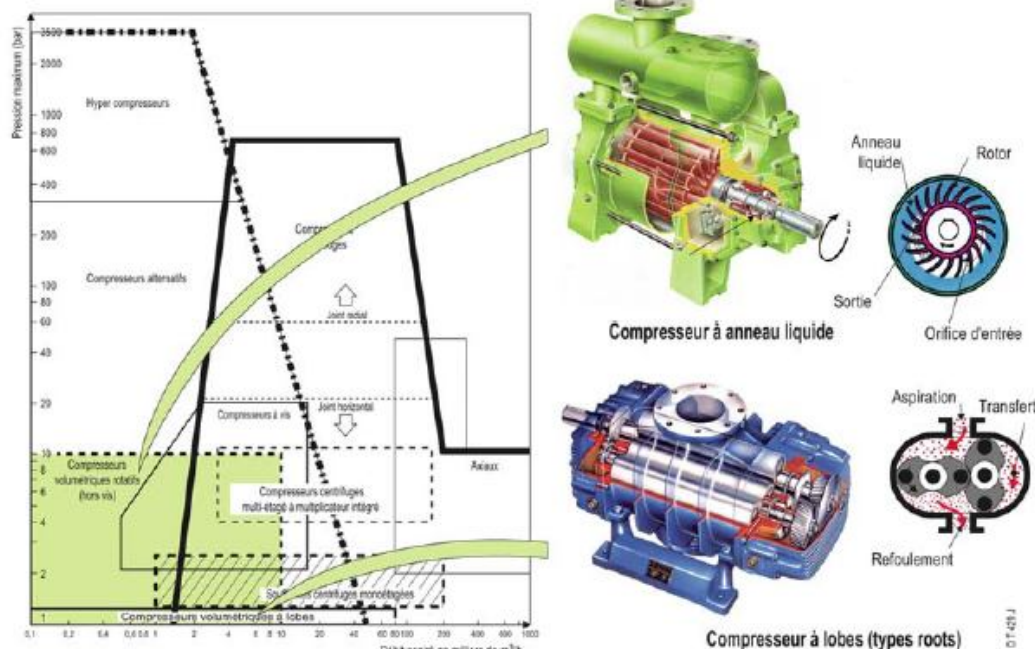


Figure II.10 : Intervalle du travail d'un compresseur à palettes

Les compresseurs à palettes trouvent leurs applications dans le domaine de l'air comprimé: généralement, en mono-étagé, pour une pression de refoulement inférieure à 3 bars (lubrifiés ou non) et pour de faibles puissances (< 75 kW).

Dans le domaine des gaz autre que l'air, on les trouve, toujours en mono-étagé, mais pour des puissances allant jusque 1000 kW. Ils ont, par exemple, un emploi privilégié pour la récupération de gaz de torche ou les problèmes de propreté du gaz sont importants.

II-2.2. Compresseurs à compression continue (compresseurs dynamiques) :

Le compresseur dynamique dépend du mouvement pour transférer l'énergie du rotor du compresseur vers le gaz. Les caractéristiques de la compression varient en fonction du type de compresseur dynamique et du type de gaz comprimé. Le débit est continu. Il n'y a pas de vannes et il n'y a pas de "confinement" du gaz, comme dans un compresseur volumétriques. La compression dépend de l'interaction dynamique entre le mécanisme et le gaz.

Les compresseurs dynamiques comprennent :

- Ejecteur
- Compresseur centrifuge
- Compresseur axial

II-2.2.1. Ejecteur :

Un éjecteur est un dispositif très simple qui utilise un jet à haute pression pour comprimer le gaz. L'impulsion du jet de haute pression est transférée dans le gaz de traitement à basse pression.

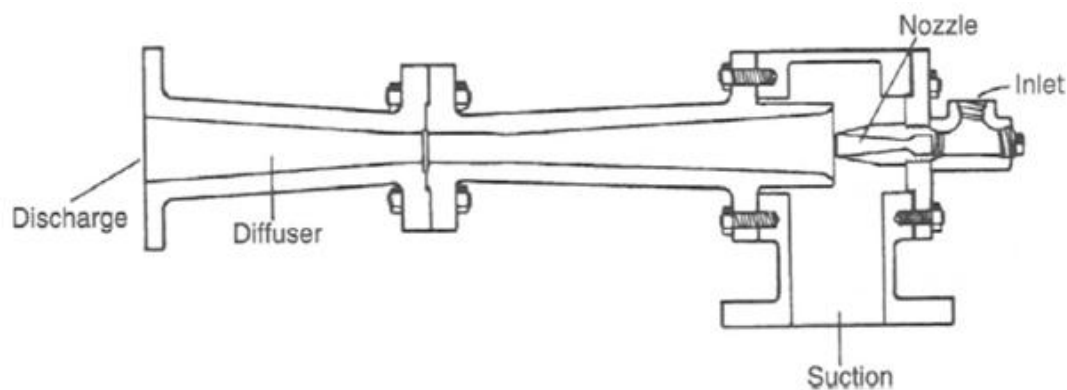


Figure II.11 : coupe d'un éjecteur (Courtesy du Graham manufacturing)

L'éjecteur est largement utilisé comme une pompe à vide où il est mis en scène lorsque requis pour atteindre des niveaux de vide plus profonds. Si la pression du fluide moteur est suffisamment élevée, l'éjecteur peut comprimer le gaz à une pression légèrement positive. Les éjecteurs sont utilisés à la fois comme appareils subsoniques et supersoniques.

Le design doit incorporer la buse appropriée et le diffuseur compatible avec la vitesse du gaz. L'éjecteur est l'un des quelques compresseurs à l'abri du transfert de liquide dans le gaz d'aspiration.

II-2.2.2. Compresseur axial :

Les compresseurs axiaux sont des compresseurs à haute vitesse et à grand volume, mais ils sont plus petits et certains plus efficaces que les compresseurs centrifuges comparables.

Le coût en capital du compresseur axial est supérieur à celui d'un centrifuge, mais peut être justifié par des économies d'énergie dans une évaluation globale. Le rapport de pression par étage est inférieur à celui du centrifuge.

Dans une comparaison générale, il faut environ deux fois plus d'étages pour obtenir le même rapport de pression que celui requis par un centrifugeur. La caractéristique de ce compresseur, comme son nom l'indique, est la direction axiale de l'écoulement à travers la machine. L'énergie du rotor est transférée au gaz en faisant tourner des aubes typiquement, des rangées de lames non garnies. Avant et après chaque rangée de rotor est une rangée stationnaire (stator). La première rangée d'aubage du stator est appelée la pale de guidage.

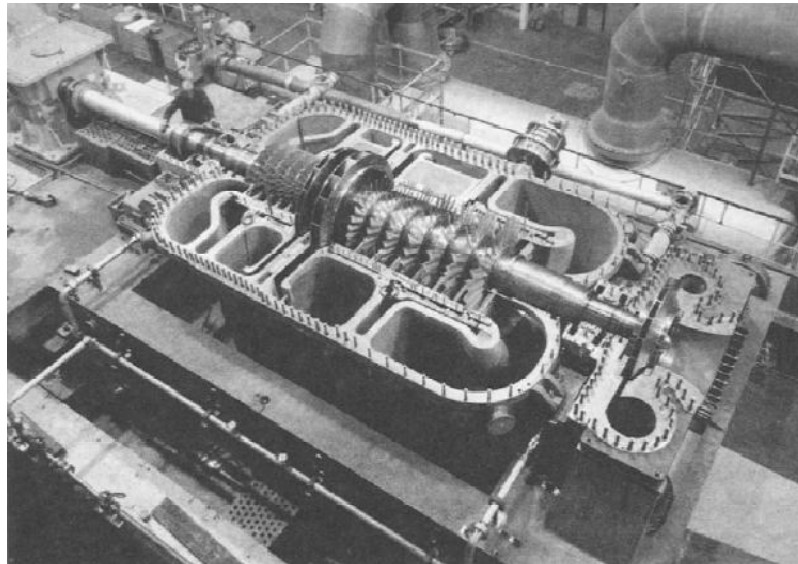


Figure II.12 : Compresseur axiale-radial, réglable pour trois étages de compression.

La plage de volume du compresseur axial commence à environ $30\,000\text{ m}^3$. Une des plus grandes tailles construites est de $1\,000\,000\text{ m}^3$, bien que cette taille ne soit certainement pas commune. La limite supérieure commune est de $300\,000\text{ m}^3$.

Le compresseur axial, en raison d'une faible élévation de pression par étage, est exclusivement fabriqué en machine à plusieurs étages.

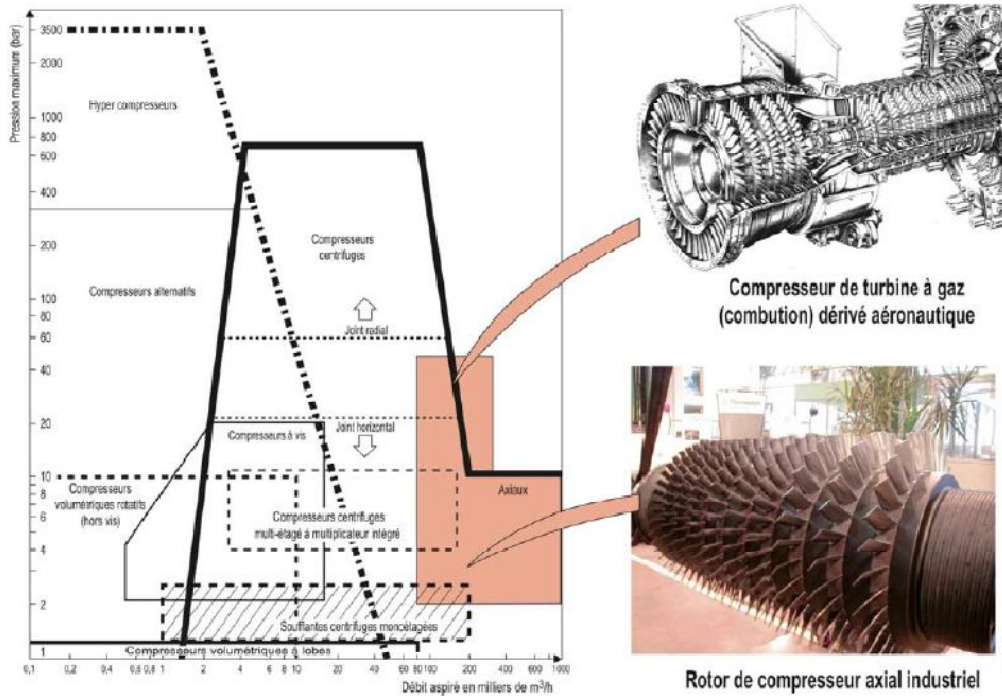


Figure II.13 : Intervalle de fonctionnement d'un compresseur axial

De loin, l'application la plus fréquente du compresseur axial est le turboréacteur d'avion. La deuxième utilisation la plus courante est la turbine à gaz terrestre, soit le dérivé de l'aéronef, soit le type générique conçu. Le moins utilisé est le compresseur axial du procédé. Bien que tous les principes de fonctionnement soient exactement les mêmes, peut-être la différence la plus évidente est que le compresseur à turbine à gaz est une machine à rapport de pression plus élevée et a donc plus d'étapes.

II-2.2.3. Compresseur centrifuge :

II-2.2.3.1. Description générale d'un compresseur centrifuge :

Un compresseur centrifuge est une machine dynamique. Il a un débit continu de fluide qui reçoit de l'énergie à partir des roues d'arbre intégrées. Cette énergie est transformée en pression - partiellement à travers les roues et partiellement dans la section statorique, c'est-à-dire dans les diffuseurs. Ce type de machine est composé (voir figure 2.14) d'une enveloppe extérieure (casing) (A) qui contient une partie statorique, appelée faisceau de diaphragme (diaphragm bundle) (B), et d'un rotor formé par un arbre (C), un ou plusieurs impulseurs (D), un tambour d'équilibrage (E) et un collier de poussée (F).

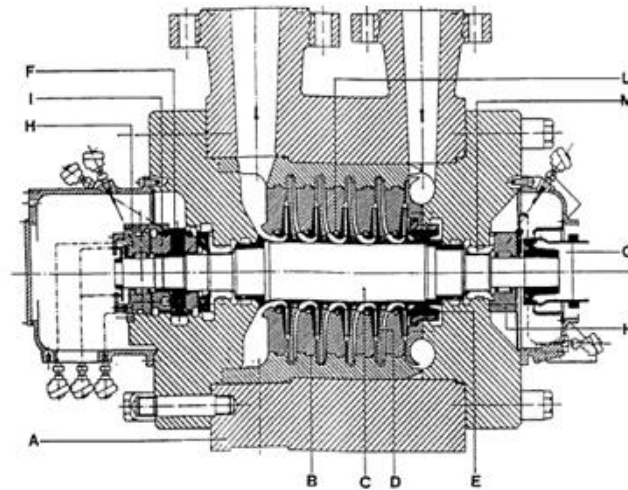


Figure II.14 : un schéma de coupe d'un compresseur centrifuge

Le rotor est entraîné au moyen d'un moyeu (G) et est maintenu en position axiale par un palier de butée (I), tout en tournant sur des paliers lisses (H). Le rotor est équipé d'une garniture d'étanchéité à labyrinthe (L) et, si nécessaire, de garniture d'étanchéité d'extrémité de film d'huile (M).

Le gaz est aspiré dans le compresseur par une buse d'aspiration et pénètre dans une chambre annulaire (volute d'entrée), en s'écoulant vers le centre à partir de toutes les directions selon un schéma radial uniforme (voir figure 4.15). A l'opposé de la chambre de la buse d'aspiration est une ailette pour empêcher les tourbillons de gaz.

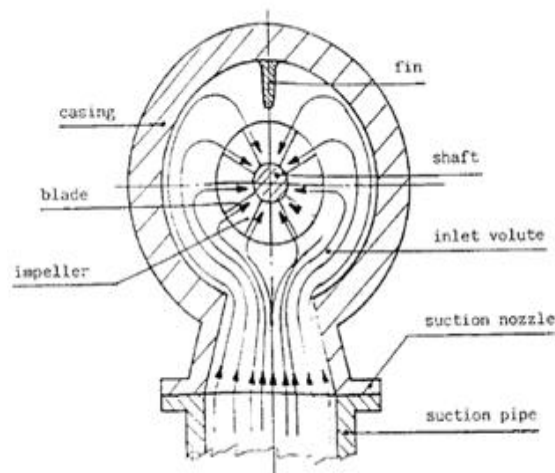


Figure II.15 : Vue qualitative de l'écoulement dans la volute

Le gaz s'écoule dans le diaphragme d'aspiration et est ensuite repris par la première roue (voir figure 2.16).

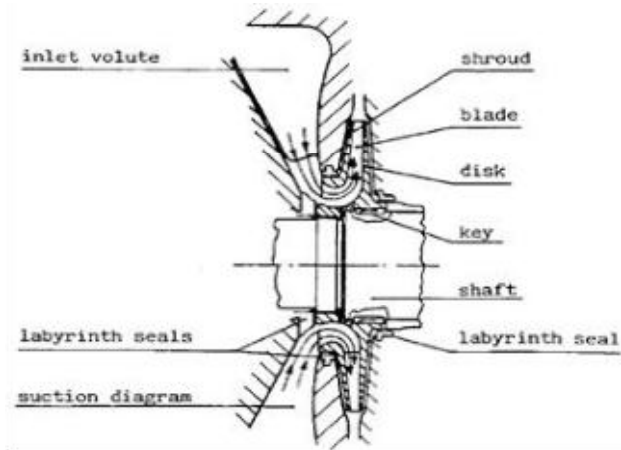


Figure II.16 : Vue en coupe du premier étage

Les roues sont constituées de deux disques, dits disque et couvercle, reliés par des aubes rétractées sur l'arbre et maintenues par une ou deux clés.

L'impulseur pousse le gaz vers l'extérieur en augmentant sa vitesse et sa pression; La vitesse de sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Du côté du disque, la roue est exposée à la pression de refoulement (voir figure 2.17) et de l'autre côté partiellement à la même pression et en partie à la pression d'aspiration. Ainsi, une force de poussée est créée vers l'aspiration.

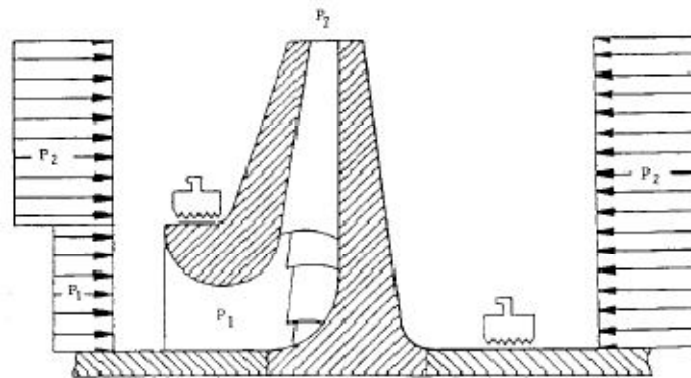


Figure II.17: Distribution de pression sur la roue

Le gaz s'écoule ensuite à travers une chambre circulaire (diffuseur), suivant un chemin en spirale où il perd de la vitesse et augmente la pression (semblable à l'écoulement de fluide à travers les conduits). Le gaz s'écoule alors le long du canal de retour; Il s'agit d'une chambre circulaire délimitée par deux anneaux qui forment le diaphragme intermédiaire, muni d'aubes (voir figure 2.18) pour diriger le gaz vers l'entrée de la roue suivante. Les aubes sont agencées pour redresser le débit de gaz en spirale afin d'obtenir une sortie radiale et une entrée axiale sur la roue suivante. Le trajet

du gaz est le même pour chaque roue. Des bagues de labyrinthe sont installées sur les diaphragmes pour minimiser les fuites de gaz internes (voir figure 2.18).

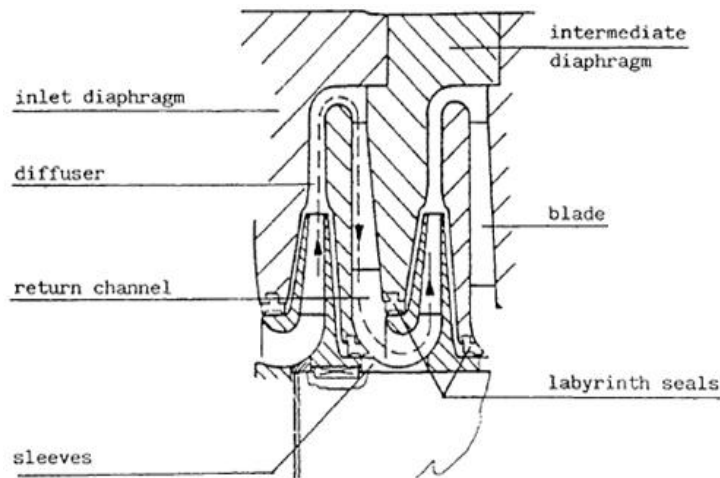


Figure II.18 : Garnitures à labyrinthe et diaphragmes

Ces garnitures à labyrinthe sont formées par des bagues faites en deux parties ou plus. La dernière roue d'un étage (le terme étage se réfère à la zone de compression entre deux buses consécutives) envoie le gaz dans un diffuseur qui conduit à une chambre annulaire appelée volute de refoulement (voir figure 2.19).

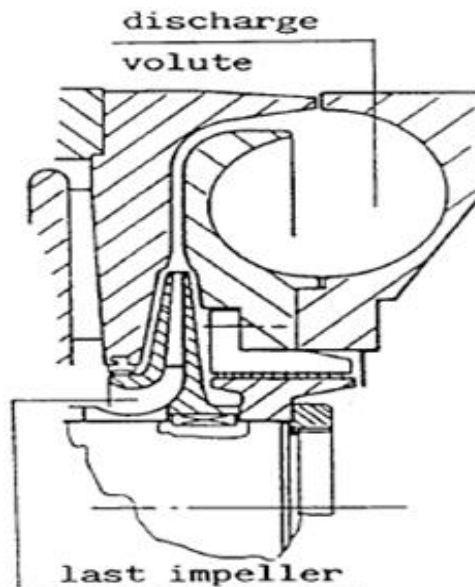


Figure II.19 : Dernière roue d'un étage

La volute de refoulement est une chambre circulaire qui recueille le gaz de la limite externe du diffuseur et le transmet à la buse de refoulement. Près de la buse de refoulement se trouve une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à s'écouler autour de la volute et la dirige vers la buse de refoulement (voir figure 2.20).

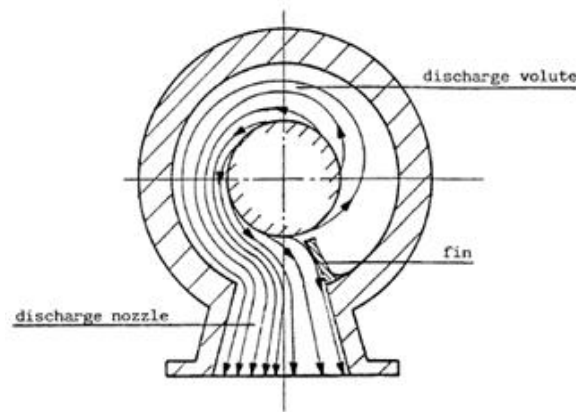


Figure II.20: Vue d'écoulement dans la volute

Le tambour d'équilibrage (E) est monté sur l'arbre après la dernière roue (voir figure 2.21). Il sert à équilibrer la poussée totale produite par les roues. La pression de refoulement de la dernière roue sur un côté du tambour, la pression d'aspiration du compresseur est appliquée à l'autre par une connexion externe (ligne d'équilibrage, voir figure 2.21). De cette manière, les pressions de gaz aux deux extrémités du rotor sont approximativement équilibrées. Pour obtenir des niveaux de pression encore plus serrés et donc les mêmes conditions de fonctionnement pour les garnitures d'étanchéité d'extrémité d'arbre, une autre connexion externe est établie entre les chambres d'équilibrage.

Les chambres à gaz sont positionnées à l'extérieur des labyrinthes d'extrémité d'arbre. Ils sont reliés pour obtenir la même pression que celle utilisée comme référence pour le système d'étanchéité à l'huile. Dans des cas particuliers, lorsque l'huile d'étanchéité et le gaz du procès doivent être séparés, un gaz inerte est injecté dans la chambre d'équilibrage (buffer gas system) à une pression qui lui permet de fuir vers l'intérieur et vers l'extérieur pour former une étanchéité.

