

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE BLIDA 1

FACULTE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme de master en génie mécanique et matériaux

Application d une maintenance préventive pour des paliers de compresseur

Réalisé par :

Mr. TALI ABDERRAHMENE

Mr. SAOUDI ABDELHAK

Encadreur :

Mr. TEMMAR Mustapha

Promotion 2017

Remerciements

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

Nous à remercier **Mr. TEMMAR MESTAPHA** notre promoteur pour son grand soutien et ses conseils considérables.

Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

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

SOMMAIRE

INTRODUCTION.....

Chapitre I : Présentation du lieu de stage

I.1 Situation Géographique

I.2 station SBC

(Boosting).....

Chapitre II : Généralités sur les compresseurs centrifuges

II.1.

Introduction.....

II.2. Type des compresseurs et
classification.....

II.2.1. Les compresseurs
volumétriques.....

II.2.1.1. Les compresseurs
alternatifs.....

II.2.1.2. Les compresseurs
rotatifs.....

II.2.2. Les compresseurs
dynamiques.....

II.2.2.1. Les compresseurs

axiaux.....

II.2.2.2. Les compresseurs

centrifuges.....

II.3. Description et principe de fonctionnement des compresseurs

centrifuges.....

....

II.3.1. Description

générale.....

II.3.2. Principe de fonctionnement.....

II.4. Type des compresseurs

centrifuges.....

II.5. Triangle des vitesses et relation d'EULER.....

II.6. Evolution des pressions dans un étage de

compression.....

II.7. Poussée

axiale.....

II.8. Piston d'équilibrage (tambour

d'équilibrage).....

Chapitre III : Description du compresseur centrifuge K-901

III.1.

Définition.....

III.2. Caractéristique et performance du compresseur K-901.....

III.3. Description du compresseur K-901.....

III.3.1. Corps du K-901.....

III.3.2.	Diaphragmes du K-901.....
III.3.3.	Ensemble rotor du K-901.....
III.3.4.	Les paliers du K-901.....
III.4.	Système d'étanchéité du K-901.....
III.4.1.	Etanchéités à labyrinthe (internes).....
III.4.2.	Etanchéités à huile (étanchéités en bout d'arbre).....
III.5.	Machine d'entraînement de K- 901.....
III.6.	Accouplement de K-901.....
III.7.	Multiplicateur de vitesse.....
III.8.	Circuit d'huile de graissage et d'étanchéité.....

Chapitre IV : Etude d'instabilité des paliers du compresseur centrifuge

PARTIE I

IV.1.	Introduction.....
IV.2.	Les paliers.....
IV.2.1.	Les paliers à roulements (liaison rigide).....
IV.2.2.	Les paliers magnétiques.....
IV.2.3.	Les paliers lisses (liaison fluide).....

IV.3.	Les paliers lisses hydrodynamiques.....
IV.4.	Caractéristiques et performances des paliers lisses hydrodynamiques...
IV.4.1.	Caractéristiques et performances stationnaires.....
IV.4.2.	Caractéristiques et performances dynamiques.....
IV.5.	Analyse de l'instabilité des paliers lisses hydrodynamiques.....
IV.5.1.	Introduction.....
IV.5.2.	Seuil de stabilité (arbre rigide).....
IV.6.	Conclusion.....

PARTIE II

IV.1.	Introduction.....
IV.2.	Description du modèle.....
V.2.1.	Stabilité de la ligne d'arbre.....
IV.2.2.	Réponse de la ligne d'arbre.....
IV.3.	Formulation.....
IV.3.1.	Etude du régime libre.....
IV.3.1.1.	Pulsation propre du système.....
IV.3.1.2.	Limite de la stabilité.....
IV.4.	Tourbillonnement et fouettement d'huile.....
IV.4.1.	Tourbillonnement d'huile.....
IV.4.2.	Fouettement d'huile.....

IV.4.3. Diagramme de Campbell.....

IV.4.4. Tableau récapitulatif.....

CONCLUSION GENERALE.....

BIBLIOGRAPHIE.

ANNEXES.

INTRODUCTION

La dynamique des machines tournantes est un domaine particulier de la mécanique qui a depuis longtemps intéressé autant la communauté scientifique que le monde industriel, les premiers y voyant un vaste domaine à explorer, riche en phénomènes physiques complexes, les seconds un atout majeur non seulement pour la compréhension des problèmes rencontrés mais aussi pour l'innovation technologique.