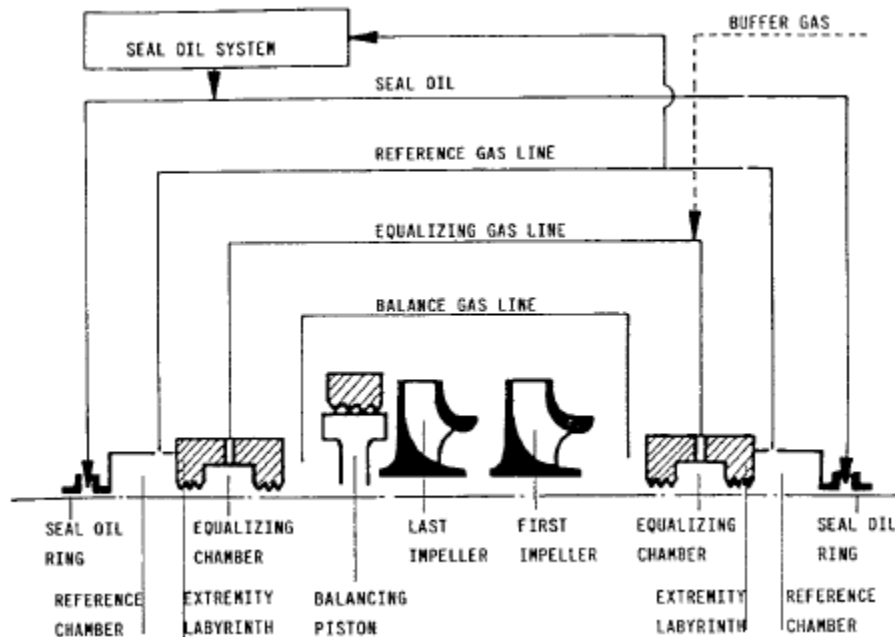


Figure II.21: Une connexion externe du système d'huile

II-2.2.3.2. Les types des compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges peuvent avoir des configurations différentes pour convenir à des services et à des pressions spécifiques. Ils peuvent être classés comme suit:

a- Compresseur centrifuge à plan de joint horizontal

Des casings à plan de joint horizontal sont constitués de demi-boîtiers reliés le long de la ligne médiane horizontale, sont utilisés pour des pressions de service inférieures à 60 bars.

Les buses d'aspiration et de refoulement ainsi que toutes les buses d'injection et d'extraction latérales, les lignes d'huile de lubrification et toutes les autres connexions du compresseur sont situées dans la partie inférieure. Avec cet arrangement, tout ce qui est nécessaire pour soulever la partie supérieure et accéder à tous les composants internes, tels que le rotor, les diaphragmes et les garnitures à labyrinthe, est d'enlever les boulons de couvercle le long de la ligne médiane horizontale.

Les compresseurs à plan de joint horizontal peuvent être identifiés en fonction du nombre d'étages.

* Compresseurs multi-étages avec un seul étage de compression

* Compresseurs multi-étages à deux étages de compression. Les deux étages de compression sont mis en série dans la même machine. Entre les deux étages, le refroidissement du fluide est réalisé afin d'augmenter l'efficacité de la compression.

* Compresseurs à plusieurs étages avec plus de deux étages de compression dans un seul casing. En règle générale, ils sont utilisés dans des services où différents écoulements de gaz doivent être comprimés à différents niveaux de pression, c'est-à-dire par injection et/ou extraction de gaz pendant la compression.

* Parfois, les étages de compression sont disposés en parallèle dans un seul casing. Le fait que les deux étages soient identiques et que la buse de refoulement soit positionnée au centre du casing rend cette solution la plus équilibrée possible. De plus, un double flux est créé par une roue centrale commune.

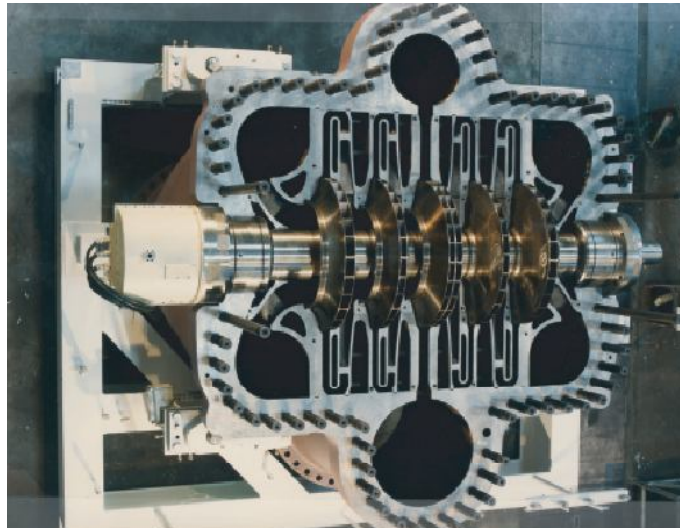


Figure II.22 : Casing à plan de joint horizontal

b- Compresseur centrifuge à plan de joint vertical (type barrel)

Les casings à plan de joint vertical sont formés par un cylindre fermé par deux couvercles d'extrémité d'où la dénomination «barrel», utilisée pour désigner des compresseurs avec ces enveloppes.

Ces machines généralement à plusieurs étages, sont utilisées pour les services haute pression (jusqu'à 700 bar (kg/cm^2)). A l'intérieur du casing, le rotor et les diaphragmes sont essentiellement les mêmes que ceux des compresseurs à plan de joint horizontal.

* Compresseurs de type barrel qui ont un seul étage de compression

* Compresseurs de type barrel avec deux étages de compression en série dans un seul casing

* Compresseurs qui incorporent deux étages de compression en parallèle dans un seul casing

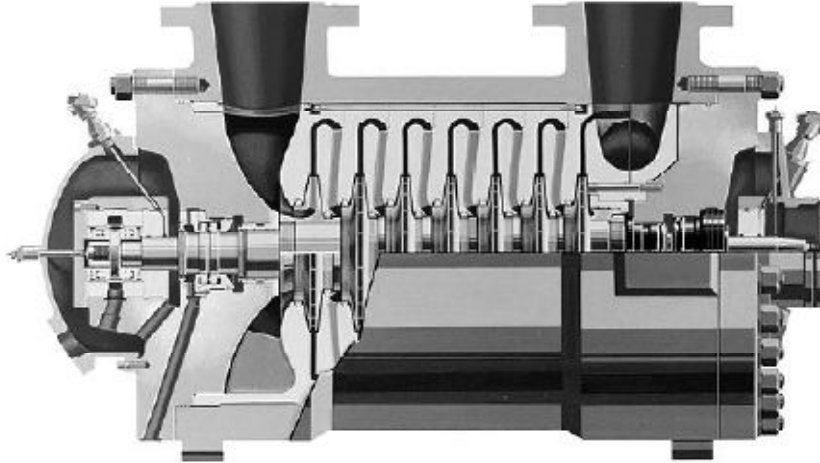


Figure II.23 : compresseur de type barrel à 7 étages

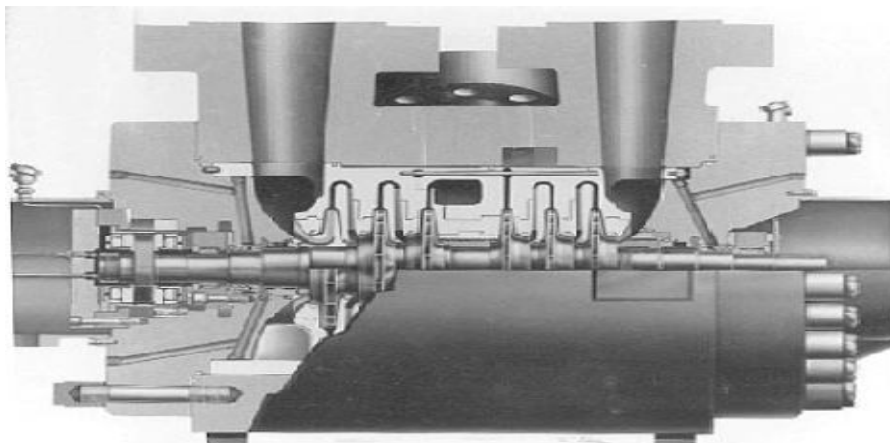


Figure II.24: Compresseur de type barrel à 6 étages et à une injection latérale.

C- Compresseurs dites bell casing

Les compresseurs à barrel pour hautes pressions sont dotés d'enveloppes en forme de cloche et sont fermés par des anneaux de cisaillement à la place des boulons (voir figure 2.25).

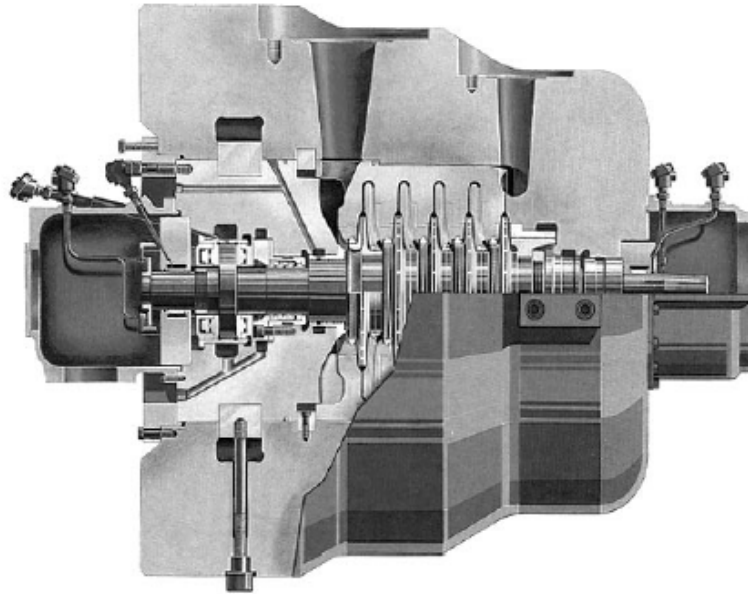


Figure II.25 : compresseur de type barre à haute pression

e- Compresseurs de canalisations (pipeline compressors)

Ceux-ci ont des casings en forme de cloche avec un seul couvercle vertical. Ils sont généralement utilisés pour le transport du gaz naturel. Ils ont normalement des buses latérales d'aspiration et de refoulement positionnées l'une en face de l'autre pour faciliter l'installation sur les gazoducs.

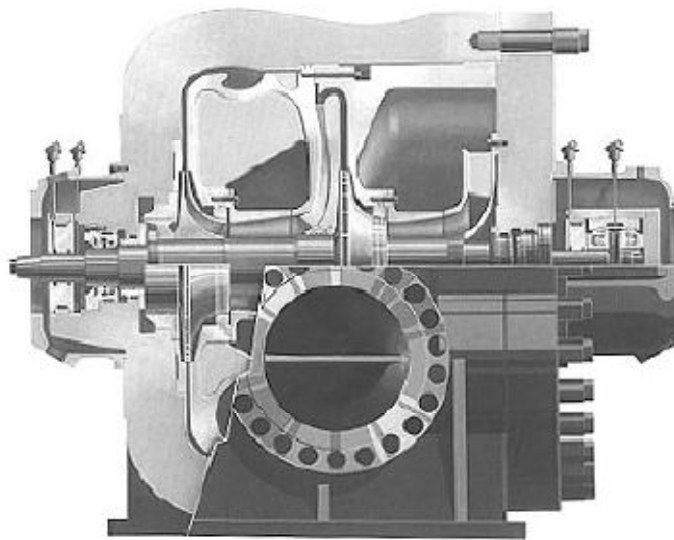


Figure II.26 : Pipeline compressor

f- Compresseurs de type SR

Ces compresseurs sont adaptés pour des services à pression relativement basse. Ils ont la particularité d'avoir plusieurs arbres avec des roues surélevées. Les impulseurs sont normalement ouverts, pour obtenir des vitesses de tip élevées avec des faibles contraintes et des rapports de pression élevés par étage. Chaque entrée d'impulseur est

coaxiale tandis que la sortie est tangentielle. Ces compresseurs sont généralement utilisés pour la compression de l'air ou de la vapeur, les applications géothermiques, etc.

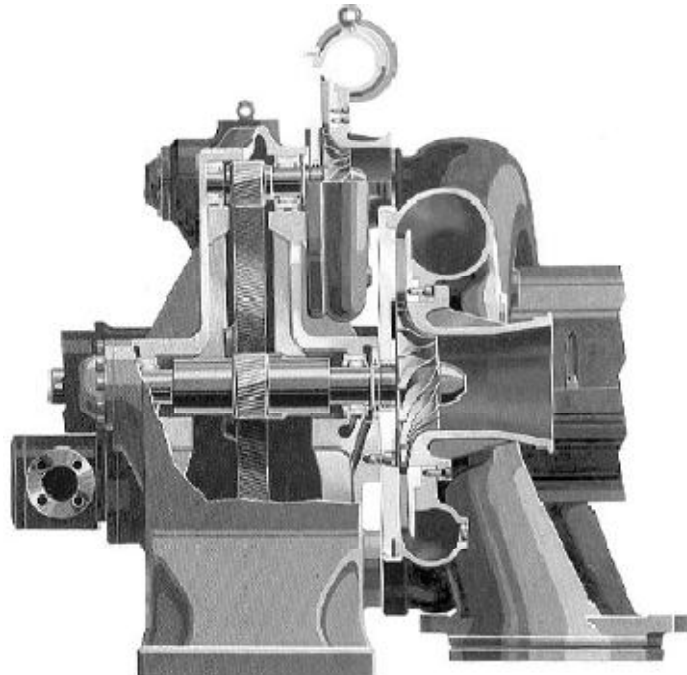


Figure II.27 : Compresseur de type SR

II-3.Des comparaisons relatives de divers types du compresseur

II-3.1. Capacité

Les compresseurs axiaux ont la plus grande capacité pour une dimension volumétrique donnée. Le design est très compact, un poids léger qui peut manipuler un grand volume de gaz. Ceci explique sa popularité pour l'utilisation sur des avions.

II-3.2. Rendement

La figure 2.28 illustre l'efficacité nominale relative pour les différents types de compresseurs.

Pour les petites capacités, le compresseur volumétrique est généralement le meilleur. Pour des capacités supérieures, la fuite des soupapes et des garnitures, les frottements mécaniques et les discontinuités d'écoulement augmentent rapidement, ce qui limite l'efficacité globale.

Dans un compresseur centrifuge, le contraire est vrai. En petites capacités, la surface d'étanchéité est importante par rapport à l'élément de compression, la roue à aubes. Au fur et à mesure que la taille du compresseur augmente, le taux de fuite des garnitures augmente lentement par rapport au volume de passage. Des mécanismes

réduits (paliers, soupapes, garnitures) et améliorés par le débit contribuent à une efficacité accrue aux capacités élevées.

Les compresseurs axiaux ont le meilleur rendement. Les pertes mécaniques et aérodynamiques d'un compresseur axial sont très faibles, ce qui se traduit par une efficacité proche de 90% voire supérieure.

En raison de la configuration axiale, la surface d'étanchéité est très petite par rapport au volume d'écoulement de gaz. De plus, le «périmètre mouillé» (surface de friction par rapport au débit volumique) est très faible, ce qui contribue aux faibles pertes et à l'efficacité élevée pour les grandes capacités. Une amélioration supplémentaire est obtenue par la vitesse de passage nominale constante. Les pertes dues à l'accélération et à la décélération sont limitées.

Les limites indiquées sur la figure 2.28 sont constamment modifiées par des améliorations apportées à la conception du compresseur telles que des garnitures d'étanchéité abrasables pour réduire les fuites, un faible frottement pour les paliers et les garnitures.

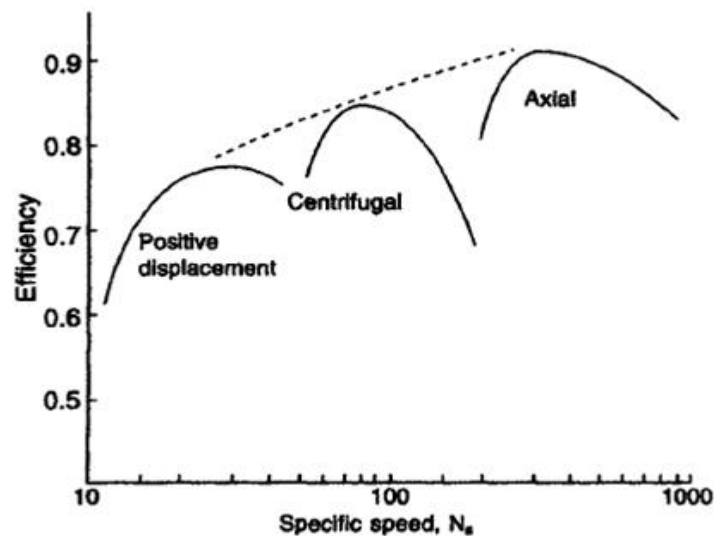


Figure II.28 : Le rendement par rapport au type du compresseur

II-3.3. Taux de compression

Les compresseurs volumétriques et les éjecteurs peuvent avoir un taux de pression très élevé. Pour les compresseurs dynamiques, le compresseur centrifuge atteint le taux de pression par étage le plus élevé.

Les compresseurs axiaux développent un taux de pression très faible par étage, ce qui nécessite de nombreux étages.

II-3.4. Fonctionnement

Une formation spécialisée est requise pour l'utilisation de compresseurs centrifuges et axiaux. La principale préoccupation est d'éviter le fonctionnement dans les régions aérodynamiquement instables, y compris les phénomènes de pompage de blocage sonique. Le fonctionnement dans ces zones peut endommager l'équipement.

II-3.5. Courbes caractéristiques

La figure 2.29 montre les courbes caractéristiques normales pour les différents types de compresseurs. Les compresseurs volumétriques présentent un volume constant et un taux de pression variable, tandis que les compresseurs centrifuges à faible vitesse s'approchent d'être des machines à taux de pression constant et à volume variable.

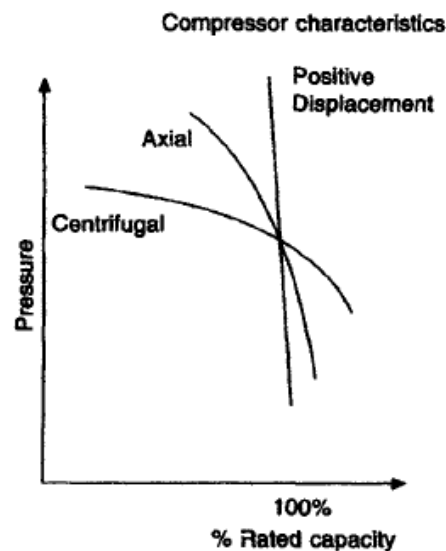


Figure II.29 : Courbes caractéristiques

Les caractéristiques des compresseurs axiaux sont quelque part entre les deux. «Les compresseurs centrifuges à très grande vitesse peuvent avoir des caractéristiques proches de celles des compresseurs axiaux.

Une compréhension approfondie de l'aérodynamique est nécessaire pour bien concevoir, choisir, faire fonctionner et entretenir les compresseurs centrifuges et axiaux.

Les avantages et les inconvénients de chaque type sont énumérés dans le tableau 2.1 Ce tableau, ainsi que les discussions suivantes, fourniront un aperçu de l'aérodynamique de ces compresseurs.

L'objectif est de fournir une meilleure compréhension de la façon d'exploiter plus efficacement et de maintenir des compresseurs dynamiques. Ces mêmes outils seront utiles pour dépanner et sélectionner de nouveaux équipements.

Tableau II.1 : Les avantages et les inconvénients de chaque type des compresseurs

Type	Avantages	Inconvénients
Centrifuge	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Une large plage de fonctionnement ▪ Un faible entretien ▪ Une fiabilité élevée 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Instable à débit faible ▪ Un rendement modéré
Axial	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Un rendement élevé ▪ Fonctionnement à grande vitesse ▪ Ecoulement plus élevé pour une taille donnée 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Un taux de pression faible par étage ▪ Une plage de débit étroite ▪ Des aubages fragiles et onéreuses
Volumétrique	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Un taux de compression non affecté par les propriétés du gaz ▪ Des bons rendements à faible vitesse critique 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Une capacité (volume) limitée ▪ Un rapport poids/volume élevé
Ejecteur	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Design simple ▪ Peu coûteux ▪ Pas de pièces mobiles ▪ Un taux de compression élevé 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Rendement faible ▪ Nécessite une source de haute pression

Chapitre 03

*Compresseur centrifuge à plan de
joint vertical 3BCL455*

III.1- Description

III.1.1.Type du compresseur 3BCL

Les compresseurs centrifuges Nuovo Pignone sont désignés par une série de lettres majuscules et de chiffres. Les lettres majuscules décrivent les caractéristiques du casing; BCL indique un compresseur dont le casing à plan de joint vertical (type barrel). Les numéros après les lettres décrivent la "taille" nominale du compresseur et le nombre des roues. Lorsque le compresseur est fourni par injection(s) intermédiaire de gaz et/ou d'extraction(s) intermédiaire de gaz, la désignation est précédée du numéro conventionnel "3". Exemple typique: la désignation 3BCL 407 indique un compresseur de taille nominale 400, avec un étage de compression, une extraction intermédiaire, par un casing à plan de joint vertical et contenant un rotor à sept impulseurs. Dans le cas où une petite lettre (a, b, c, d) est placée après les numéros, cela indique la pression du design du casing qui est supérieure à la conception standard pour ce type de compresseur. Le type de compresseur BCL est expressément conçu pour fournir des gaz à haute pression. Les compresseurs sont constitués essentiellement d'une unité statique (casing, têtes du casing, couvercles, diaphragmes, corps de garniture et corps du palier) et d'une unité mobile (rotor formé par arbre, roues et tambour d'équilibrage).

III.1.2. Compresseur 3BCL 455

Le compresseur décrit est un 3BCL 455. La bride d'aspiration et de refoulement de ce compresseur est tournée vers le haut. Le compresseur centrifuge 3BCL 455 avec un étage de compression et des injections intermédiaires (side streams) et une "taille" nominale de 450 mm a un arbre avec cinq roues. Le casing de ce compresseur est conçu pour une pression standard et il est équipé de drains. Le dessin simplifié suivant identifie les principaux composants de ce compresseur.