Jusque dans les années 1980, les recherches étaient axées vers le calcul des modes propres d'aubes et de roues aubagées, la détermination des vitesses critiques et la prédiction des amplitudes de réponse de rotors soumis à un balourd. Depuis, on s'oriente vers une amélioration des modèles pour obtenir des prédictions de plus en plus réalistes, ce qui passe bien entendu par une meilleure compréhension des phénomènes physiques mis en jeu. Les études portent donc à présent sur une modélisation plus fine de chaque composant.

Parmi tous les composants que l'on trouve sur un compresseur centrifuge, les paliers lisses hydrodynamiques jouent un rôle majeur puisqu'ils assurent la liaison entre les parties tournantes, les rotors, et les parties fixes, les stators. Cependant, un film d'huile radial est nécessaire pour assurer leur bon fonctionnement.

L'objectif de ce mémoire est d'étudier l'instabilité des compresseurs centrifuges au niveau des paliers. Notre sujet intitulé : Instabilité des paliers des compresseurs – Calcul des paliers du compresseur centrifuge K-901 se divise en six chapitres :

- Le premier chapitre : qui contient la présentation lieu de stage.
- Le deuxième chapitre : qui contient des généralités sur les différents compresseurs centrifuges.
- Le troisième chapitre : c'est une description concernant le compresseur centrifuge K-901 qui j'ai vu en fonctionnement à l'unité centre de production d'Oued Nommer.
- Le quatrième chapitre : cette partie est consacrée à l'étude l'instabilité des paliers et les compresseurs centrifuges.
- Le cinquième chapitre : on donne le calcul des paliers du compresseur centrifuge K-901.

Enfin au Le sixième chapitre : se rapporte à la maintenance appliquée au compresseur centrifuges K-901.

I.1 Situation Géographique :

A une distance de **550Km** de la capitale et à **120 Km** de la Wilaya de Laghouat, sur une altitude d'environ **755m**, se situe la Daïra de Hassi R'Mel. Le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux, avec un climat sec et une faible pluviométrie (**180 mm** par an) et une humidité moyenne de **20%** en été et de **34%** en hiver. Les températures à Hassi R'Mel varient entre **5°** et **45°C**. La région est dominée par des vents violents qui soulèvent le sable jusqu'à **110Km** d'altitude et réduisent la visibilité à **15 m**.

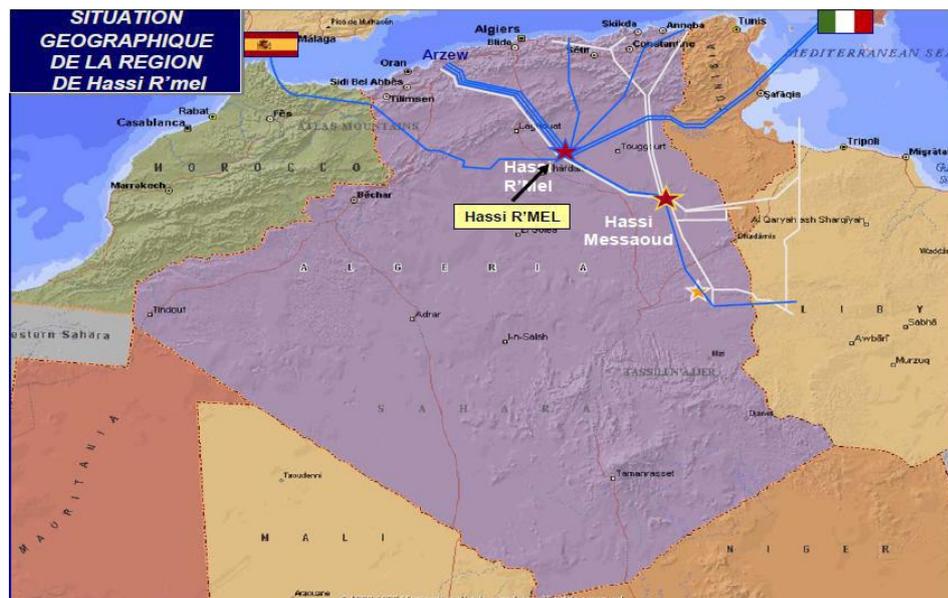


Figure I. 1 : Situation géographique de la région de Hassi R'Mel

Le gisement de Hassi R'Mel est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale. Il a une forme d'ellipse qui s'étale sur plus de **3500 km²**, **70km** du Nord au Sud et **50km** d'Est en Ouest, il se situe à une profondeur de **2200m**, sa capacité est de l'ordre de **3000** milliards mètres cubes récupérables.

Le gisement de Hassi R'Mel contient les éléments suivants :

- Gaz naturel
- Gaz de pétrole liquéfié GPL (c'est un gaz sous forme liquide)
- Condensat – Gazoline – Liquide

Cette richesse naturelle est convoitée par plusieurs entreprises nationales et étrangères pour tirer profit de son exploitation et faire des plans d'investissement tel que SONATRACH, SONELGAZ, ENGTP, GENERAL ELECTRIC, NOUVO PIGNONE, JGC ... etc.

I.2 Capacité de production et de stockage

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

I.3 Données techniques

L'unité se compose de :

- 1 Unité de séparation de brut en 3 étages avec deux fours de stabilisations.
- 4 Bacs de stockage de brut de 5 000m³ chacun et 1 bac de dessalage de 480m³.
- 2 Pompes d'expédition.
- 3 Trains de traitement de gaz et de production de condensat :
 - 3 Turbo-compresseurs.
 - 1 Unité de déshydratation avec tamis moléculaire.
 - 1 Unité de récupération de GPL et fractionnement.
 - 2 Sphères de stockage de GPL de 530m³ chacune.

Les utilités :

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

I.3.1. Représentation des secteurs de Hassi R'mel.

- Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de Hassi R'mel est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide.
- Les installations mises en œuvre sont comme suit :
 - **Zone Nord :**
 - 01 Module traitement gaz MPP 3. Puits producteurs
 - 01 Station Boosting nord SBN.
 - 01 Station compression nord SCN. Puits injecteurs

- **Zone Centre :**
- 03 Modules traitement gaz 0, 1, 4. Puits producteurs
- 01 Unité Commune au module 0 et 1
- 01 Station Boosting centre SBC
- 01 Station récupération gaz associés SRGA
- 01 Centre de stockage et transfert CSTF

•**Zone sud:**

- 01 Module traitement gaz MPP 2. Puits producteurs
- 01 Station Boosting sud SBS
- 01 Station compression sud SCS. Puits injecteurs
- 01 Unité traitement gaz - Djebel bisca. Puits producteurs et puits injecteurs
- 01 Unité traitement gaz - HR Sud. Puits producteurs et puits injecteurs