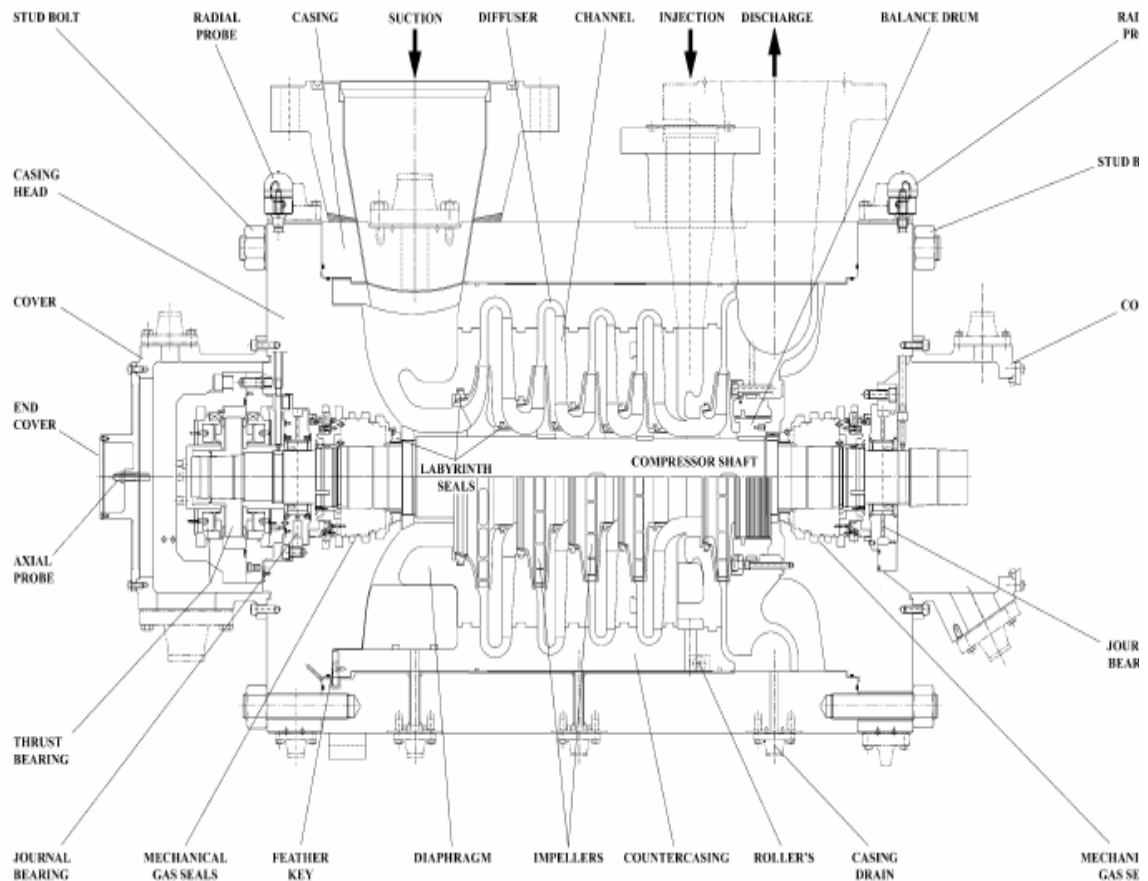


Figure III.1 : Dessin d'assemblage simplifié du compresseur 3BCL455

III.1.2. 1. Casing 3BCL

Le casing des compresseurs BCL est en forme de barrel et fermé aux extrémités par deux brides verticales (têtes du casing). Les têtes du casing et les surfaces d'adaptation du casing sont usinées avec précision pour un montage optimal. Les têtes du casing et le casing sont maintenus fermement ensemble par des goujons du corps. Les buses d'aspiration et de refoulement sont soudées au casing. Quatre pieds dépassant de la ligne médiane horizontale et posés sur des piliers spéciaux soutiennent le casing. Les pieds à l'extrémité d'accouplement (ou extrémité d'accouplement principal) sont munis de clés à plumes pour positionner la machine dans la direction longitudinale. Deux clés de plume soudées au corps le long de la ligne médiane longitudinale du compresseur, dans des guides correspondants soudés au châssis, et positionnent la machine dans la direction transversale. Cet arrangement permet une dilatation thermique sans changer l'alignement de la machine. Les deux têtes du corps installées sur les extrémités du corps portent chacune le logement pour les paliers de rotor et les logements pour les garnitures d'étanchéité d'extrémité qui empêchent la fuite de gaz. Les

têtes du corps sont en forme d'entonnoir pour fournir une plus grande résistance à la pression et pour réduire la portée entre les paliers.

III.1.2. 2. Diaphragmes BCL

L'ensemble diaphragme, constitué autour de l'ensemble rotor, constitue les parties stationnaires des étages de compression. Les passages annulaires à travers les diaphragmes constituent les diffuseurs, où l'énergie cinétique du gaz à la sortie de la roue est transformée en énergie de pression. Ces passages constituent également les canaux de retour qui véhiculent efficacement le gaz dans l'œil des impulseurs. Tous les diaphragmes sont divisés en deux dans la ligne médiane horizontale; Les moitiés de diaphragme sont également assemblées au contre-casing sur la ligne médiane horizontale; Constituant deux demi-bundles séparés. Les moitiés supérieures des diaphragmes sont maintenues dans leur position dans le contre-casing par des vis de serrage le long de la ligne médiane, permettant ainsi de soulever le demi-casing supérieur sans danger pour les diaphragmes tombant. Des bagues à labyrinthe sont installées dans les diaphragmes à tous les points de fuite interne afin de minimiser les fuites de gaz du refoulement vers les zones de pression d'aspiration des roues. Les bagues d'étanchéité, installés dans des bosquets usinés à la périphérie du contre-casing, empêchent la fuite de gaz à haute pression vers des zones de pression plus basse. Un jeu de rouleaux est placé sur le côté refoulement du contre-casing inférieur pour faciliter le montage du faisceau complet de diaphragme/rotor dans le casing; Où il est retenu et situé axialement au moyen d'une tête de corps et d'une clavette de positionnement placée entre le bundle et le casing.

III.1.2. 3. Rotor

Il se compose d'un arbre sur lequel les roues et les spacers sont assemblés. Les spacers sont rétractés sur l'arbre et elles positionnent axialement les roues et protègent les tronçons de l'arbre, entre les impulseurs, du contact avec le gaz. La roue est la partie du compresseur centrifuge qui ajoute de la vitesse au gaz. Les roues sont de type à aubes inclinées vers l'arrière fermées et sont rétractées et clavetées sur l'arbre. Avant d'être monté sur l'arbre, chaque roue est dynamiquement équilibrée et testée à une vitesse supérieure de 15% à la vitesse maximale continue. Pendant le fonctionnement du compresseur, le rotor est soumis à une poussée axiale dans le sens de l'aspiration et généré par la différence de pression agissant sur le couvercle et le disque de chaque

roue. La majorité de la poussée est équilibrée par le tambour d'équilibre. La poussée axiale résultante est absorbée par le palier de butée.

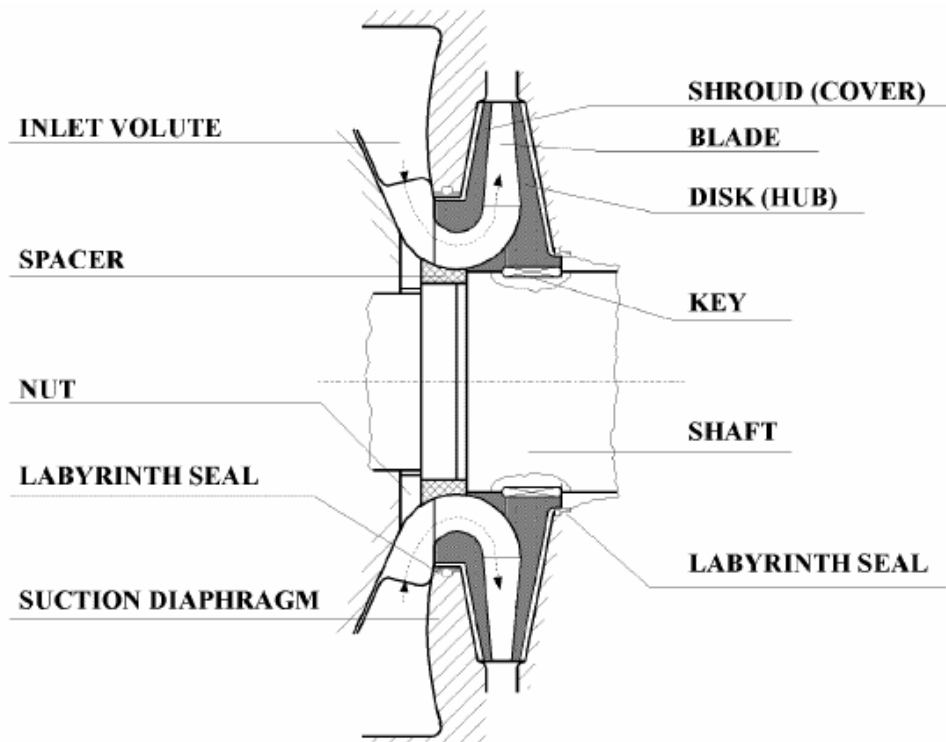


Figure III.2 : Impulseur et la zone d'aspiration

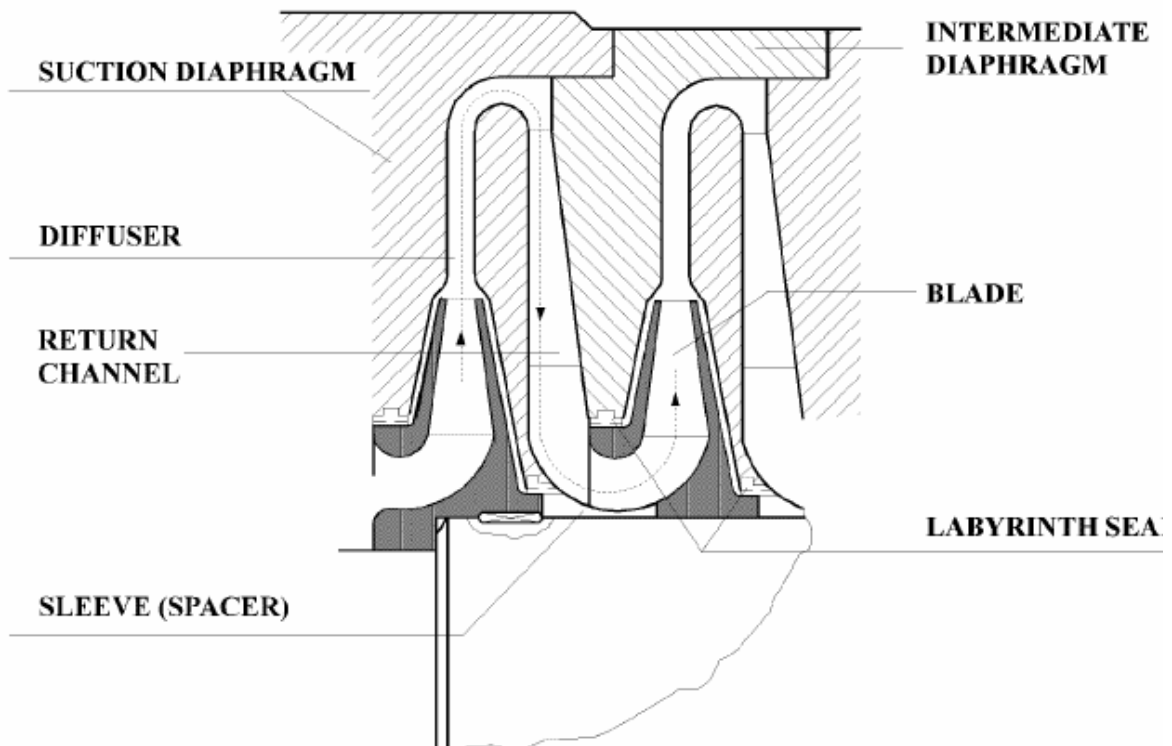


Figure III.3 : Les composantes internes du compresseur

III.1.2. 4. Tambour d'équilibrage

Le rotor du compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale vers l'aspiration due à la pression différentielle générée sur le disque et le couvercle de chaque roue. La majorité de la poussée est équilibrée par le tambour d'équilibrage monté sur l'extrémité de l'arbre adjacente à la roue du dernier étage. Le tambour d'équilibrage et la garniture d'étanchéité labyrinthe concernée forment, avec le labyrinthe prévu sur l'extrémité de l'arbre, une chambre dite chambre d'équilibrage. Ceci est réalisé en soumettant la zone du côté externe du tambour d'équilibrage à une pression basse (approximativement la pression d'aspiration), créant ainsi une différence de pression opposée dans la direction à celle des impulseurs. Cette faible pression est obtenue en reliant la zone située derrière le tambour d'équilibrage à l'aspiration du compresseur par une conduite de gaz d'équilibrage. La taille du tambour est telle que la poussée axiale, bien que non entièrement équilibrée, est considérablement réduite, la poussée restante étant absorbée par le palier de butée, ce qui garantit que le rotor ne peut pas se déplacer dans la direction axiale. Le tambour d'équilibrage est rétracté thermiquement sur l'arbre. Les roues, les manchons d'espacement et l'ensemble tambour d'équilibrage sont maintenus sur l'arbre par un collier de blocage. Une fois le tambour d'équilibrage monté sur le rotor, l'ensemble est à nouveau équilibré dynamiquement.

III.1.2. 5. Paliers

Les paliers sont du type à patins oscillants avec lubrification forcée. L'huile sous pression coule radialement les paliers et passe dans les trous pour lubrifier les patins et les blocs (pivots). Elle est ensuite évacuée latéralement. Les patins oscillants (A) sont en acier, doublés intérieurement de métal blanc. Ils sont solidaires avec des blocs (pivots) en acier (B), et sont situés dans le siège approprié formé par le shell (C) et par deux plaquettes arrêtoirs (E). Les patins peuvent basculer à l'intérieur du siège à la fois dans la direction radiale et axiale pour l'amortissement maximal de la vibration radiale du rotor. La rotation des patins à l'intérieur de du siège est empêchée par des pins dépassant des vis (D) vissées dans le siège. Le palier est fixé axialement à la tête du casing, ou corps de compresseur, au moyen de vis.

❖ Siège à une seule pièce

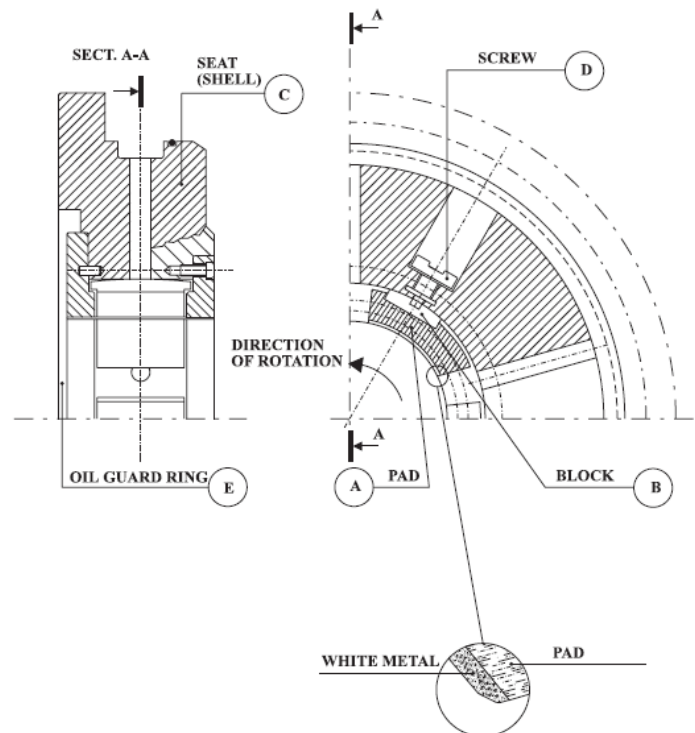


Figure III.4 : Dessin simplifié du palier à patins oscillants coté palier de butée

❖ Siège en deux moitiés

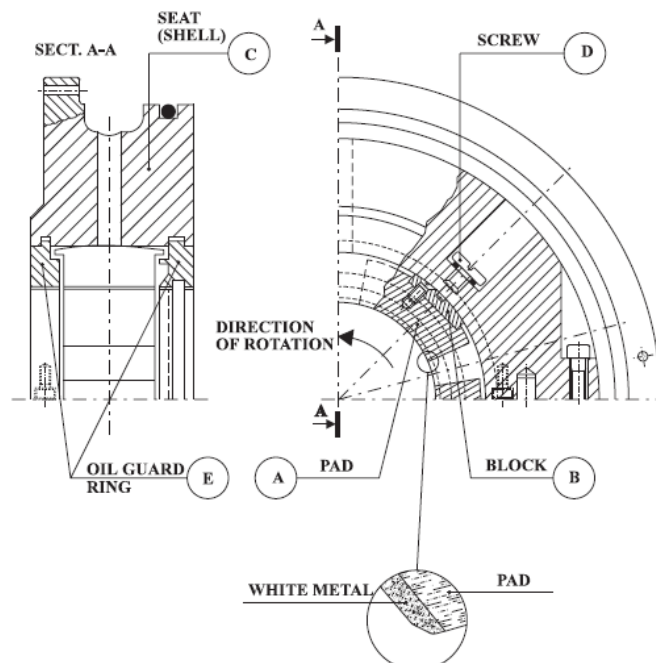


Figure III.5 : Dessin simplifié du palier à patins oscillants coté opposé au palier de butée.

III.1.2. 6. Palier de butée

Le palier de butée monté sur une extrémité du casing, coté opposé à l'accouplement, est du type à double effet et est disposé sur les deux côtés du collet de buté. Il est conçu pour absorber la poussée axiale résiduelle, exercée sur le rotor, qui n'est pas complètement équilibrée par le tambour d'équilibrage. Il est muni d'un anneau de commande d'huile (oil control ring O.C.R.) pour minimiser la perte de puissance due au barattage de l'huile dans la cavité de palier en fonctionnement à grande vitesse. Dans d'autres cas, un anneau de support de palier de butée forme une chambre annulaire, autour du collier, qui rend la fonction de l'O.C.R.

III.1.2. 7. Etanchéité interne (garniture à labyrinthe)

Les étanchéités internes, utilisés entre les parties tournantes et stationnaires du compresseur pour réduire la fuite de gaz entre les zones de pression différente, sont du type labyrinthe. La garniture à labyrinthe est constituée d'une bague dont la périphérie est conformée sur une série de léchettes ayant un faible jeu avec le rotor. Ces bagues sont fabriquées en deux moitiés ou quarts d'un alliage souple résistant à la corrosion pour éviter d'endommager le rotor en cas de contact accidentel. Les moitiés supérieures des bagues sont fixées au diaphragme concerné. Les moitiés inférieures des bagues peuvent être facilement retirées en les faisant tourner dans leur siège rainuré dans les diaphragmes. Les positions du rotor incorporant les garnitures d'étanchéité à labyrinthe sont : le couvercle d'impulseur, les manchons d'arbre entre les roues et le tambour d'équilibrage. Le même type de garnitures est situé à l'extrémité de l'arbre pour limiter la fuite de gaz hors du compresseur.

III.1.2. 8. Garnitures mécanique sèches

Des garnitures sont assemblées aux deux extrémités d'arbre du compresseur pour empêcher le gaz de s'échapper hors des machines. Ces garnitures d'étanchéité sont constituées de garnitures mécaniques en tandem avec joints étanches (tertiaires) et labyrinthe. Les garnitures mécaniques sèches avec joints d'étanchéité tertiaires appropriés sont fournies par FLOWSERVE type GASPAC L.

Les garnitures mécaniques sèches sont constituées de deux garnitures mécaniques à faces rodées, côte à côte, de deux bagues tournantes (siège), en carbure de tungstène ou nitrite de silicium et de deux bagues stationnaires (face d'étanchéité) en carbure de

silicium. La partie interne (côté gaz) de chaque garniture mécanique est la partie qui supporte la pression du gaz d'étanchéité, tandis que la partie externe est en attente. En outre, à cet arrangement tandem de garniture mécanique, cette dernière comprend deux bagues de carbone supplémentaires: joint tertiaire. Le joint d'étanchéité tertiaire est utilisé pour empêcher la contamination de l'huile de graissage sur la chambre du logement du palier et la migration de l'huile de lubrification vers les bagues de garnitures secondaires en tandem.

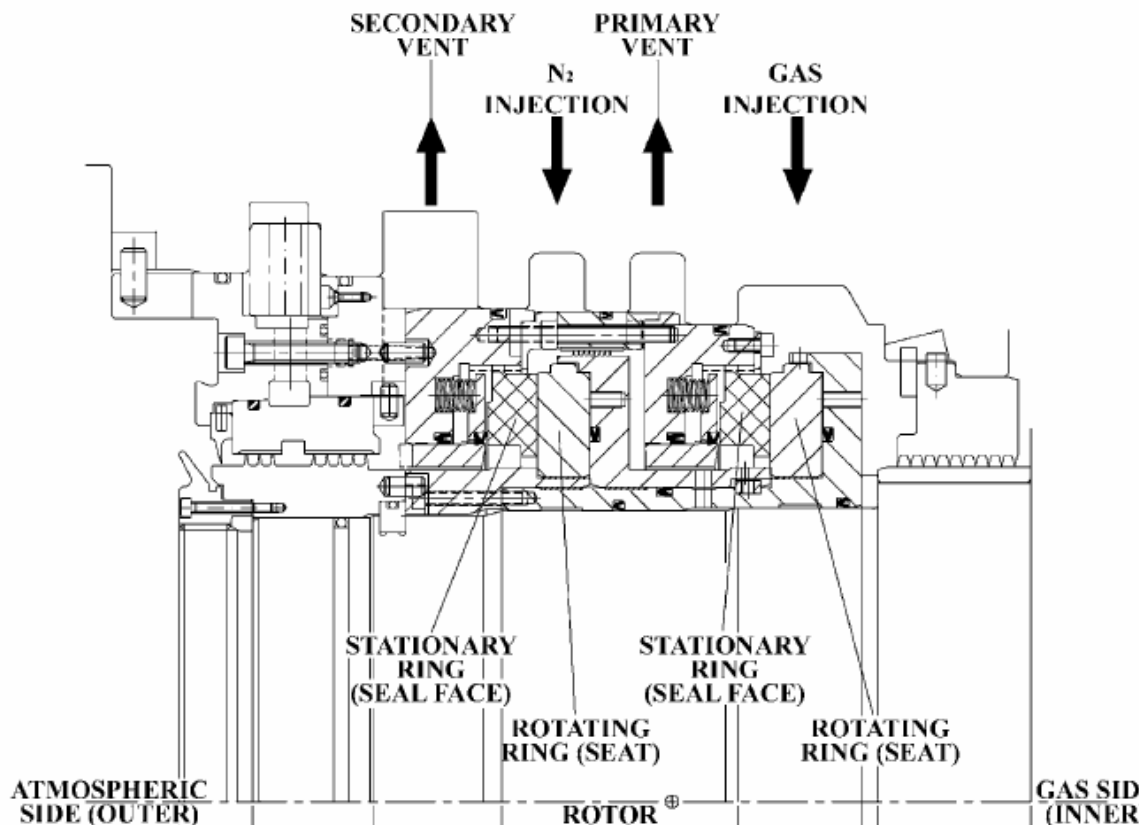


Figure III.6 : Un assemblage typique de la garniture mécanique sèche du compresseur 3BCL455.

○ Système de garniture mécanique sèche

Le système fournit du gaz d'étanchéité filtré aux garnitures assemblées aux deux extrémités de l'arbre du compresseur pour empêcher le gaz de procéder de s'échapper hors de la machine. Le dessin simplifié suivant montre les principaux composants et le fonctionnement du système de gaz d'étanchéité.

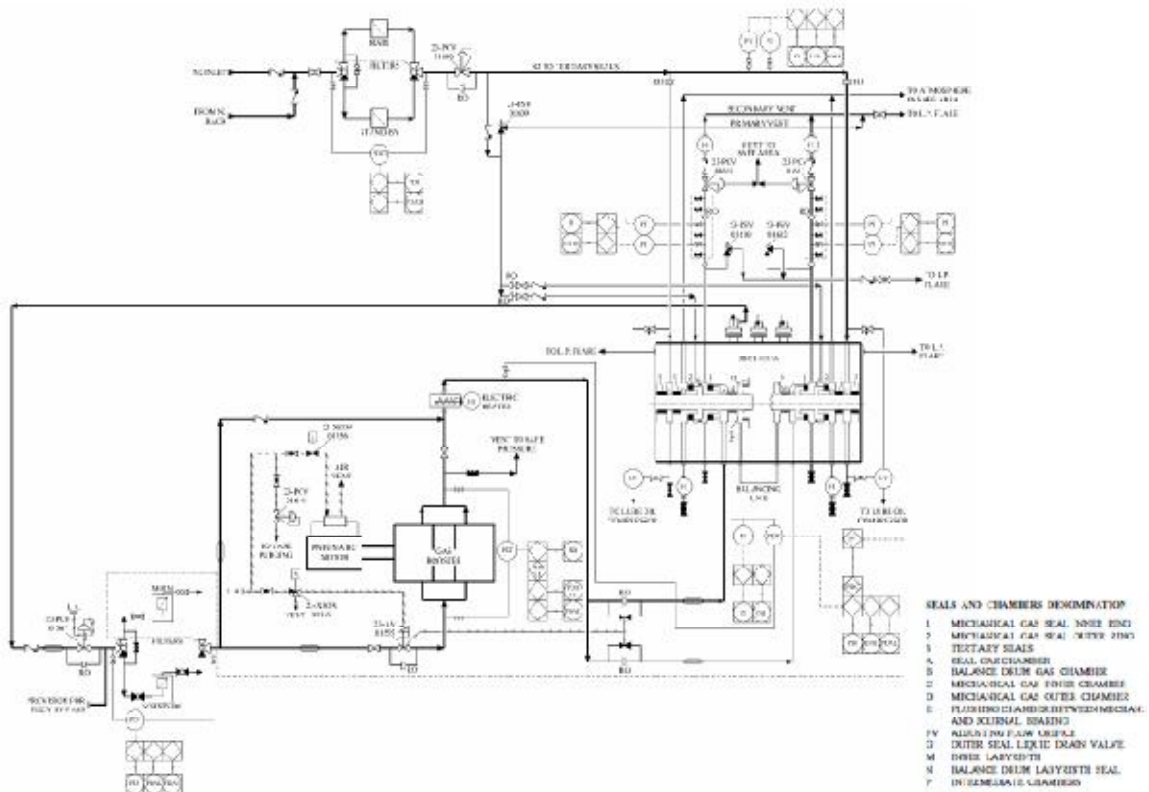


Figure III.7 : Un schéma simplifié du système du gaz d'étanchéité

III.1.3. Système de lubrification

Le système fournit de l'huile minérale ISO VG 32 refroidie et filtrée à la pression et à la température requises aux points de lubrification au moyen des équipements appropriés. Le système de lubrification de la turbine à gaz est livré par le système de graissage (commun pour la turbine à gaz et le compresseur centrifuge) en aval du collecteur d'huile de lubrification du compresseur. Le schéma simplifié de la page suivante présente les principaux composants du système d'huile lubrifiante.

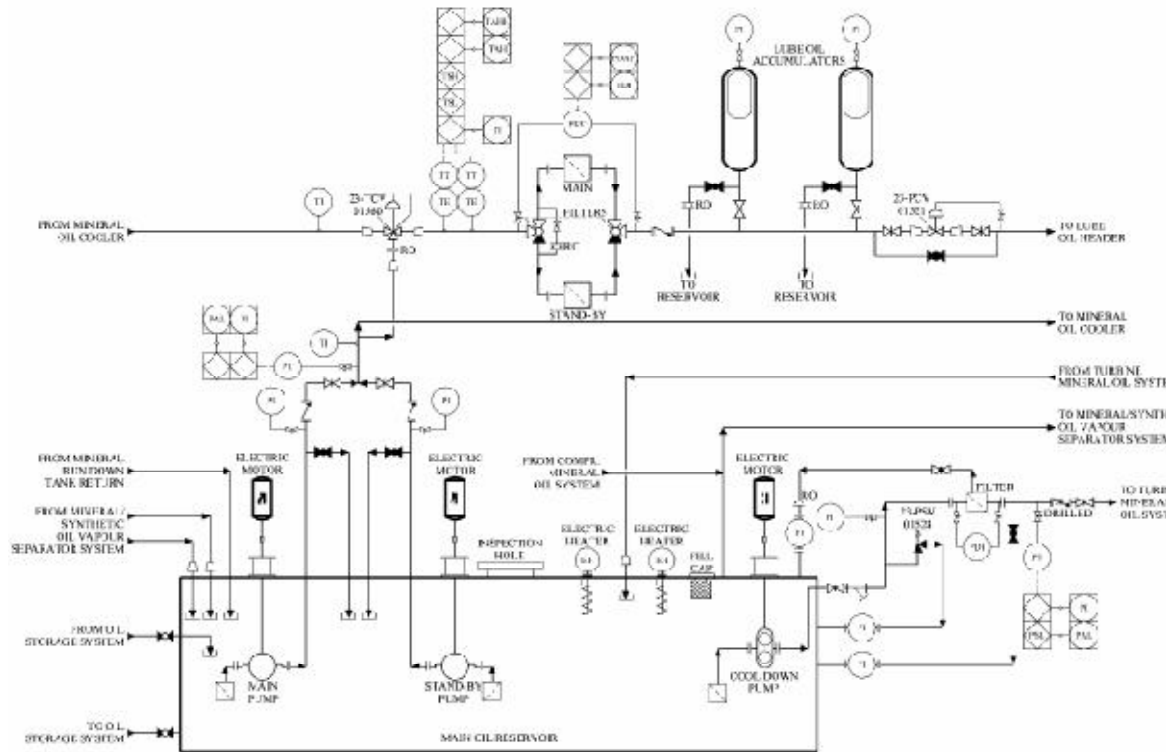


Figure III.8 : Un schéma simplifié du circuit de lubrification

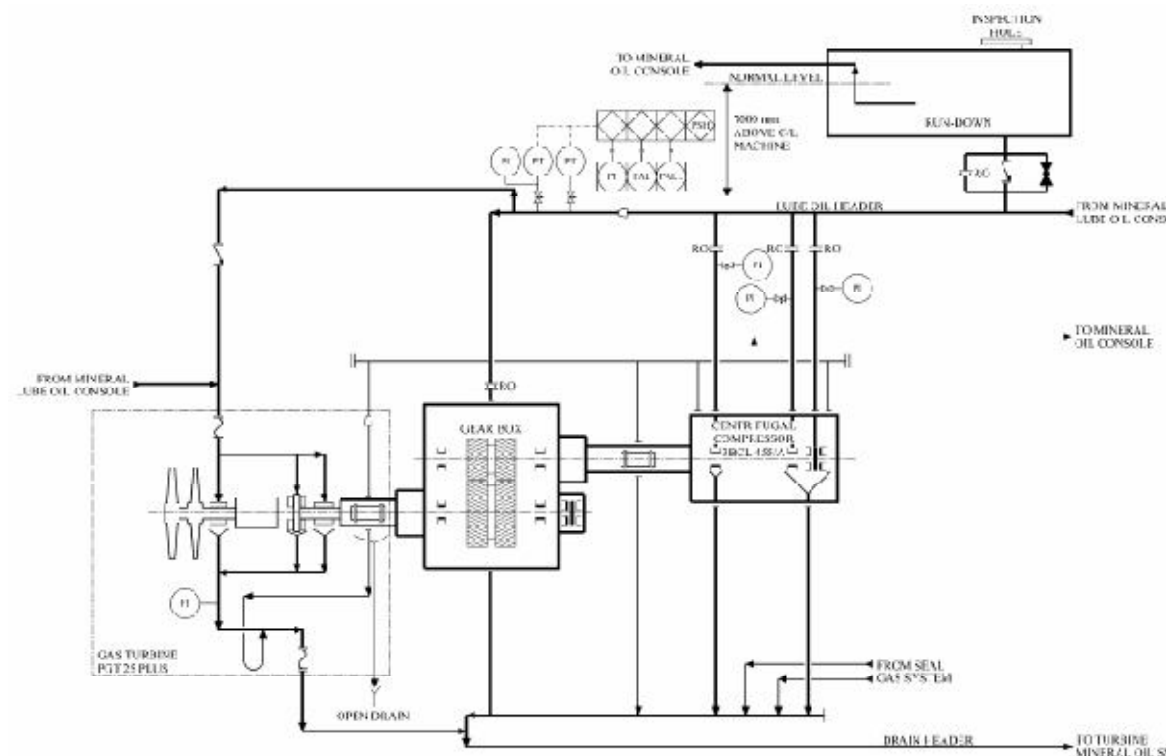


Figure III.9 : Schéma simplifié du circuit de lubrification

III.1.3.1. Caisse à huile principale

La caisse à huile est munie des connexions nécessaires pour le remplissage, la vidange, l'évacuation et l'inspection. Un réchauffeur (s) électrique contrôlé (s) pour le démarrage et l'arrêt par un régulateur de température est placé dans le réservoir. L'huile contenue dans la caisse est tirée d'un séparateur d'huile, puis est renvoyée dans la caisse.

III.1.3.2. Pompes d'huile

Le système d'huile comprend une pompe d'huile principale et une pompe d'huile de secours. Les deux pompes sont aptes à un fonctionnement continu et ont une capacité égale. Les pompes sont entraînées par moteur électrique. La pompe de secours est équipée d'une commande de démarrage automatique. La conduite d'aspiration de chaque pompe est munie d'un filtre et d'une vanne d'isolement. La conduite de refoulement de chaque pompe est munie d'une soupape de sûreté, d'un clapet anti-retour et d'une soupape de sûreté.

III.1.3.3. Système de lubrification d'urgence

* Caisse à huile de secours

Une caisse à huile de secours est fournie pour alimenter les paliers, lors d'un arrêt d'urgence causé par une défaillance des pompes à huile principale et de secours. Le réservoir est dimensionné pour une capacité d'huile suffisante pour assurer la lubrification des paliers jusqu'à ce que l'unité de machines s'arrête complètement. L'huile est alimentée par une conduite munie d'un orifice et d'un clapet de retenue relié aux logements de paliers de la machine. Le réservoir est d'abord chargé avec de l'huile au niveau approprié pendant la préparation du système d'huile de graissage; Pendant que la pompe d'huile principale fonctionne, la vanne d'entrée d'huile est ouverte jusqu'à ce que l'huile circule à travers la ligne de trop-plein vers le réservoir principal. Fermez ensuite la vanne d'entrée d'huile pour laisser la pompe fonctionner. La caisse est maintenue pleine pendant le fonctionnement normal par une petite quantité d'huile qui s'écoule à travers l'orifice dans le réservoir et retourne par la ligne de débordement vers la caisse à huile principale. Lorsque la pression statique dans la caisse à huile de secours dépasse la pression dans le collecteur d'alimentation, l'huile s'écoule vers le bas à travers le clapet de non retenue vers les paliers. Une caractéristique de démarrage permissive pour le compresseur est fournie sur la caisse.

*** Pompe d'urgence (pompe de refroidissement)**

Parce qu'il est nécessaire d'envoyer après un arrêt une quantité d'huile aux paliers de la turbine, qui travaillent à haute température, le système d'huile de lubrification est fourni de pompe de refroidissement d'urgence. La pompe d'urgence fonctionnera après l'arrêt de l'unité de signalisation. La pompe, entraînée par Moteur à courant continue, extrait l'huile du réservoir principal et l'envoie directement aux paliers de la turbine avec une ligne séparée. La conduite d'aspiration de la pompe est équipée d'une crépine. La conduite de refoulement de la pompe est munie d'un manomètre, d'un pressostat, d'un filtre simplex, d'un capteur de pression différentielle, d'une soupape de sûreté, d'un clapet de non retenue et d'une vanne d'isolement.

III.1.3.4. Refroidisseur

L'huile en aval des pompes est refroidie par des aéro-réfrigérants. Ils sont conçus pour refroidir l'ensemble du débit d'huile nécessaire à l'installation.

III.1.3.5. Filtres

Deux filtres d'huile similaires sont situés en aval des aéro-réfrigérants et sont conduits en parallèle en utilisant une vanne de transfert d'écoulement continu. La vanne de transfert est installée entre les filtres pour diriger l'huile par l'intermédiaire soit du filtre, soit dans le collecteur d'huile. Cette caractéristique permet d'isoler un filtre pour l'inspection ou l'entretien sans interrompre le débit d'huile vers les machines. Les filtres sont du type cartouche remplaçable. Les cartouches doivent être remplacées chaque fois que la chute de pression à travers le filtre, mesurée par un instrument à pression différentielle, se rapproche de la valeur réglée ou une fois par an indépendamment de la chute de pression. Une ligne d'égalisation d'écoulement, munie d'un orifice de restriction, relie les deux filtres pour permettre le remplissage du filtre de secours et faciliter le fonctionnement de la vanne de transfert. La procédure de changement du filtre pendant le fonctionnement du système d'huile comprend les étapes suivantes:

- Vérifier que la vanne située sur la ligne de remplissage (ou égalisation de débit) reliant les deux filtres est ouverte.
- Purger l'air du filtre non utilisé et, lorsqu'un courant d'huile constant s'écoule dans la conduite d'évent, fermer la vanne d'évent.
- Actionner la vanne de transfert pour mettre en service le filtre rechangé.

- Fermez la vanne sur la ligne de remplissage, ouvrez la vanne d'évent du filtre maintenant hors service pour libérer la pression d'huile, puis ouvrez complètement les vannes d'évent et de purge.
- Inspecter, nettoyer le filtre non utilisé et remplacer les cartouches.
- Pour que le filtre nettoyé puisse être utilisé immédiatement en cas d'urgence, fermez la vanne de purge et ouvrez la vanne sur la ligne de remplissage.
- Fermer la vanne d'évent dès que l'huile s'écoule dans la conduite d'évent.
- Une fois que le filtre de secours est mis en service comme ci-dessus, la ligne d'égalisation d'écoulement maintient un débit continu à travers le filtre de secours.

III.1.3.6. Lignes d'huile

L'huile filtrée et à la température requise arrive à un collecteur dans lequel les lignes d'huile de graissage sont exploitées. La pression d'huile dans le collecteur d'huile de graissage est maintenue à une pression constante d'environ 1,72 Bar g - 172 kPa g, par le système lubrification de turbine. Un orifice calibré est monté, dans chaque conduite d'huile de palier, cela adapte un niveau de pression approprié. Le niveau de pression est indiqué par un manomètre local. Des thermoéléments pour vérifier la température du métal blanc, sont installés sur chaque palier. Des voyants et des indicateurs de températures locales sont installés dans les conduites de sortie d'huile à partir des points de lubrification. Les conduites de sortie d'huile sont prises dans un seul récepteur à partir duquel l'huile est transportée vers la caisse principale.

III.1.3.7. Pression d'huile de graissage sur les paliers

La pression de l'huile de graissage sur les paliers est réglée au moyen d'un orifice calibré fourni dans chaque conduite d'entrée d'huile ou dans la conduite vers les paliers. Une pression d'huile de 1,72 Bar g, 172 kPa g pour les paliers et le palier de butée. Vérification du débit régulier d'huile de graissage à travers les paliers à l'aide des regards.

III.1.3.8. Vanne de régulation de pression d'huile*** Vanne de régulation du collecteur d'huile 23-PCV 1521**

Cette vanne de régulation maintient une pression constante d'environ 1,72 Bar g (172 kPa g) dans le collecteur d'huile de graissage.

*** Réglage de la vanne**

Le réglage de la vanne s'effectue avec la pompe d'huile en fonctionnement et avec les vannes d'arrêt et la vanne de by-pass ouverte. En observant le manomètre placé dans la conduite dans laquelle la vanne maintient la pression requise, fermez lentement la vanne de by-pass et en même temps réglez la vanne de régulation de sorte que la pression requise dans le collecteur soit atteinte lorsque la vanne de by-pass est entièrement fermée. La vanne de régulation peut être déposée pour la maintenance en fermant les vannes d'isolement. Ensuite, la pression d'huile peut être réglée manuellement au moyen de la vanne installée en parallèle.

Chapitre 04

**Présentation de la butée LEG, Procédure de calcul
résultats et interprétation**

IV.1. Palier de butée hydrodynamique (thrust bearing)

Les paliers de butée maintiennent la position axiale du rotor dans les machines tournantes, alors leur rôle est de positionner longitudinalement le rotor et donc d'encaisser toutes les sollicitations axiales auxquelles il peut être soumis, transmettant la charge axiale du rotor à la partie stationnaire. Le palier de butée porte à la fois le poids total des pièces rotatives et la poussée aérodynamique axiale dans la machine, de sorte qu'il joue un rôle important dans la stabilité de fonctionnement. Les roulements à rouleaux, magnétiques et hydrodynamiques sont les trois types de paliers de butée utilisés dans les machines tournantes. Les roulements à rouleaux sont incorporés dans des machines de petite taille et des roulements magnétiques ont été utilisés dans des applications personnalisées. Parmi les trois types de base, les paliers hydrodynamiques sont utilisés dans la majorité des turbines à vapeur, à gaz et les compresseurs centrifuges.

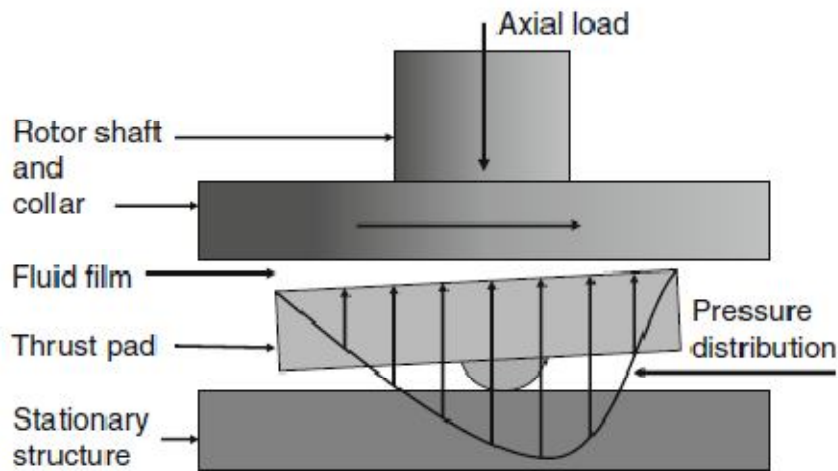


Figure IV.1 : Le principe d'une butée hydrodynamique, illustration du film d'huile et la distribution de pression

Les paliers de butée hydrodynamique transmettent la charge axiale en faisant flotter le rotor sur un mince film d'huile (figure 4.1) et sont souvent appelés paliers à film d'huile. Un lubrifiant approprié doit toujours être présent entre le collet tournant et la surface de butée pour les paliers hydrodynamiques afin de fonctionner de manière sûre et efficace. L'huile minérale est le lubrifiant répandu utilisé dans les machines tournantes. Les lubrifiants synthétiques sont également courants dans de nombreuses applications.

IV.1. 1. Le principe d'hydrodynamique

Le principe de fonctionnement des paliers hydrodynamiques provient des travaux théoriques d'Osborne Reynolds (1886). Reynolds a montré qu'avec rotation, le lubrifiant entre les courbures d'un palier et d'arbre forme un film en forme de coin qui crée une

distribution de pression, flottant ainsi l'arbre sur un film de fluide. Le même principe s'applique aux paliers de butée, sauf que les flasques doivent être usinés sur la surface de la butée pour former un film en forme de coin nécessaire pour une capacité de charge élevée.

Une autre méthode a été développée indépendamment par A.G. Michell et Albert Kingsbury au début des années 1900 où les films fluides sont atteints par des segments de poussée individuels supportés sur des pivots. La présente invention concerne le palier de butée à patin oscillant, également appelé palier de butée à patin basculant. La première application de palier de butée à patin oscillant a été installée dans un générateur de turbine hydroélectrique en 1912 a été désignée comme un point de repère mécanique, historique et international (ASME 1987) pour avoir exécuté 75 ans avec des pièces d'origine et d'une usure négligeable. La butée, représentée sur la Fig. 4.2, a célébré 100 ans d'opération en 2012.

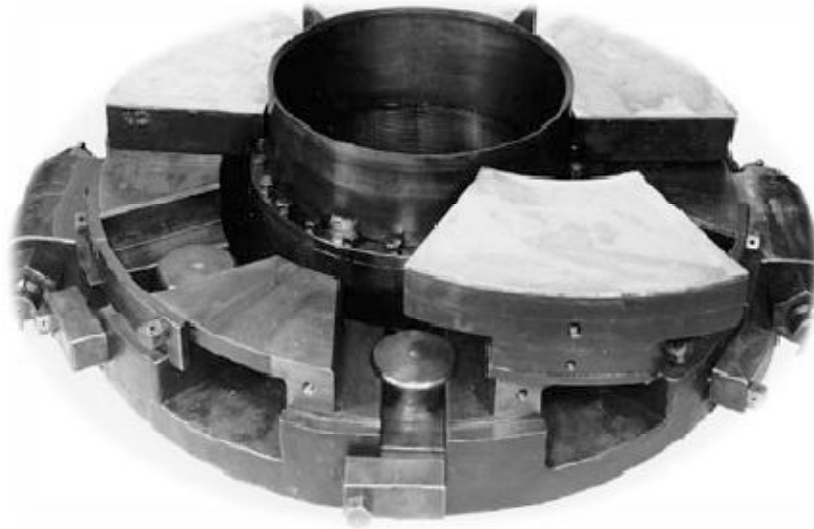


Figure IV.2 : Palier de butée à patins oscillants Kingsbury : Diamètre 1.22m installée dans une turbine hydroélectrique depuis 1912.