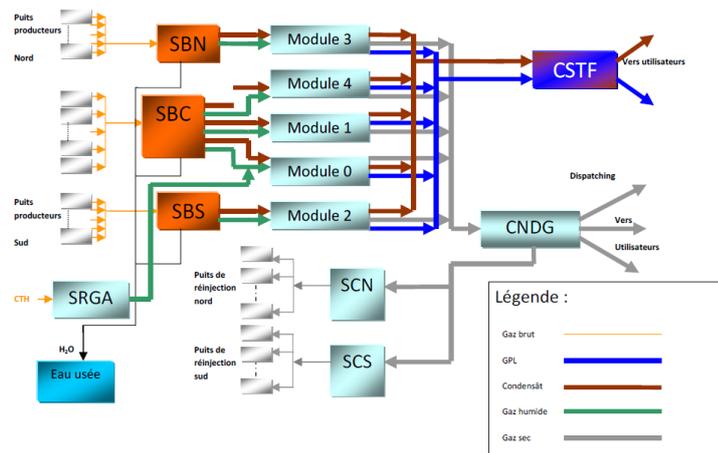


Figure I.2-SHEMA DU PROCESSUS INDUSTRIEL A HASSI R'MEL

I.1.4 Organisation de la direction régionale de HR

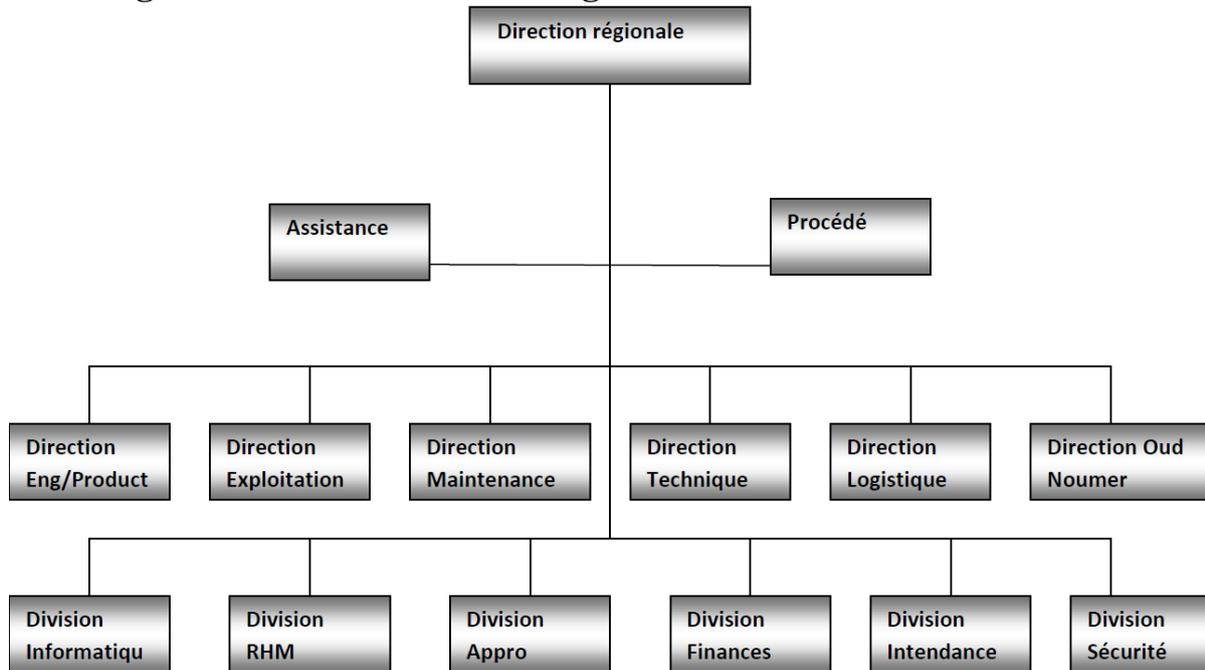


Figure I.3-Organigramme administratif

2. Description de la station SBC (Boosting)

I.2.1.Définition

C'est une unité de refoulement de gaz. Elle fait augmenter la pression et garde le débit du gisement d'alimentation des modules (0,1 et 4). Boosting vient d'un mot anglais (to boost) qui signifie amplifier en langue française. Alors Boosting est associé comme amplificateur (amplification).

Pourquoi la création de l'unité Boosting ? Avant la création de l'unité, les modules (0, 1 et 4) sont alimentés par des puits indépendants avec une pression de gisement des modules qui est supérieure à 100 kg/cm².

L'usage abusif des puits a fait que la pression diminue pour atteindre la contrainte minimale, qui est devenue un problème pour la production.

De ce fait, après des études, il a été suggéré

-la première est de diminuer la production.

-la seconde est de créer une station de refoulement.

La production joue un grand rôle sur les finances, alors pas question d'opter pour la première solution. Donc la création de l'unité est prioritaire afin de maintenir la production.

Le débit d'alimentation des modules est de 150 millions m³/jour :

- module 0 : 30millions m³/jour.
- module 1 : 60 millions m³/jour.
- module 4 : 60 millions m³/jour.

I.2.2. Différentes sections du Boosting

Section manifold : elle s'occupe de faire la collecte des gisements des puits (l'unité Boosting est ressourcee par 92puits).

Section utilité : regroupe les besoins de la station tels que :

- Aire de service (vanne, vérin...),
- Aire d'entretien (nettoyage),
- Azote (gaz inerte),
- Huile (alimente le turbo compresseur),
- Eau (nettoyage),
- Buffer gaz (compresseur à piston double effets) : il contribue au séchage du gaz

à l'aide d'un gaz pure (GPL).