IV.1. 2. Epaisseur du film, pression et température

Les principaux critères de conception et de fonctionnement des paliers hydrodynamiques sont liés à l'épaisseur, à la pression et à la température du film. L'épaisseur du film pour le fonctionnement dans les applications de paliers de butée de production d'énergie est de l'ordre de 25-75 μm . Ce film mince régit les exigences concernant la planéité de surface, le désalignement, les tolérances de fabrication et la

filtration du lubrifiant. Tous doivent être petits par rapport à l'épaisseur du film hydrodynamique pour assurer un fonctionnement réussi.

Les charges de palier typiques dans les machines de production d'énergie donnent des pressions moyennes de la surface d'appui de 2,0 à 5,0 MPa selon l'application et la conception des paliers. Les composants de palier doivent s'adapter à la pression avec une déviation minimale, ainsi que toute condition défavorable telle qu'une surcharge ou une activité sismique particulière à l'application. Les conditions aux limites imposent une pression ambiante autour des bords du film hydrodynamique de telle sorte que le profil de pression atteigne un pic dans les limites de la zone qui porte la charge, comme illustré sur la Fig. 1. La pression de crête est de l'ordre de deux fois et demie la pression moyenne et elle est importante pour évaluer l'intégrité des matériaux de surface d'appui. La valeur réelle peut être affectée par de nombreux facteurs tels que les distorsions thermiques et mécaniques et peut approcher des facteurs près de quatre fois la pression moyenne (Wodtke et al., 2010).

En établissant la capacité pour transmettre les charges axiales des composants rotatifs aux composants stationnaires, une pénalité est payée sous forme de perte d'énergie par frottement du cisaillement du lubrifiant. Le frottement augmente également la température de surface du matériau, ce qui est une autre considération importante de la conception. La perte d'énergie augmente avec les vitesses de surface qui atteignent 120 m/s dans les grandes machines génératrices de puissance. Un système de refroidissement est utilisé dans les applications pour éliminer l'excès de chaleur du lubrifiant.

IV.2. Types de paliers de butée hydrodynamiques

Il existe trois types de paliers de butée hydrodynamiques utilisés dans les machines de production d'électricité: le plat, le tronconique et le palier de butée (figure 4.3).

* **Le palier de butée à surface plane** est le plus simple des modèles et le moins cher à fabriquer. Il est formé à partir d'une plaque en forme de rondelle avec rainures radiales usinées dans la face de la butée (figure 3a). Les rainures divisent la surface en terrains et fournissent des canaux pour le lubrifiant. Il n'y a pas de caractéristiques distinctes pour favoriser un coin de fluide, de sorte que la butée plane a très peu de capacité de charge.

Chapitre IV Présentation de la butée LEG, Procédure de calcul, résultats et interprétation

Elle est surtout utilisée comme pare-chocs pour limiter les retournements momentanés dans la position de l'arbre.

* **Le palier de butée conique** est semblable au palier de butée à surface plane dans la conception et la fabrication, sauf que les cônes sont usinés sur les surfaces pour fournir une caractéristique de coin convergente pour une capacité de charge efficace (figure 3b). Les cônes sont de proportions hydrodynamiques (c'est-à-dire du même ordre de grandeur que l'épaisseur du film) et sont dimensionnés pour fournir une épaisseur de film optimale à une condition de fonctionnement sélectionnée. Etant donné que la conicité géométrique fixe est directionnelle, la butée conique possède une capacité de charge dans un seul sens de rotation.

* **Les patins oscillants, les sabots pivotants et les patins basculants** sont des termes utilisés pour décrire les paliers de butée hydrodynamiques qui intègrent des patins individuels avec des pivots (figure 3c). Les patins basculants ont la capacité de s'adapter aux changements de conditions de fonctionnement, fournissant ainsi une capacité optimale sur une large gamme de charges et de vitesses. Le palier de butée à patins oscillants a la capacité de charge la plus élevée des types de palier de butée et est utilisé dans la majorité des applications de production d'énergie.

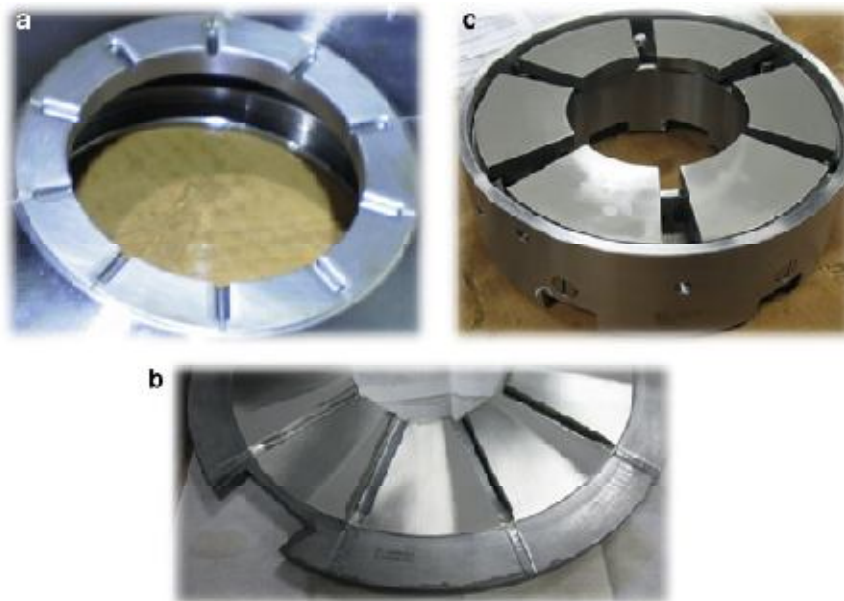


Figure IV.3 : Types des paliers de butée hydrodynamiques : (a) à surface plane ; (b) conique, (c) à patins oscillants.

IV.3.La capacité de charge

La capacité de charge est influencée par de nombreux facteurs, y compris le type de palier, la géométrie, les matériaux, le type du lubrifiant et les conditions de fonctionnement telles que la vitesse, le débit de lubrifiant et la température d'alimentation du lubrifiant. Les critères de capacité de charge sont principalement basés sur l'épaisseur minimale du film d'huile et la température du patin.

La limite critique pour le fonctionnement à faible vitesse est l'épaisseur minimale du film d'huile, qui diminue avec l'augmentation de la charge. Théoriquement, des charges énormes peuvent être portées sur des films d'huile très minces. En pratique, la capacité de charge est réglée pour obtenir une épaisseur minimale de film de fonctionnement qui est plus grande que la taille de la maille du filtre de sorte que les plus petites particules qui passent à travers le filtre n'endommagent pas les surfaces du palier.

Les films hydrodynamiques deviennent plus épais à des vitesses de surface plus élevées, et la température du patin devient alors les critères limitatifs. Des températures élevées peuvent entraîner une distorsion thermique des surfaces des paliers et des collets. La sévérité de la distorsion limite la quantité de charge pouvant être appliquée avant que le film soit rompu et que les pièces soient en contact. L'intégrité mécanique et thermique des matériaux de support et les limitations thermiques du lubrifiant sont d'autres facteurs qui peuvent influencer la capacité de charge à des vitesses élevées.

La théorie hydrodynamique exige que le pivot dans les paliers de butée à patins oscillants soit décalé de l'emplacement central dans le sens de rotation, comme cela est visible dans l'illustration de la Fig. 1. Les pivots décalés assurent une épaisseur de film optimale et des températures des patins faibles, ce qui permet une grande capacité de charge. Les pivots décalés ne sont pas souhaitables pour les applications qui ont besoin d'inverser le sens de rotation pendant les séquences d'exploitation. Dans ces cas, un emplacement de pivot central est nécessaire. Les paliers à pivots centraux fonctionnent de manière satisfaisante lorsqu'ils sont conçus correctement, malgré que les températures des patins soient plus élevées, et la capacité de charge est plus faible, comparativement ceux à un pivot décalé. Les patins en cuivre chromé peuvent être utilisés pour réduire les températures de la surface des patins de la butée dans le pivot central, ainsi que les applications de pivotement décalé.

IV.4. Matériaux du palier de butée

Les composants de palier dans la plupart des applications de production d'énergie sont fabriqués à partir d'acier au carbone et d'alliage. Les patins et les anneaux coniques sont parfois faits de cuivre chrome en raison de sa capacité supérieure à éliminer la chaleur des surfaces du palier.

Une couche mince d'un matériau relativement souple est collée à la surface de la butée pour protéger le rotor contre les dommages. Babbitt, également appelé métal blanc, est le matériau de surface le plus courant. Il a été en usage depuis l'application initiale de butées hydrodynamiques au début des années 1900. Babbitt est un métal à base d'étain qui absorbera les contaminants qui peuvent entrer dans le film de sorte que les débris ne marquent pas et endommagent le rotor. Dans les situations extrêmes où le film est interrompu et les pièces entrent en contact, le babbitt subit la plupart des dommages et fournit un temps précieux pour l'arrêt d'urgence.

L'utilisation du polytétrafluoroéthylène (PTFE) pour la surface du palier est une technologie qui a été introduite dans l'ancienne Union soviétique au début des années 1970. Le PTFE est appliqué dans un treillis métallique qui fournit un moyen de fixation du matériau aux patins en acier et fournit également des propriétés de flexion importantes nécessaires pour un fonctionnement réussi (Ettles et al, 2003). Une application plus récente est l'utilisation de polyétheréthercétone (PEEK) sur la surface de la butée dans les équipements de production d'énergie. Le PEEK est typiquement attaché par imprégnation du matériau dans une couche de bronze qui est frittée sur la surface du patin en acier. Comme dans le cas du PTFE, les propriétés PEEK sont établies par des charges et additifs spéciaux pour améliorer ses propriétés tribologiques telles que le coefficient de frottement et la résistance à l'usure, au fluage et au cisaillement (Tanaka, 2011).

IV.5. Surveillance et prédictions

Le calcul d'épaisseur du film et la température est basé sur des programmes validés, ainsi que l'expérience, servent à établir la capacité de charge du palier de butée. Alors que l'épaisseur du film est le critère principal dans les machines à faible vitesse, le film est extrêmement mince et impossible à instrumenter et à surveiller avec précision. La température du palier est mesurée à l'aide d'un détecteur monté à proximité de la

surface de la butée est la principale méthode utilisée pour surveiller la fiabilité et le bon fonctionnement d'une butée.

Les prédictions théoriques de l'épaisseur minimale du film d'huile et de la température du film sont assez simples à l'aide des équations de base de Reynolds et les équations thermiques. Cependant, des analyses plus critiques considérant la déformation mécanique et la distorsion thermique du palier, le transfert de chaleur entre le lubrifiant et les composants de palier, les matériaux de surface souples et d'autres conditions défavorables et transitoires deviennent très complexes. La recherche et le développement en utilisant le calcul numérique avancé et le logiciel d'analyse continuent à explorer et à améliorer les prédictions.

IV.6. Butée KINGSBURY double du type LEG

Le compresseur centrifuge Nuevo Pignone 3BCL455 est monté horizontalement et utilise une butée Kingsbury double de type LEG BB (Leading edge grooves), la partie active de la butée supportant la direction principale de la charge axiale et la partie inactive (opposée) pour gérer la charge inverse. Ce type des paliers sont construits de sorte que l'huile froide d'entrée s'écoule directement au-dessus du bord d'attaque du patin de palier vers le film d'huile qui isole la face du métal blanc d'huile chaude dégagée.

La butée de type LEG aussi appelée une butée à lubrification dirigée absorbe moins de puissance, exige un débit d'huile réduit, et fonctionne à températures moins élevées, en comparaison avec les solutions classiques. La rainure de distribution d'huile dans le bord d'attaque du patin est le détail qui améliore le comportement de la butée et qui surmonte les difficultés inhérentes dans les conceptions d'autres butées. En bref, la butée à lubrification dirigée introduit de l'huile refroidie dans le film hydrodynamique, elle exige moins d'huile pour conserver le film et réduit les pertes de puissance dues au brassage de l'huile dans le carter.

Il existe deux caractéristiques séparées et distinctes qui comprennent une butée à lubrification dirigée. La première est l'évacuation du lubrifiant à partir de zones de mouvement relatif qui ne supportent pas la charge. C'est ce qu'on appelle une configuration de logement sous vide. La deuxième caractéristique est l'application directe de lubrifiant sur les surfaces des patins, ce qui est nécessaire pour assurer que le lubrifiant ne contourne pas les films.

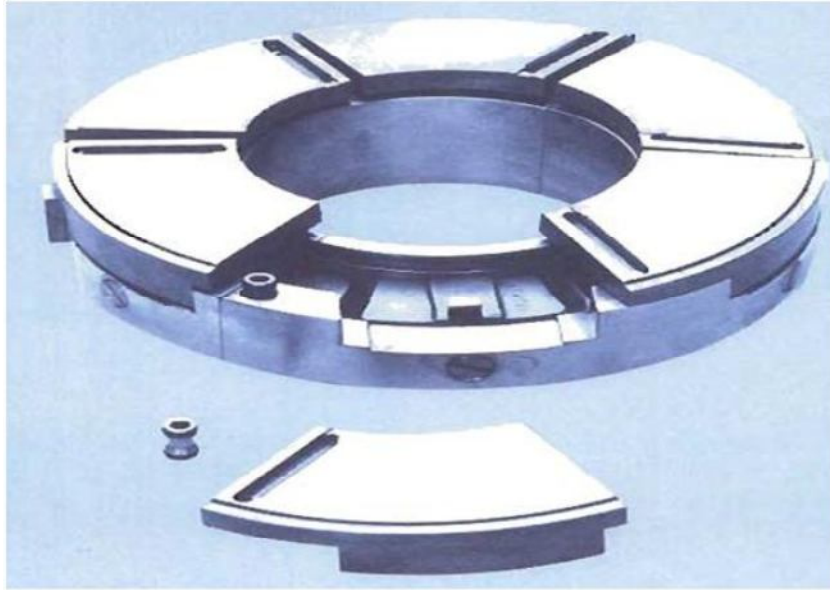


Figure IV.4: Butée Kingsbury à lubrification dirigée du type LEG

IV.6.1. La composition d'une butée LEG

- **Patins**

Les patins d'une butée Kingsbury de type LEG sont conçues avec des pivots décalés, 60% de la longueur effective du patin. Au contraire de ce qu'on a pour la butée montée sur le compresseur 3BCL455 de l'unité ZCINA, les patins se superposent sur des pivots centrés sans déviation, ce qui permet à la butée de fonctionner et de tourner dans les deux sens (données Datasheet compresseur centrifuge 3BCL455).



Les matériaux standards de la construction du corps du patin sont d'acier à faible teneur en carbone avec babbitt à haute teneur en étain. Kingsbury utilise un support sphérique surélevé distinctif sur le dos du patin pour permettre le plein pivotant de 360 °, plutôt qu'une bande surélevée qui permet seulement l'inclinaison du patin dans une direction. Les supports de chaussures sont faits d'acier carbone, traité thermiquement à 52 à 57 Rockwell C pour assurer aucun aplatissement de la sphère. Kingsbury tests indiquent que cette fonctionnalité permet l'auto-alignement du patin qui abaisse la différence entre les températures du patin.

- **Base annulaire**

Fabriquée en tôle d'acier ou en acier forgé, la base annulaire maintient les patins et les répartiteurs de charge dans leurs positions de fonctionnement. Un anneau d'entrée d'huile, situé à l'arrière de l'anneau de base, distribue de l'huile aux trous axiaux à travers la paroi extérieure de la base annulaire et dans le tube d'alimentation d'huile.



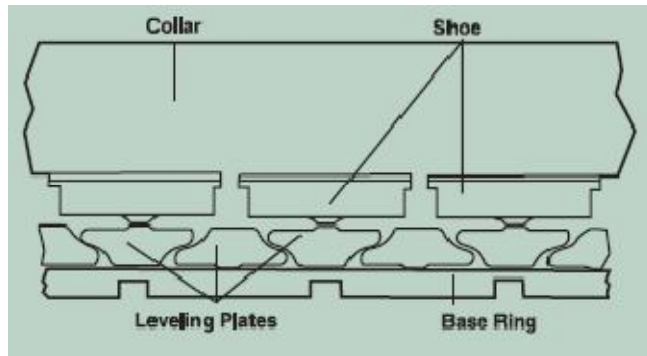
- **Tube d'alimentation d'huile**

Le tube d'alimentation d'huile, reliant la base annulaire et le patin, est conçu de manière unique pour que le patin soit libre de pivoter. Ceci permet une liberté de mouvement pour le patin et assure que l'huile est alimentée directement sur la face du patin.



- **Répartiteurs de charge (maillons)**

La caractéristique d'égalisation du palier de butée Kingsbury permet à chaque maillon de porter une quantité égale de la charge totale. C'est-à-dire que le répartiteur de charge réduit la probabilité qu'un patin soit plus chargé qu'un autre. Les maillons travaillant avec les supports du patin sphériques et assurent que la surface du palier de butée est parfaitement alignée avec le collet de butée rotatif.



- **Collet de butée**

Le collet en acier forgé, qui est fixé rigidement à l'arbre ou au rotor, transmet la force aérodynamique axiale de l'arbre tournant au palier de butée.

Les faces du collet sont broyées, puis rodées à plat et lissées pour réduire les pertes par frottement et augmenter la capacité de charge.



IV.7.Mesure de température

Tout changement de charge, de vitesse de l'arbre, de débit d'huile, de température d'huile à l'entrée, de fini de surface de la butée, affecte la température de la butée. Tour à tour, les températures excessivement élevées dans le métal antifriction, peuvent provoquer des dommages aux butées, qui sont généralement très couteux.

IV.7.1. Positionnement du détecteur de température

La mesure la plus précise de la température de surface est obtenue avec un détecteur installé dans le babbitt. Cependant, le métal blanc est un matériau souple et peut se déformer au cours du temps sous des forces de film hydrodynamique résultant en une crevasse ou une fossette dans la surface. Le détecteur peut lire des valeurs inexactes en raison de la distorsion locale et peut être endommagé par les forces. Le babbitt non supporté est également sujet à la fatigue, ce qui peut entraîner des dommages plus graves et une détérioration éventuelle.

De tels problèmes sont empêchés en installant le détecteur dans le corps du patin en assurant qu'il y a du métal de base au-dessus du trou du détecteur pour supporter le métal blanc. Il y'a seulement une petite différence dans la température que nous pouvons relier à la température de surface et à placer l'alarme et le déclenchement appropriés pour adapter le petit changement dans la profondeur. Compte tenu des problèmes associés à l'installation dans le babbitt, l'installation dans le corps du patin fournit un niveau de protection plus efficace.

Des thermocouples ou bien des détecteurs de température par résistance DTR sont installés à 75/100 de longueur du patin (en tournant dans les sens de rotation, depuis le bord d'attaque) et 75/100 de la largeur du patin, mesurée radialement depuis l'extérieur du diamètre intérieur des patins (position appelée 75/75).

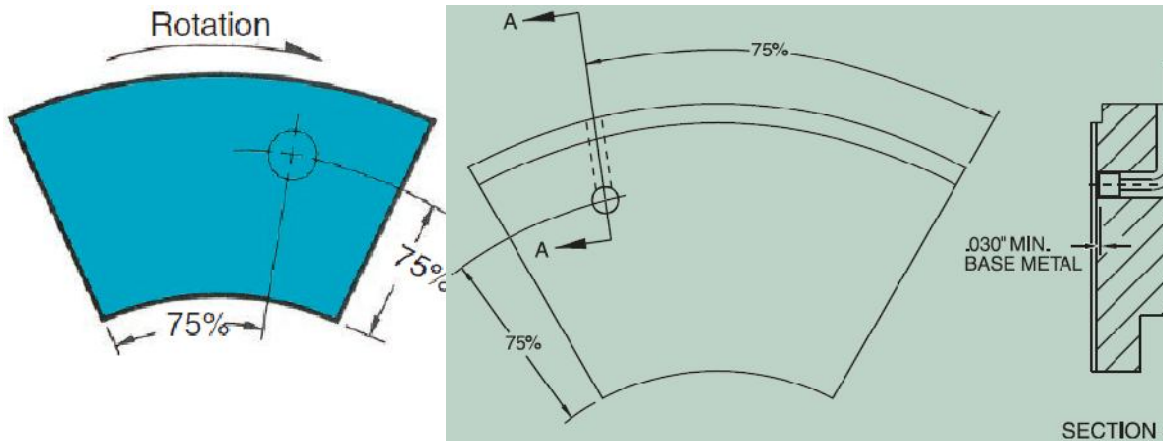


Figure IV.5 : Positionnement du détecteur de température

IV.7.2. Les limites d'alarme et de déclenchement pour la température

Des températures de l'ordre de 160 ° C provoquent un écoulement plastique du métal blanc. Les températures maximales sont limitées de façon conservatrice à 135 ° C. En autorisant 8 ° C pour l'alarme et 15 ° C pour les réglages de déclenchement, la température maximale de fonctionnement du babbitt est de 120 ° C.

IV.8. Configuration de l'évacuation d'huile

Les exigences du corps du palier de butée de type LEG sont semblables à celles des paliers de butée standards. Aucun joint d'étanchéité d'huile n'est nécessaire puisque l'huile d'entrée est confinée à des passages à l'intérieur de l'ensemble de la base annulaire. L'huile refroidie pénètre dans la butée à travers un anneau situé au bas de la base annulaire. L'espace de décharge doit être suffisamment grand pour minimiser le contact entre l'huile déchargée et le collet tournant. La sortie de l'huile de décharge doit être dimensionnée de façon à ce que l'huile puisse s'écouler librement de la cavité du palier.

La butée Kingsbury de type LEG recommande une ouverture tangentielle de décharge, égale à 80% de l'épaisseur du collet. La sortie de décharge doit être située dans la moitié inférieure du logement de palier.

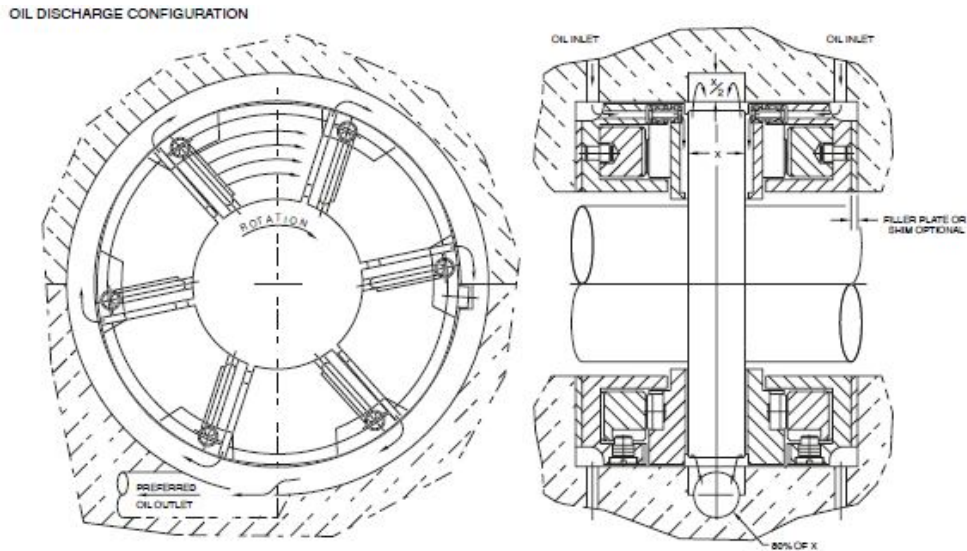


Figure IV.6 : L'orifice de décharge d'huile est environ de 80% la largeur du collet tournant.

Pour les applications à grande vitesse comme dans le compresseur centrifuge 3BCL455, les dimensions d'évacuation d'huile ont été incorporées dans un accessoire de la butée séparé appelé anneau de régulation d'huile OCR (Oil Control Ring). Ce dernier s'insère dans le corps du palier de butée comme un couvercle stationnaire qui fournit un jeu adéquat autour du collet de butée rotatif et comprend une ouverture de décharge tangentielle de taille appropriée (80% de la largeur du collet tournant).

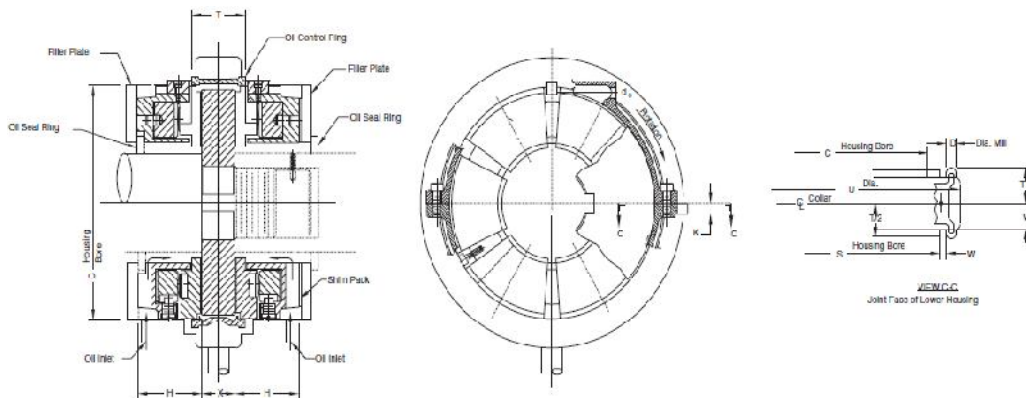


Figure IV.7 : L'anneau de régulation d'huile OCR contrôle l'évacuation d'huile du palier de butée

Tableau IV.1 : les dimensions du corps de palier pour l'installation de l'anneau de contrôle d'huile. (Les unités sont métriques en mm)

Taille de la butée	266.7
Trou du logement « C »	279.4
Cavité de la butée « H »	85.9
Trou du logement « S »	295.28
T (logement)	73.03
U	349.3
V	31.8
Épaisseur du collet « X »	44.5
Diamètre de sortie d'huile d_o	7.6
TT	42.9
W	8.6
Dia. Mill « D »	12.7
Profondeur des fentes fraisées « k »	12.7

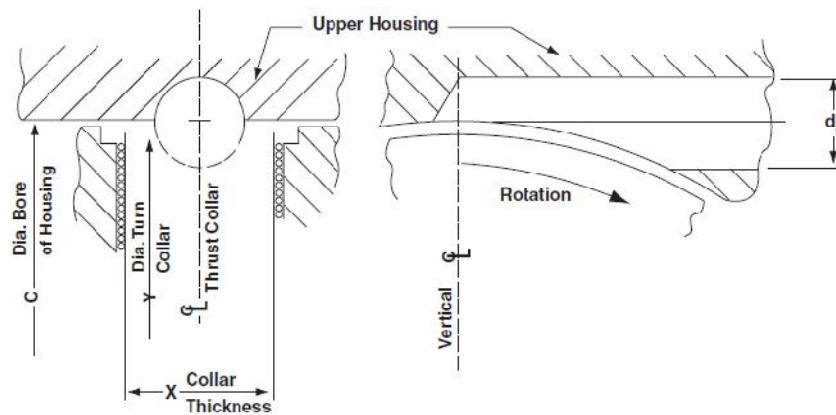


Figure IV.8: Configuration d'évacuation d'huile

Tableau IV.2 : Dimensions de l'orifice d'évacuation d'huile, (les unités sont métriques en mm)

Taille de la butée	266.7
Trou du logement « C »	279.4
Diamètre du collet « Y »	271.5
Épaisseur du collet « X »	44.5
Diamètre de sortie d'huile « d_o »	26.9

IV .9. Températures élevées au niveau du palier de butée

IV .9.1. Description du problème

Les paliers de butée hydrodynamiques sont généralement fiables, durables et fonctionnent pendant de longues périodes avec peu ou pas d'interruption. Cependant,

comme tous les systèmes mécaniques, les conditions de la butée se dégradent périodiquement.

L'approche discutée ici est centrée sur une butée Kingsbury hydrodynamique double 10 1/2" de type LEG d'un diamètre extérieur égal à 266.7 mm, d'une surface de travail de l'ordre de 35550 mm², alimentée par une huile minérale ISO VG 32 avec des viscosités de 27,2 mPa.s à 40 ° C et de 4,6 mPa.s à 100 ° C et fournie à 50 ° C et à une pression de l'ordre de 1 barg.

Ce type de butée doit fonctionner à une température normale égale à 90°C, le problème ce qu'on a rencontré est que la température de fonctionnement atteint une température maximale de fonctionnement du babbitt de l'ordre de 120°C depuis le démarrage de l'unité, ce qui nous a conduit à changer les patins de la butée plusieurs fois (3 fois), dû à une température élevée et une surchauffe mesurées par les détecteurs de températures installés au point 75/75 dans les patins.

IV.9.2. Hypothèses expliquant les sources de la surchauffe

Les conditions suivantes peuvent provoquer une température élevée au niveau du palier de butée :

IV.9.2. 1. Une poussée aérodynamique axiale excessive

La poussée de l'impulseur est générée par la force différentielle sur le couvercle et le disque de la roue. Ces forces sont la somme du produit des pressions agissant sur le couvercle, le disque et la zone différentielle entre l'arbre et la pointe de la roue.

La roue génère une poussée entre l'oïl et la pointe de la roue, ainsi que sous l'oïl. Ces forces (poussée) sont causées par plusieurs effets différents tels que : les fuites, les frottements ... etc.

Calcul de la poussée aérodynamique axiale

Le compresseur centrifuge 3BCL455 comprend 5 roues aux diamètres extérieurs de l'ordre de 500mm pour les deux premiers impulseurs et de 470 mm pour les trois derniers impulseurs, le nombre d'aubes pour chaque roue de la première à la dernière est comme suit : 17-19-19-17-17, les roues sont de type fermées.

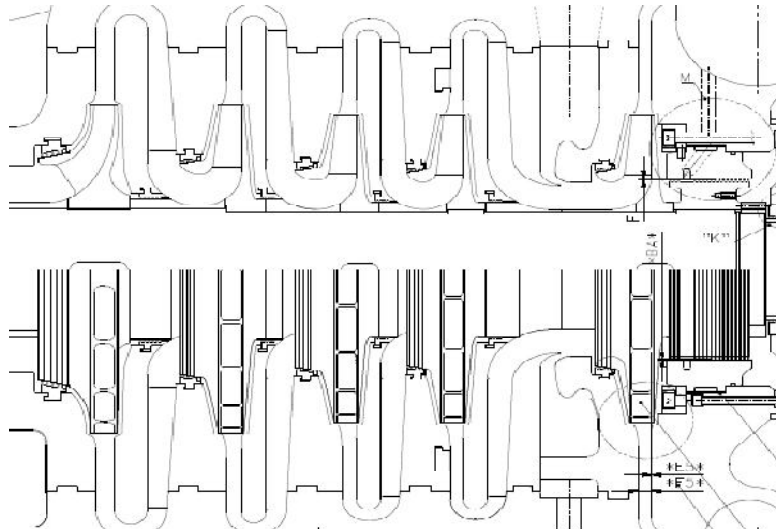


Figure IV.9 : Plan de coupe d'une partie du rotor du compresseur 3BCL455

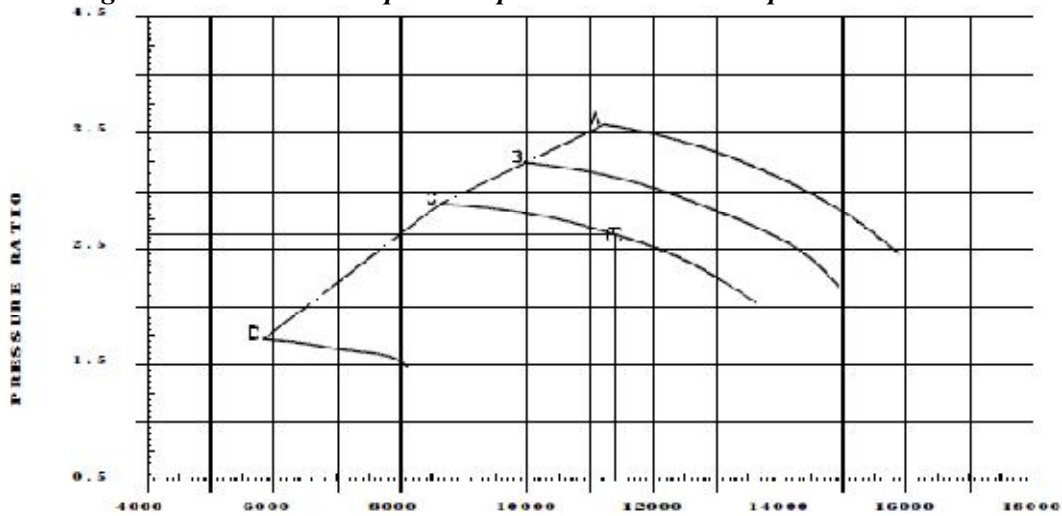


Figure IV.10 : Courbe de performance des quatre premiers étages du compresseur Design 2010 (taux de compression en fonction du débit volumique)

Le diagramme ci-dessus montre l'évolution du taux de compression en fonction de débit pour les quatre premiers étages ensemble, à une vitesse nominale de fonctionnement $C = 9376$ tr/min, d'après la courbe on visualise que le taux de compression $\tau = 2.65$.

On peut également trouver le taux de compression en divisant la pression de sortie du quatrième étage par la pression d'entrée du premier étage. $\tau = \frac{79.35}{30.2} = 2.63$. Il est à noter qu'un étage comprend une roue + un diffuseur + un canal de retour.

On considère que les quatre étages sont semblables et possèdent des taux de compression égaux.

$$\text{le taux de compression d'un étage} = \frac{\text{la pression de refoulement}}{\text{la pression d'aspiration}}$$

Nous avons comme donnée le taux de compression total pour les quatre premiers étages et égal à 2.63, pour trouver le taux de compression pour chaque étage, on considère que la relation $P_r = P_a \times \tau$ est une suite numérique géométrique croissante de raison τ et d'un terme initial P_a .

On a $U_{n+1} = U_n \times q$ et on suppose une similitude entre les termes : $P_1 = U_0$; $q = \tau$;

$P_2 = U_1$; $P_3 = U_2$; $P_4 = U_3$ et $P_5 = U_4$, (U_n) est une suite géométrique croissante ce qui nous donne $U_4 = U_0 \times q^4$ implique que $q^4 = \frac{U_4}{U_0} = 2.63$ et par conséquent

$q = 1.2734$ Alors $\tau = \mathbf{1.2734}$

En ajoutant maintenant un autre facteur qui est la réaction de l'impulseur pour améliorer la précision du calcul, On peut définir la réaction comme le rapport entre l'énergie statique convertie dans la roue à l'énergie totale produite par l'étage, reposant dans un sens plus philosophique, l'objet de l'étage d'un compresseur est d'augmenter la pression de débit de gaz, et la réaction donne la relation de la division d'effort entre la roue et le diffuseur.

La réaction idéale est définie comme suit : $\mathbf{R_1 = \frac{2 + \cot \beta_2}{4}}$

Un des aspects pratiques de la réaction est que, pour un étage bien proportionné, plus la réaction est élevée, plus l'efficacité est élevée. Encore une fois, en utilisant une approche philosophique pour expliquer, pour un étage donné la roue est plus efficace que le diffuseur.

La figure suivante représente le triangle de vitesse, trois angles sont illustrés pour montrer l'effet de la variation d'angle d'inclinaison de l'aube.

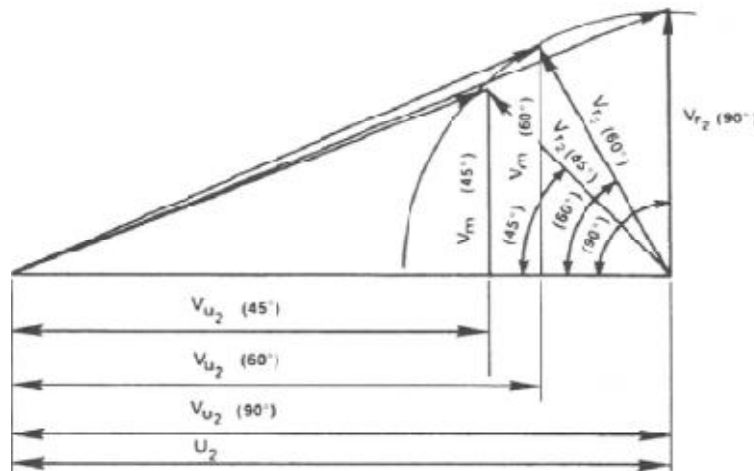


Figure IV.11 : Triangle de vitesse, montrant l'effet des différents angles d'aubes

On assume une valeur pour l'angle $\beta_2 : 45^0$ et on calcule la réaction pour cet angle

$\beta_2 = 45^\circ$ implique que $R_i = 0.75$ (on a pris cette valeur pour donner une meilleure réaction à la roue et pour que les pressions à la sortie de chaque roue soient les maximum).

Roue 1 :

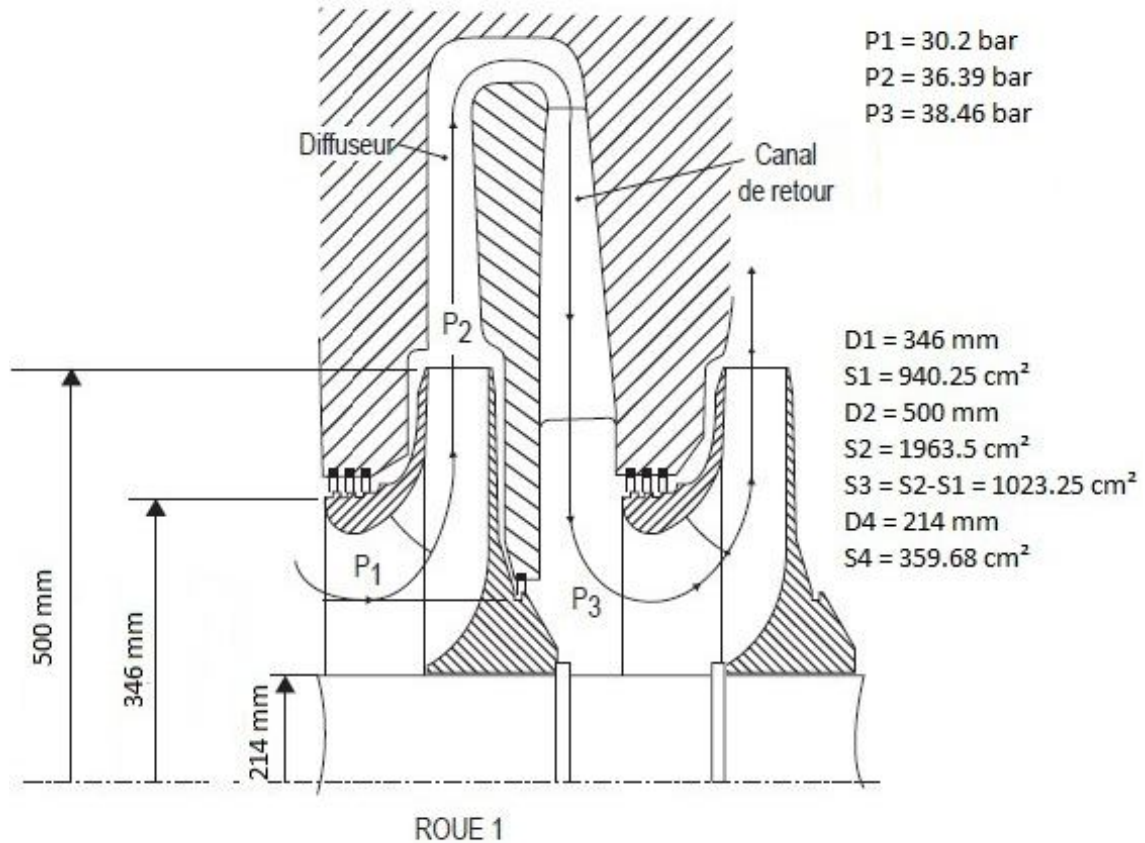


Figure IV.12 : Dimensions géométrique de la première roue avec une distribution de pression appliquée sur cette roue

La pression d'aspiration est que celle à l'entrée de la première roue et égale à 30.2 bar

On a $\tau = 1.2734$ et $P_3 = P_1 \times \tau$

Alors **$P_3 = 38.46 \text{ bar}$** (Représente pression totale produite par le premier étage)

Pour trouver la pression P_2 à la sortie de la roue, On multiplie l'élévation totale de pression du premier étage par la réaction de la roue et en ajoutant la valeur du P_1

$P_3 - P_1 = 7.78 \text{ bar}$, cette valeur représente l'élévation totale de la pression.

$$P_2 = P_1 + (8.25 \times R_i) = 30.2 + (8.25 \times 0.75)$$

$P_2 = 36.39 \text{ bar}$.

Chapitre IV Présentation de la butée LEG, Procédure de calcul, résultats et interprétation

Nous savons que la multiplication de la pression par la surface donne une force,

Et la poussée axiale = les forces dirigées vers la gauche – les forces dirigées vers la droite.

Les forces dirigées vers la gauche sont la force appliquée sur la surface de l'œil d'aspiration plus la force appliquée sur le couvercle de la roue.

On va nommer R_{a1} la force appliquée à la surface de l'œil d'aspiration et R_{a2} la force appliquée derrière le disque de la roue et R_{a3} la force appliquée sur le couvercle de la roue.

$$R_{a1} = P_1 \times (S_1 - S_4) = 30.2 \times 580.57$$

$$R_{a1} = 17533 \text{ daN}$$

$$R_{a2} = P_2 \times (S_2 - S_4) = 36.39 \times 1603.82$$

$$R_{a2} = 58359 \text{ daN}$$

$$R_{a3} = P_2 \times (S_2 - S_1) = 36.39 \times 1023.25$$

$$R_{a3} = 37236 \text{ daN}$$

$$R_{at} = R_{a2} - R_{a3} - R_{a1}$$

$$R_{at} = 3590 \text{ daN} = 3.59 \text{ tf}.$$

La même méthode de calcul est appliquée sur les trois roues suivantes,

le tableau 4.3 résume les résultats donnés à partir de ces calculs:

Roue	τ	Ri	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	S1 (cm ²)	S2 (cm ²)	S4 (cm ²)	Rat (daN)
1	1.2734	0.75	30.2	36.39	38.46	940.3	1963.5	359.7	3590
2	1.2734	0.75	38.46	46.34	48.97	824.5	1963.5	359.7	3662.6
3	1.2734	0.75	48.97	59	62.36	726	1735	326.9	4003
4	1.2734	0.75	62.36	75.15	79.4	702.15	1735	326.9	4799.4
5	1.23	0.75	79.4	92.9	97.64	686	1735	269	5629.5

Il est à noter que la dernière roue ayant un taux de compression différent égale à

$$\tau_5 = \frac{P_{r5}}{P_{a5}}$$

$\tau_5 = 1.23$, On peut également tirer la valeur du τ_5 à partir du diagramme de performance du dernier étage.