Section réseau torche : c'est une section qui collecte toutes les sorties de sécurité dans un Ballon, qui à son tour, séparera le condensat et l'eau du gaz. Le condensat est renvoyé aux six modules, l'eau sera traitée avant d'être relâchée dans la nature. Les huiles et le condensat soutirés dans le traitement des eaux sont envoyés dans les bourbons pour être brûlés et le gaz sera orienté dans les torches afin d'être brûlé. Section turbo compresseur : c'est un ensemble de dispositif qui fait augmenter la pression, composé de trois parties essentielles :

- Partie auxiliaire
- Partie turbine
- Partie charge.

Section Supervision :

tous les systèmes de contrôle disponibles à SHDP HRM sont numériques. Parmi ces systèmes, on trouve :

- 1- **DCS** : c'est un système de contrôle des procédés, dans lequel les éléments régulateurs ne sont pas centralisés mais distribués, avec chaque système sous le contrôle d'un ou plusieurs régulateurs. Les éléments du système peuvent être connectés au réseau pour assurer les fonctions de communication, de conduite, de surveillance et de contrôle des équipements
- 2- distribués avec ou sans l'intervention d'un opérateur humain à distance. [3]
- 3- Le DCS est constitué de plusieurs sous –systèmes :
- 4- Les dispositions d'entrées/sorties
- 5- Les contrôleurs individuels (PLC régulateurs)
- 6- Les interfaces opérateurs (écran, souris, clavier)
- 7- La station de travail ingénieur
- 8- Le réseau de communication (bus) pour l'échange des informations

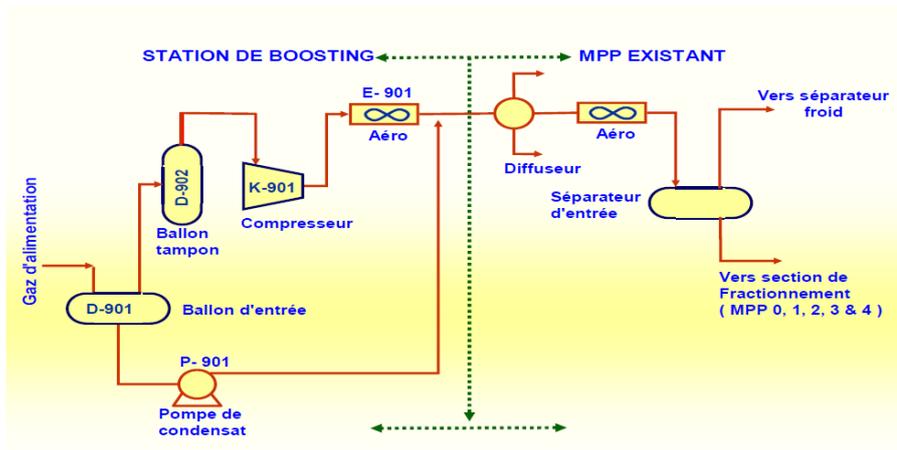


Figure I.4- schéma de principe du boosting.

I.3-Conclusion

Notre présence sur le terrain nous a permis de collecter toutes les informations concernant l'organisation de la société et le fonctionnement du processus. Ce dernier possède une machine dynamique indispensable dans la production, appelée Turbocompresseur qui fait l'objet de notre travail.

II.1. Introduction :

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

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

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

II.2. Type des compresseurs et classification :

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques, selon :

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

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

II.2.1. Les compresseurs volumétriques :

On divise cette famille en deux catégories (Fig.1) :