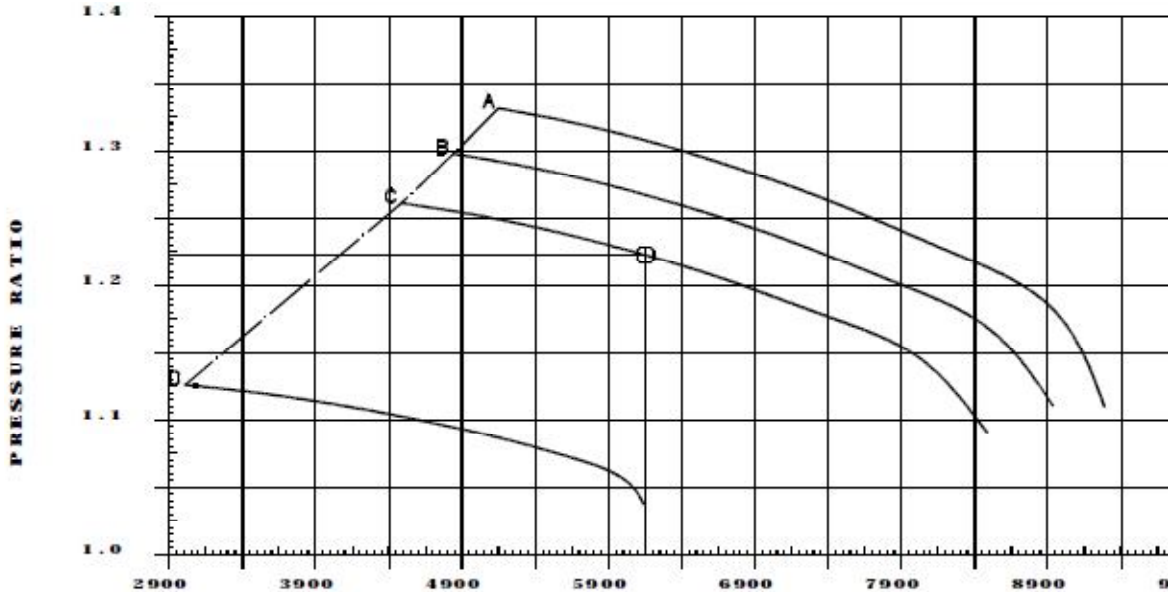


Figure IV.13 : Courbe de performance du dernier étage du compresseur Design 2010 (taux de compression en fonction du débit volumique)

Source : Mikula, A. M., 1987, "Further Test Results of the Leading Edge Groove (LEG) Tilting Pad Thrust Bearing," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 110, pp. 174-180

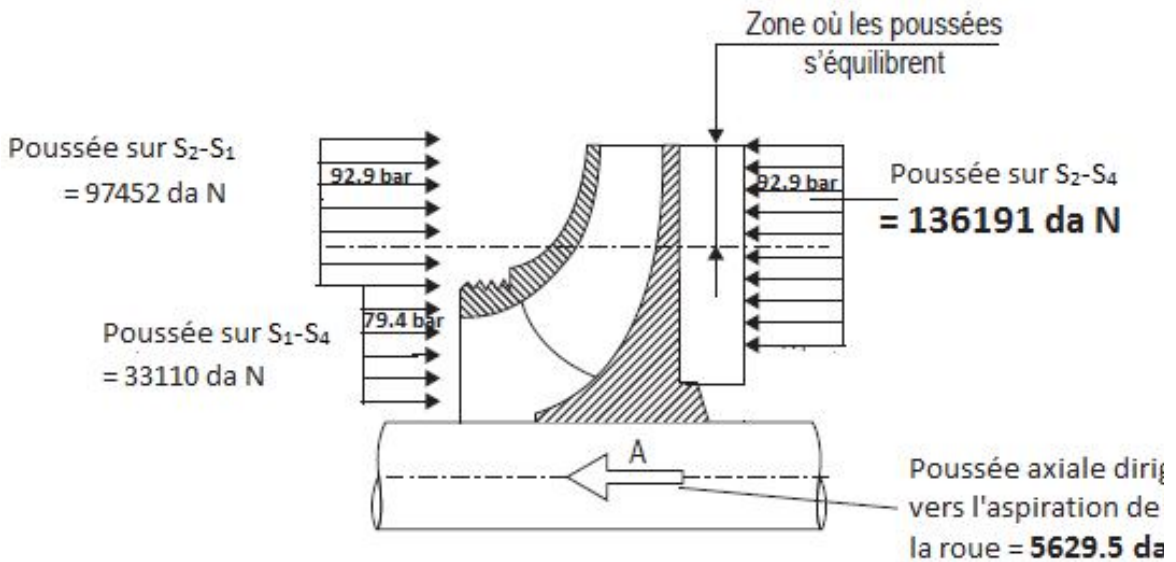


Figure IV.14 : Distribution de pressions et les poussées s'exerçant sur la dernière roue.

Le compresseur 3BCL455 possède 5 roues montées dans le même sens, la poussée axiale d'origine aérodynamique est énorme et atteint une valeur égale à

$$\boxed{Ra = 21684.5 \text{ daN} \approx 21.7 \text{ tf}} .$$

❖ **Calcul de la poussée sur le piston d'équilibrage**

Un cylindre solidaire de l'arbre placé côté refoulement du compresseur. Il est appelé piston ou tambour d'équilibrage. Sur l'une de ses faces s'applique la pression de refoulement, l'autre face voyant la pression d'une enceinte communiquant avec l'aspiration du compresseur (voir schéma ci-après). Le diamètre du piston d'équilibrage est tel que la résultante des pressions qui s'exercent sur lui est égale en valeur absolue, et de sens opposé, à la somme des poussées axiales aérodynamiques qui s'exercent sur chacune des roues aux conditions de fonctionnement nominales.

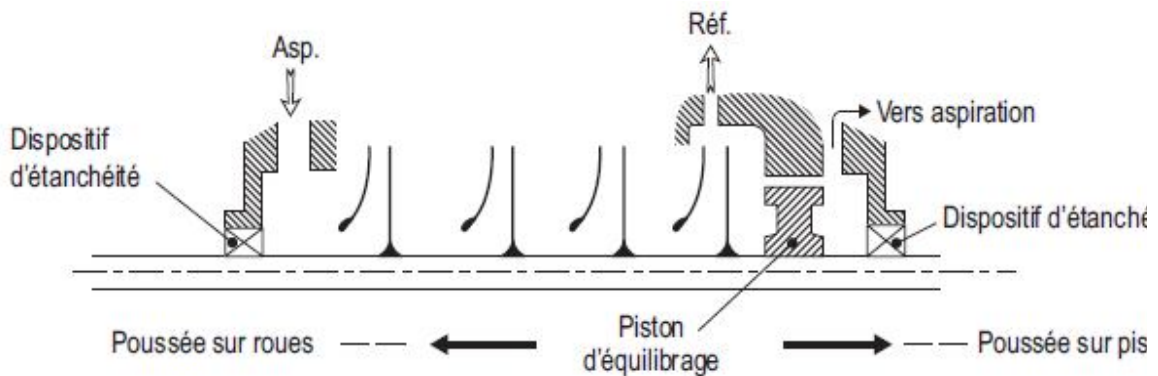


Figure IV.15 : Position du piston d'équilibrage

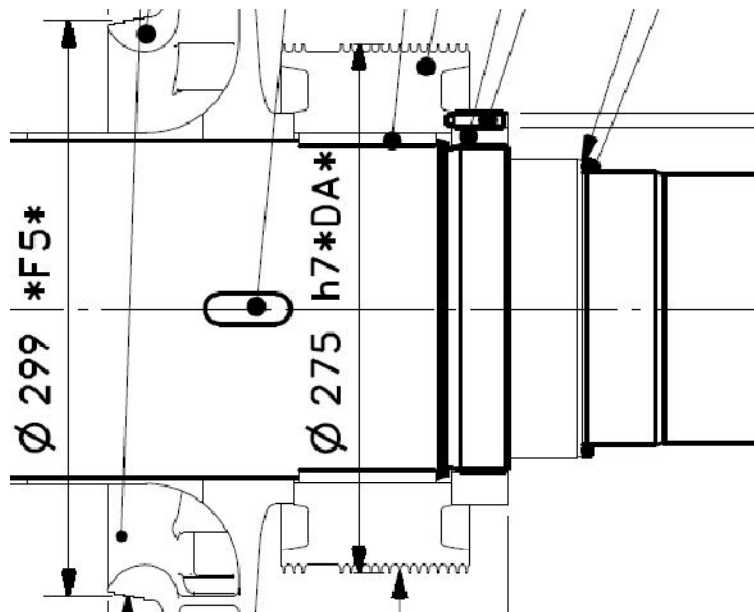


Figure IV.16 : Dimensions du piston d'équilibrage du compresseur 3BCL455

Chapitre IV Présentation de la butée LEG, Procédure de calcul, résultats et interprétation

Sur le côté droit on suppose que le piston subit à la pression d'aspiration du compresseur $P_a = 30.2 \text{ bar}$; sur l'autre côté, la pression appliquée est la pression de refoulement du dernier étage $P_{r5} = 97.64 \text{ bar}$.Le diamètre extérieur du tambour d'équilibrage égale à $D_{ext} = 275 \text{ mm}$.

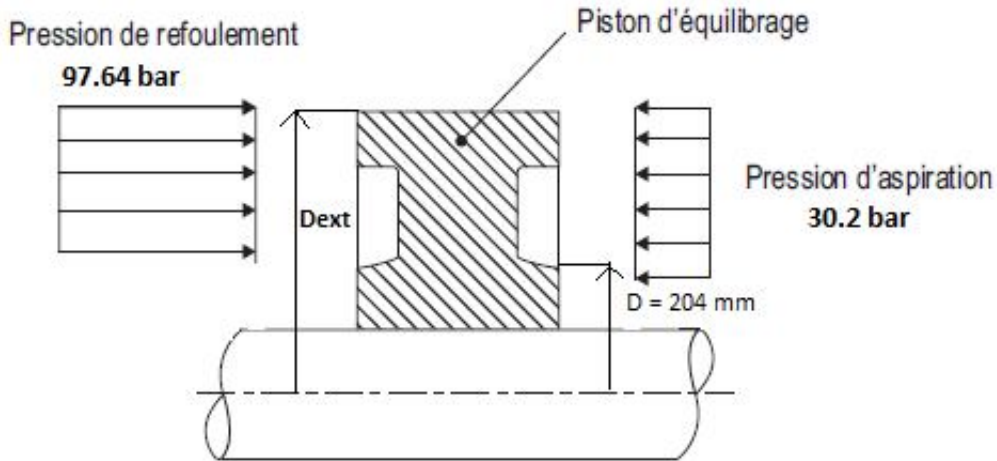


Figure IV.17: Distribution des pressions et dimensions du piston d'équilibrage

Surface de travail du piston « A »

C'est la surface sur laquelle les pressions se répartissent, On a $D_{ext} = 275 \text{ mm}$ implique que $S_{ext} = \frac{\pi \times D_{ext}^2}{4} = 594 \text{ cm}^2$ et $D = 204 \text{ mm} \rightarrow S = 326.9 \text{ cm}^2$

$$A = S_{ext} - S$$

$$A = 267.1 \text{ cm}^2$$

Poussée côté gauche R_{a1}

$$R_{a1} = P_r \times A = 97.64 \times 276.1$$

$$R_{a1} = 26958 \text{ da N}$$

Poussée coté droite R_{a2}

$$R_{a2} = P_a \times A = 30.2 \times 267.1$$

$$R_{a2} = 8066 \text{ da N}$$

La poussée résultante R_{ap}

$$R_{ap} = R_{a1} - R_{a2}$$

$$\boxed{R_{ap} = 18892 \text{ da N}} .$$

Conformément à ces résultats trouvés, On déduit la proportion d'encaissement de la poussée aérodynamique axiale de l'ensemble des roues pour le piston d'équilibrage.

On va nommer cette proportion par \square , et égale au rapport entre la poussée résultante sur le piston s'équilibrage et la poussée aérodynamique s'exerçant sur les roue.

$$= \frac{R_{ap}}{R_a} = \frac{18892}{21684.5}$$

$$= 0.87 = 87\%$$

Cette proportion est raisonnable et logique, le tambour d'équilibrage supporte 87% de la poussée produite au niveau des roues, la poussée restante (13 %) est encaissée par le palier de butée.

Dans le cas du palier de butée Kingsbury de type LEG installé dans le compresseur 3BCL455, l'effort supporté peut atteindre jusqu'à 35% de la poussée aérodynamique axiale produite par les cinq roues du compresseur.

Cependant le problème de la haute température au niveau de la butée existe, ce qui nous donne l'impression qu'il y a un excès de poussée et un problème quelque part qui augmente cette poussée.

On a arrivé à trouver trois hypothèses pour cet excès de poussée :

- Fuites internes dues à une détérioration des labyrinthes interétages ou un jeu inapproprié (un jeu plus grand).
- Fuites importantes au niveau du piston d'équilibrage dues à une détérioration des labyrinthes du piston d'équilibrage ou bien un jeu inapproprié.
- Existence des deux problèmes ci-dessus à la fois.

Fuites internes au niveau des labyrinthes inter-étages

Des bagues à labyrinthes fixes (statoriques) installées entre les étages pour éliminer les fuites interétages et augmenter le rendement aérodynamique du compresseur. Une bague à labyrinthe de 5 léchettes est installée entre le premier étage et le deuxième, des bagues à 4 léchettes sont installées entre les autres étages.

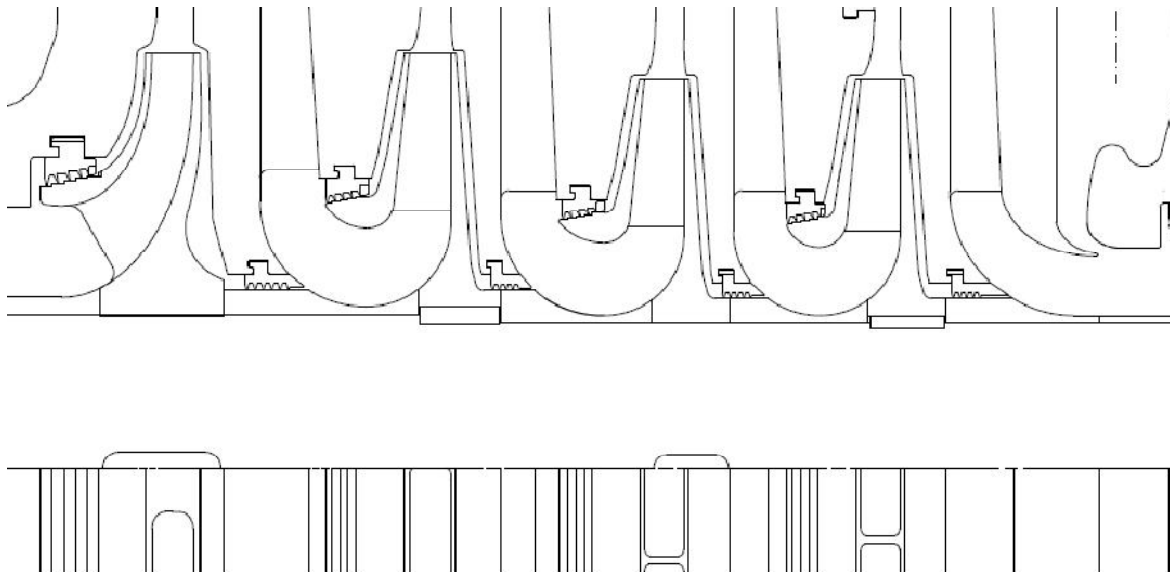


Figure IV.18 : Labyrinthes inter-étages

Le jeu de marche normal entre une bague labyrinthe et la portée correspondante est de 0.2 à 0.4 mm.

Maintenant, on considère que les bagues labyrinthes sont usées ou bien que le jeu de fonctionnement de ces bagues est plus grand que 0.4 mm. Selon cette supposition, on doit calculer la poussée axiale à nouveau.

Comme indiqué par la trajectoire d'écoulement, le gaz s'écoule vers l'extrémité de la roue le long du disque, et vers l'oïl de la roue le long du couvercle. En raison de l'élévation de la pression dans le diffuseur, la pression du canal de retour est supérieure à la pression derrière le disque de la roue. Une fuite se produit donc à partir du canal de retour vers le disque de la roue et vers l'extérieur en direction de l'extrémité de la roue.

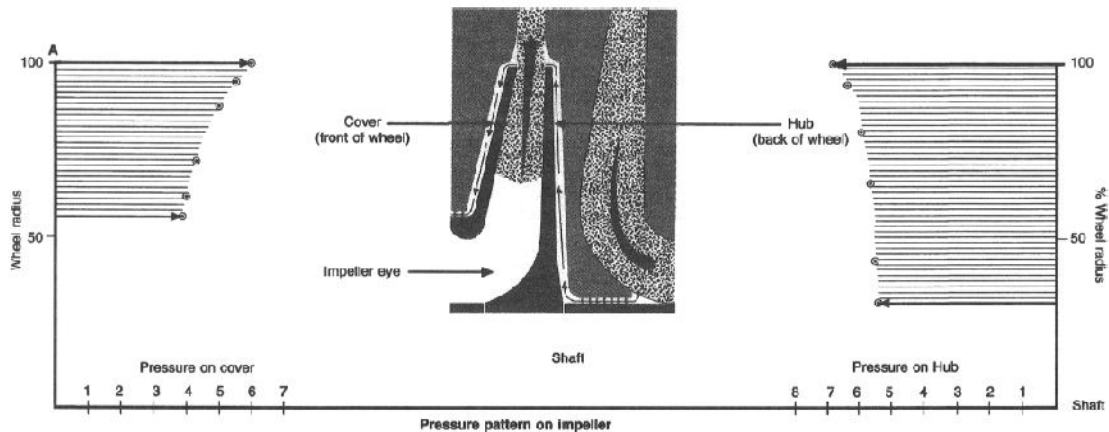
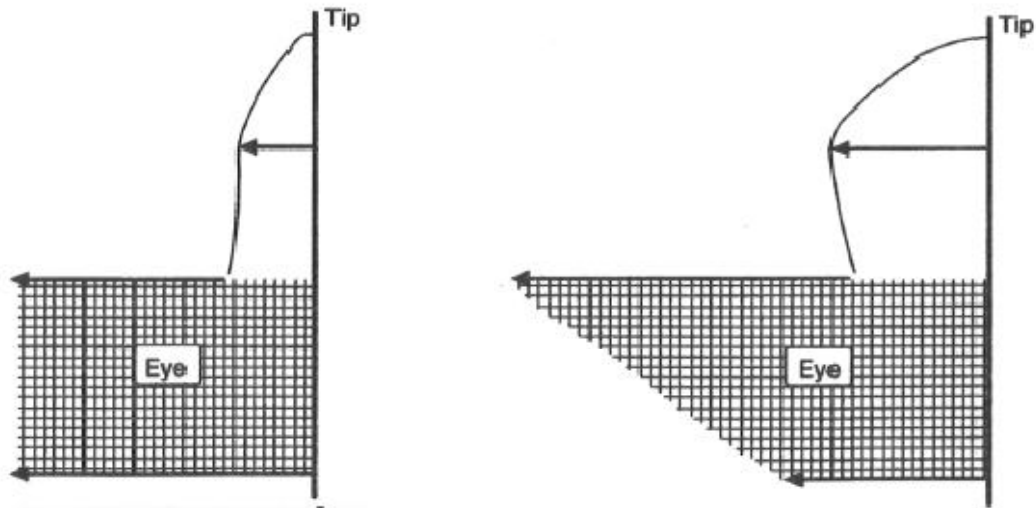


Figure IV.19 : Trajectoire de l'écoulement du gaz en cas une fuite importante derrière la roue.



Profils de pression (Pression sur le disque moins la pression sur le couvercle)

Profils de la poussée

Figure IV.20 : Profils de pressions et de poussée sur la roue.

Calcul de la poussée à nouveau :

Le tableau 4.4 représente les résultats du calcul :

Roue	τ	Ri	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	S1 (cm ²)	S2 (cm ²)	S4 (cm ²)	Rat (daN)
1	1.2734	0.75	30.2	36.39	38.46	940.3	1963.5	359.7	6914
2	1.2734	0.75	38.46	46.34	48.97	824.5	1963.5	359.7	7592
3	1.2734	0.75	48.97	59	62.36	726	1735	326.9	8734
4	1.2734	0.75	62.36	75.15	79.4	702.15	1735	326.9	10784
5	1.23	0.75	79.4	92.9	97.64	686	1735	269	12314

La nouvelle valeur de la poussée aérodynamiquerésultante égale à $R_a^* = 46338 \text{ da N}$, cette valeur est deux fois la valeur de la poussée dans les conditions de fonctionnement normal, l'effet des fuites inter-étages est désastreux, Elles dégradent les performances du compresseur, provoquent une poussée axiale excessive et une consommation de puissance plus importante.

La poussée est d'environ 50% à 100 % plus grande et peut être supérieure. Au fur et à mesure que les jeux dépassent les valeurs du design, les valeurs de poussée augmentent encore.

Dans ce cas, la butée supporte environ 59 % de la poussée résultante.

Fuites internes au niveau de labyrinthes du piston d'équilibrage

Des labyrinthes rotoriques à 17 léchettes sont installés sur le tambour pour limiter les fuites du gaz vers l'aspiration et pour améliorer le fonctionnement du compresseur.

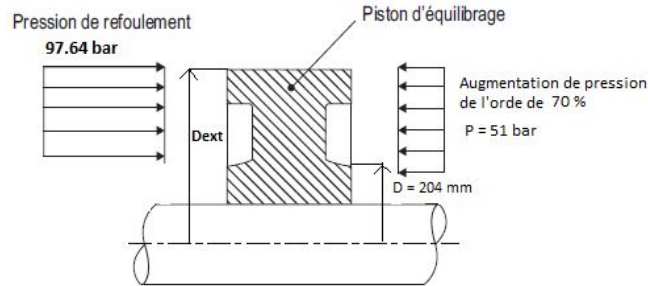


Figure IV.21 : Distribution de pression en cas un jeu inapproprié.

Calculant maintenant la différence de forces exercées sur les deux surfaces de travail du piston :

On assume qu'on a un jeu plus grand que le jeu recommandé du design (sa valeur de montage est de 0.19 mm à 0.29 mm et durant le fonctionnement le jeu maximum admissible doit être inférieur à 0.49 mm). Cette augmentation des jeux provoque une augmentation des fuites, ce qui donne une pression très élevée par rapport à la pression d'aspiration engendrée dans la chambre derrière le piston. Une augmentation de 70% est proposée.

Selon les calculs précédents, on a déduit que le tambour d'équilibrage supporte jusqu'à 87% de la poussée aérodynamique axiale. Maintenant, on calcule à nouveau l'effort encaissé par le piston.

$$A = 267.1 \text{ cm}^2 ; R_{a1} = 26958 \text{ da N} ; R_{a2} = 51 \times 267.1 = 13622 \text{ da N}$$

$$\Delta R_a = 13336 \text{ da N} .$$

Dans ce cas, la capacité du piston à supporter la charge axiale diminue, elle est environ 61% de la poussée aérodynamique axiale produite par les impulseurs. Étant donné que les labyrinthes doivent assurer l'étanchéité complète de la pression du compresseur, l'intégrité de ce dispositif d'étanchéité est cruciale pour une bonne performance. Un labyrinthe endommagé entraîne des taux de fuite plus élevés, des consommations de puissance plus élevées et des poussées plus importantes.

❖ Remèdes

Les dégâts du piston de l'équilibrage étaient le résultat d'un phénomène de pompage et de vibration radiale. Les labyrinthes inter-étages ont également été fortement endommagés, ce qui a contribué au mauvais rendement du compresseur. Les labyrinthes endommagés non seulement ont causé des inefficacités accrues, mais également une poussée élevée. Ceci s'est manifesté dans la position axiale et la température du palier de butée.

Un excès d'effort de la poussée est exercé sur la butée et pour soulager cette dernière, on doit changer les labyrinthes statoriques situés au niveau de l'œil d'aspiration et derrière chaque roue, en respectant les jeux désignés par le constructeur. Un changement des labyrinthes rotoriques situés au niveau du piston d'équilibrage est également prévu pour minimiser les fuites dans la chambre derrière le tambour, en respectant également les jeux donnés par le constructeur.