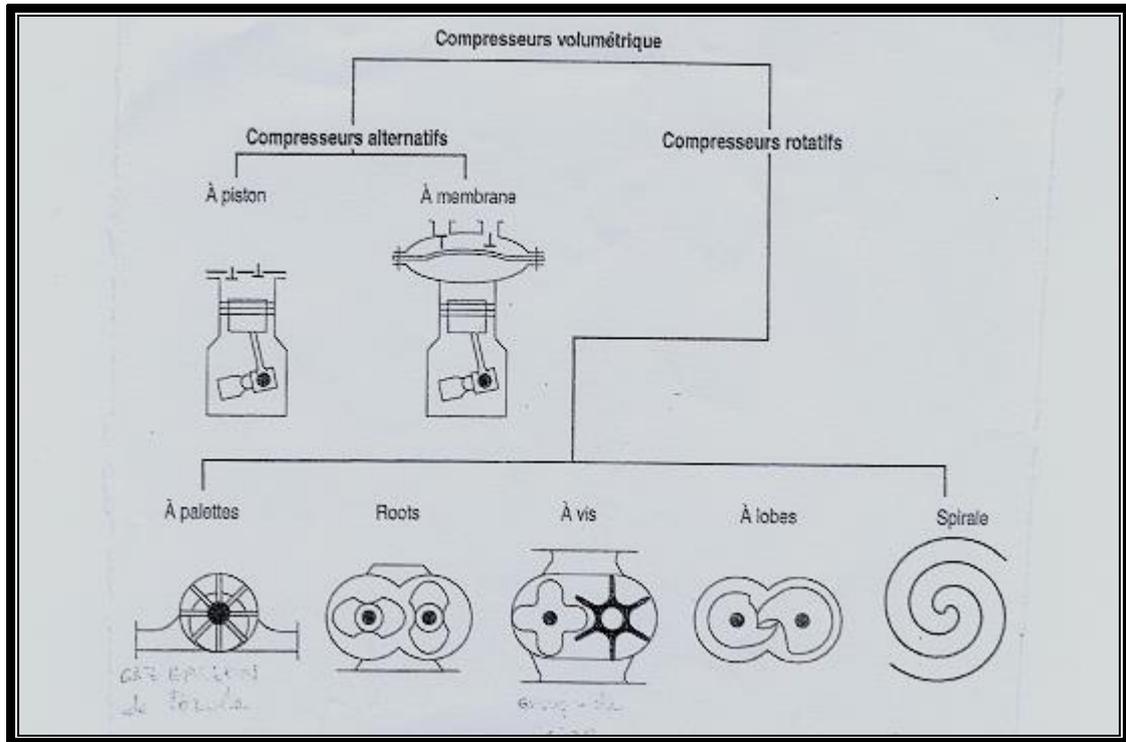


Fig.1 : Les types des compresseurs volumétriques

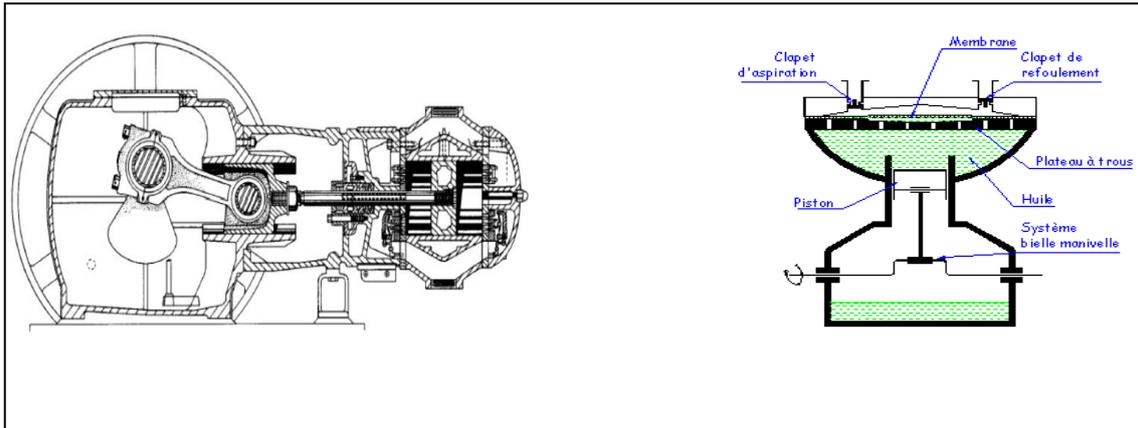
II.2.1.1. Les compresseurs alternatifs :

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

L'espace à disposition du gaz est réduit (le piston avance) et par conséquent la pression augmente, quand la pression est pareille à celle du circuit de haute pression le gaz est refoulé (Fig.2).

On distingue deux types :

1. Compresseur à piston : système bielle manivelle, système à barillet.
- 2.
- 3.
4. Compresseur à membrane.



Compresseur à piston

Compresseur à membrane

Fig.2 : Compresseurs alternatifs

II.2.1.2. Les compresseurs rotatifs :

Ils sont de plusieurs types, dont le principe de fonctionnement fondamental est le suivant :

- Le gaz est introduit dans un espace limité par le corps du compresseur et une partie de l'élément qui tourne (palettes, lobes, vis) (Fig.3).
- Le gaz est transporté de l'aspiration au refoulement.
- Mise en contact avec le circuit à haute pression.