IV.9.2. 2. Débit d'huile affamé (insuffisant)

Gardner (1998) a montré que les réductions des débits d'huile au-delà d'un seuil donnent lieu à de fortes augmentations des températures du métal du patin de la butée lorsque le palier atteint une condition d'écoulement affamé.

Un pourcentage relativement faible de l'écoulement d'huile vers le palier est réellement nécessaire pour la lubrification (Elwell, 1971), avec le reste du débit requis pour la dissipation de la chaleur.

Ceci conduit à craindre que, lorsque les débits d'huile sont réduits, des températures métalliques élevées peuvent compromettre la fiabilité globale de la butée.

Une butée de type LEG à 6 patins d'une taille de l'ordre de 10.5'' est représenté sur la figure 10. Une rainure a été broyée dans le patin directement derrière le bord d'attaque avec des barrages aux bords intérieur et extérieur (figure 4.21). Un trou traversant au diamètre externe de la rainure est prévu pour l'admission d'huile. Une buse flottante relie le patin à un trou d'alimentation en huile dans la base annulaire. Le lubrifiant s'écoule de l'espace d'alimentation en huile, à travers la buse et dans la rainure du patin.

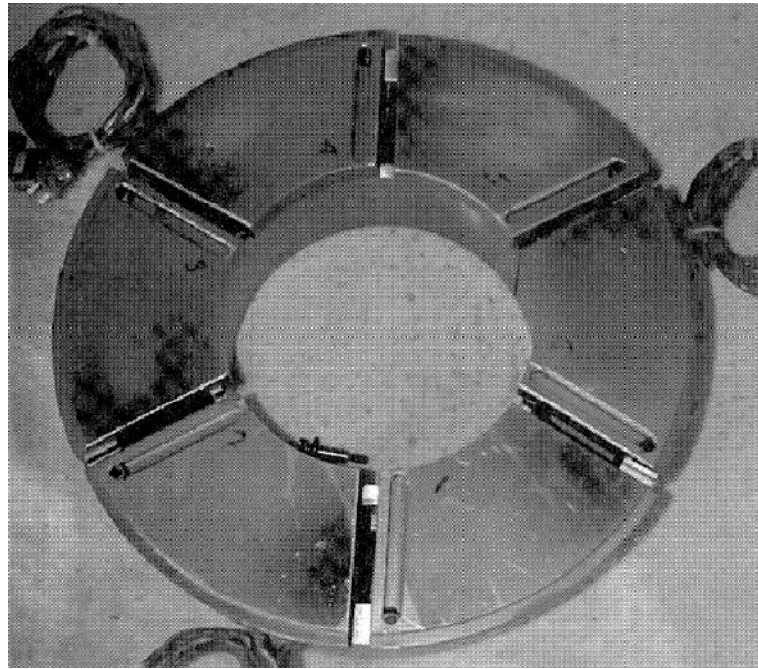


Figure IV.22 : butée LEG

❖ Estimation du diamètre d'orifice d'entrée d'huile :

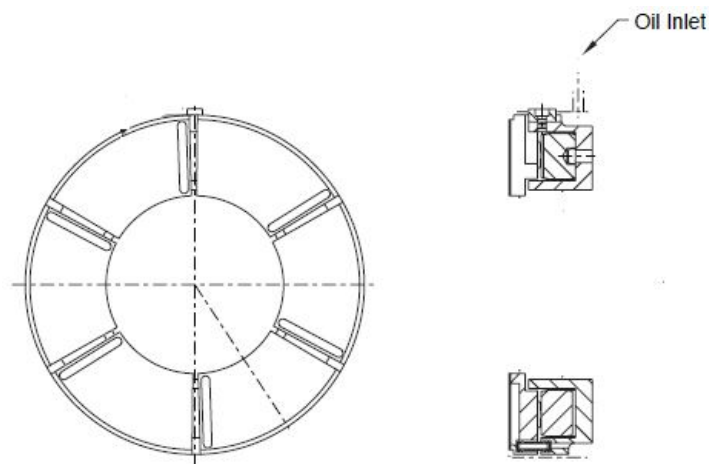


Figure IV.23 : Vue de coupe d'une butée LEG

L'orifice d'entrée d'huile peut être dimensionné par la formule d'orifice de plaque mince:

$$Q = 19.4 \times d^2 \times \sqrt{\frac{P}{S}}$$

Ou Q : Débit d'huile requis, Gallons par minute

d : Diamètre d'orifice d'entrée, pouces

P : Pression d'huile, Psi



S : gravité spécifique

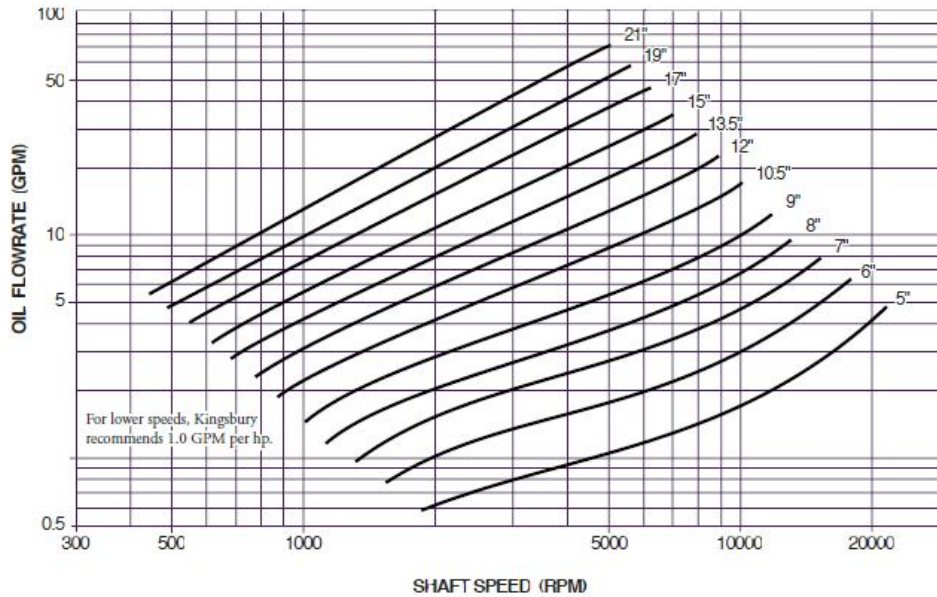


Figure IV.24 : Courbes du débit d'huile en fonction de la vitesse de rotation pour différentes tailles d'une butée Kingsbury de type LEG.

Source : Mikula, A. M., 1987, "Further Test Results of the Leading Edge Groove (LEG) Tilting Pad Thrust Bearing," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 110, pp. 174-180

Une huile ISO VG 32 alimentée à 50°C, La vitesse de rotation est environ 10000 tr/mn, Une taille de butée de l'ordre de 10.5". Selon le diagramme ci-dessus, on remarque que le débit d'huile nécessaire est environ 18 GPM. Comme le type de la butée est double, en ajoutant 20% de débit à la partie inactive.

La pression d'entrée d'huile est de l'ordre de 2 bar_{absolu} (1 barg = 29.0075 Psi), la gravité spécifique pour l'huile minérale ISO VG 32 est de l'ordre de 0.8665.

D'après la formule on trouve que le diamètre d'orifice égale à $d = 0.4'' \approx 10 \text{ mm}$, cette valeur doit être vérifiée au prochain révision du compresseur.

Gardner (1998) a présenté un schéma généralisé d'écoulement d'huile entrant et sortant d'un patin de butée et est représenté sur la figure 4.24. Le débit dans le bord d'attaque du patin est désigné par Q 1, tandis que Q3 représente le débit sortant du patin de fuite bord. Le débit Q3 se mélange avec l'huile d'alimentation pour former le débit Q1 pour le patin suivant. La pression hydrodynamique développée dans le film résulte en écoulements de bord intérieur (Q2) et externe (Q4). L'action de pompage du collet de butée empêche le Débit Q2 de sortir du palier et il est remis en circulation vers les patins en aval.

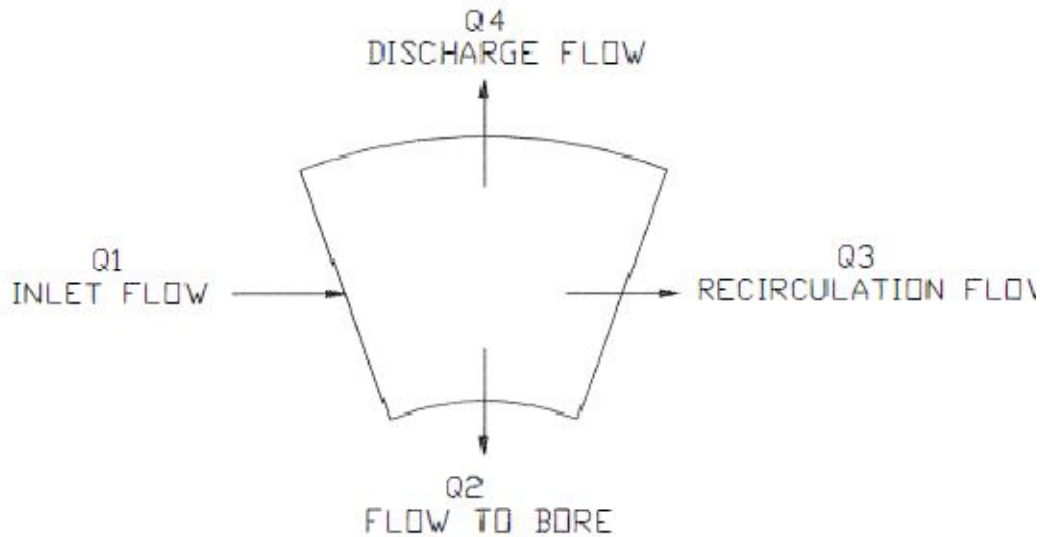


Figure IV.25 : Nomenclature du débit d'huile.

Le débit qui sort radialement du patin est désigné Q_4 . Lorsque le débit d'un palier est inférieur à Q_4 multiplié par le nombre de patins, le palier est affamé. Au-dessus du point d'écoulement du film affamé, les températures du métal de la butée restent relativement constantes par rapport au débit. Comme les débits sont réduits au-dessous du point de film affamé, les températures du métal de la butée commencent à augmenter rapidement. Une réduction supplémentaire du débit entraînera une défaillance de la butée.

À des températures de fonctionnement élevées, la capacité de la butée à absorber une charge supplémentaire est limitée. Il existe un équilibre délicat entre les réductions des pertes de palier par les débits d'huile atténués et la fiabilité globale de la machine.

❖ **Remèdes**

Il est nécessaire de vérifier le diamètre d'entrée d'huile pour éliminer le problème du débit d'huile affamé, une augmentation de ce diamètre est également recommandée pour fournir plus d'huile refroidie au palier de butée et pour minimiser le temps de séjour d'huile à l'intérieur de la butée.

IV.9.2. 3. Un décalage entre le centre du patin et le centre du support inapproprié

La prédiction précise de la performance des paliers de butée dans les turbomachines, en particulier l'épaisseur minimale, la pression maximale et la température maximale dans le film d'huile, est la clé de la conception des paliers.

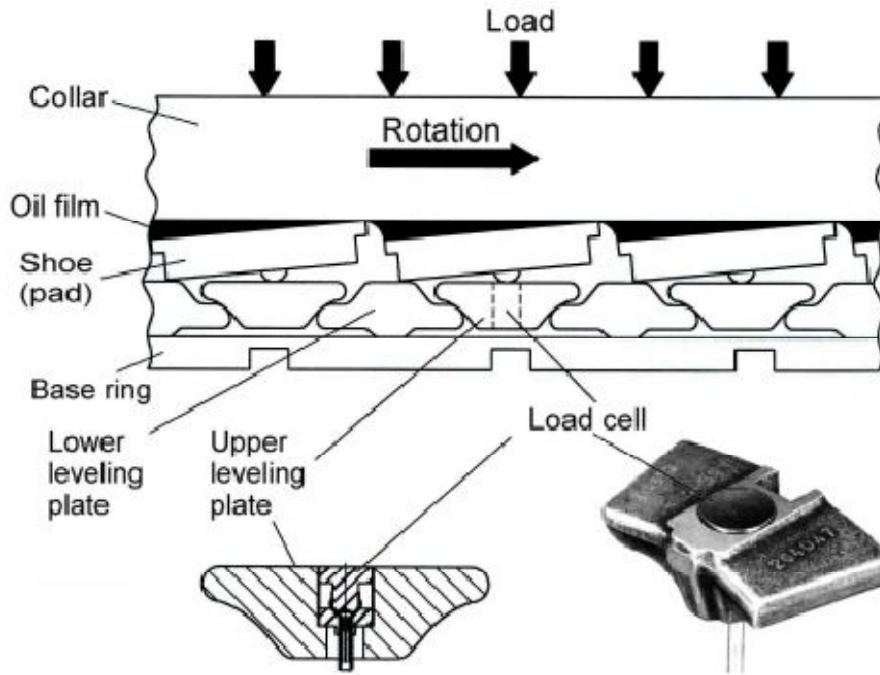


Figure IV.26 : Principe de fonctionnement d'une butée à patins oscillants

Le film d'huile est chauffé par un frottement visqueux, mais la répartition de température dans la direction angulaire n'est pas uniforme et entraîne une déformation élastique et thermique dans les patins et le collet de butée qui modifie la forme du film et affecte les caractéristiques de lubrification. La déformation élastique du patin qui compense la déformation thermique a été décrite par ETTLES en 1963 et a été discutée plus en détail par DĄBROWSKI. Le patin a tendance à former une forme convexe en raison du gradient de température à travers son épaisseur, tandis que la pression hydrodynamique tend à rendre le patin concave. La déformation totale résultante du patin se révèle alors assez faible. La déformation thermique est principalement déterminée par la différence de température entre le haut et le bas du patin, et rarement par l'épaisseur du patin. La déformation élastique est fortement affectée par l'épaisseur du patin, la dimension du support et la pression du film d'huile.

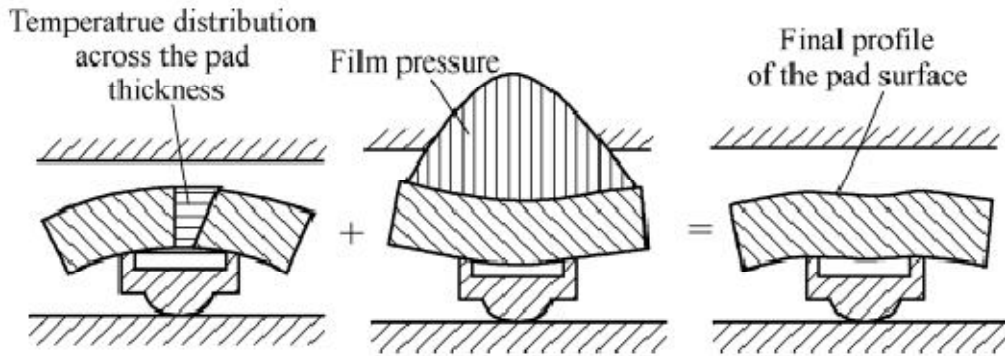


Figure IV.27 : Diagramme schématique des effets hydrodynamiques thermiques et élastiques dans le palier de butée

Dans les machines tournantes classiques, le palier de butée assure une rotation unidirectionnelle avec un décalage entre le centre de support et le centre de patin. Son excentricité circonférentielle de 0,58 à 0,60 donne la meilleure capacité d'encaissement des charges.

❖ Remèdes

Compte tenu de l'importance de la position du centre des patins au-dessus des répartiteurs de charge dans l'amélioration globale des performances de la butée. On peut contacter le constructeur pour faire des études sur le pivotement approprié pour notre cas.

IV.9.2. 4. Autres remèdes à proposer pour améliorer les performances de la butée

Babbitt (le métal blanc), comme matériau de revêtement typique, a été largement utilisé dans les paliers de butée. Comparé au Babbitt traditionnel, PTFE a beaucoup d'avantages. Simmons a énuméré les avantages du PTFE: un coefficient de frottement extrêmement bas lorsqu'il est apparié avec de l'acier (0,04-0,09), une stabilité chimique unique, une excellente propriété diélectrique et une bonne résistance mécanique. Et pour cela on propose des patins revêtus en PTFE au lieu du babbitt.

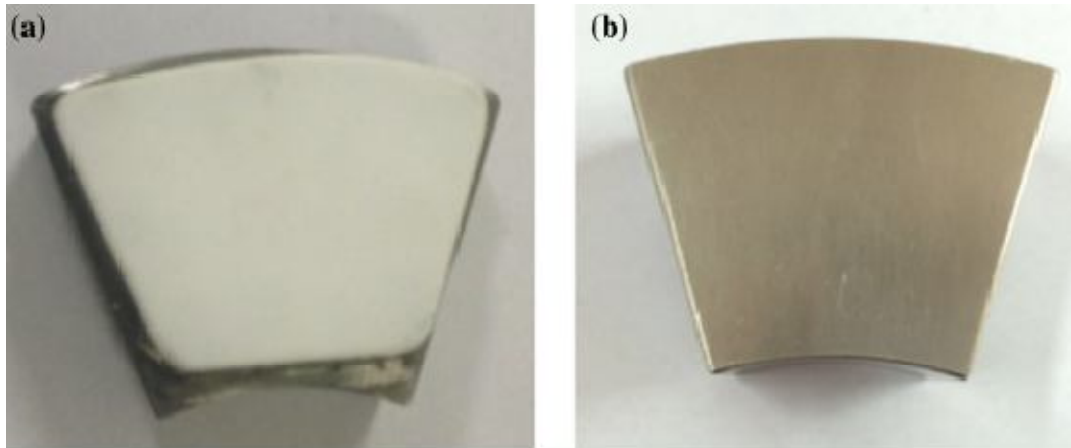


Figure IV.28: (a) Patin à surface de travail en Téflon PTFE ; (b) Patin à surface de travail en Babbitt (métal blanc)

Comme nous le savons, PTFE a un module d'élasticité plus faible que Babbitt. Sous la même charge, la déformation du PTFE est plus grande que celle de Babbitt. En outre, PTFE a la caractéristique de glissement d'interface. Lorsque le palier de butée fonctionne, la température de l'huile du palier de butée face au PTFE est plus faible et la viscosité et la capacité portante du film d'huile sont plus grandes que celles du palier de butée Babbitt, ce qui influence grandement la rigidité et amortissement. La supériorité dans d'autres aspects des caractéristiques statiques et dynamiques des paliers non métalliques nécessite une vérification supplémentaire.

Conclusion

Conclusion

Dans ce travail nous avons traité un sujet d'une grande importance pour l'unité de production de ZCINA dans la région de HASSI MESSAOUD. Le thème du sujet qui rentre dans le cadre de notre stage de fin d'études, est intitulé par l'étude de Compresseur centrifuge 3BCL455 .Cette étude consiste à déterminer les caractéristiques thermodynamiques du compresseur centrifuge.

La conclusion la plus importante obtenue à partir des recherches expérimentales et numériques trouvées dans la littérature à propos de la position de pivotement du patin. Il est clair qu'une butée avec patins pivotant à 66% de la longueur circonférentielle, dans le sens de rotation, fonctionne avec des températures et un couple de frottement inférieurs que les autres patins pivotant à 60% ou bien à 50%

Enfin, cette étude nous a permis d'approfondir nos connaissances théoriques sur les différents équipements utilisés dans l'industrie pétrolière algérienne; en particulier sur les compresseurs centrifuges qui sont très répandus dans cette dernière.

Référence

bibliographique

1. Bielec, M. K and Leopard, A. J., 1970, "Tilting Pad Thrust Bearings: Factors Affecting Performance and Improvements with Directed Lubrication," The Institution of Mechanical Engineers, Tribology Convention, 184, Part 3L.
2. Capitaio, J. W, 1976, "Performance Characteristics of Tilting Pad Thrust Bearings at High Operating Speeds," ASME Journal of Lubrication Technology, 98, (1), pp. 81-89.
3. Elwell, R. C., June 24, 1971, "Thrust-Bearing Temperature/Part 1," Machine Design, pp. 79-81.
4. Gardner, W. W., 1998, "Tilting Pad Thrust Bearing Tests Influence of Oil Flow Rate on Power Loss and Temperatures," Proceedings of the Twenty-Fourth Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Elsevier, pp. 211-217.
5. Mikula, A. M., 1985, "The Leading-Edge-Groove Tilting Pad Thrust Bearing: Recent Developments," ASME Journal of Lubrication Technology, 107, (3), pp.38-47.
6. Mikula, A. M., 1985, "The Leading Edge Groove Tilting Pad Thrust Bearings: Recent Developments," Transactions of the AS ME, Journal of Tribology, 107, pp. 423-430.
7. Mikula, A. M., 1987, "Further Test Results of the Leading Edge Groove (LEG) Tilting Pad Thrust Bearing," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 110, pp. 174-180.
8. Mikula, A. M. and Gregory, R. 5., 1983, "A Comparison of Tilting Pad Thrust Bearing Lubricant Supply Methods," Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 105, pp. 39- 47.
9. Kiyoto, I., Takashi, H., et al.: Surface profile observation of PTFE thrust bearings under rolling contact fatigue in water. Adv. Mater. Res. 683, 391–395 (2013)
10. Ettles, C.M., Knox, R.T., Ferguson, J.H., Horner, D.: Test results for PTFE-faced thrust pads, with direct comparison against babbitt-faced pads and correlation with analysis. J. Tribol. 125, 814–823 (2003)

11. Fang, J., Wang, J., Zhao, Z.: The contrast analysis of thermal elastohydrodynamic lubrication characteristics of PTFE and babbitt pad thrust bearings. *Bearing*, 4, 29–32, 41 (2012)
12. Katsuki, H., et al.: Mixed and boundary lubrication characteristics of resin overlay for plain bearing materials. *World Tribology Congress*, Abstract ID 451 (2013)
13. Branagan, L.A.: Survey of damage investigation of babbitted industrial bearings. *Lubricants* 3(2), 91–112 (2015)
14. Gas Processors Suppliers Association, *Engineering Data Book, Volume I*, Section 7, Fig. 7-9, Typical K & C Factors For Sizing Woven Wire Demisters, p. 7-7. Reprinted with permission.
15. Gas Processors Suppliers Association, *Engineering Data Book, Volume II*, Section 17, Eq. 17-22, p. 17-6, 1987.
16. ASME/ANSI B16.5 “Pipe Flanges and Flanged Fittings.” ASME, 1988.
17. ASME/ANSI B31.3 “Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping.” ASME, 1990.