On distingue les types suivants :

1. Compresseur à lobe.
2. Compresseur à palettes.
3. Compresseur à vis : compresseur mono vis, compresseur à double vis.
4. Compresseur à anneau liquide.

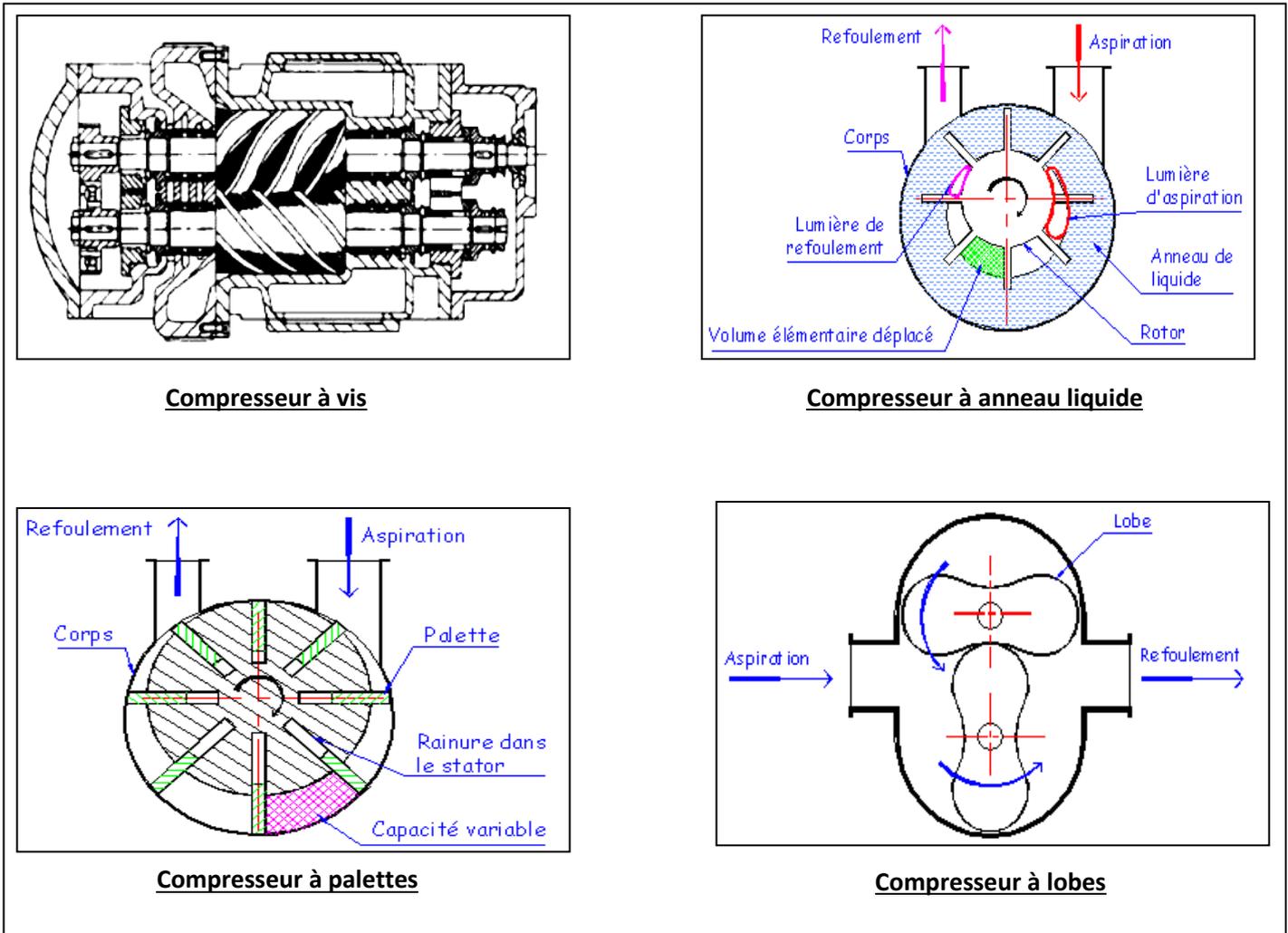


Fig.3: Compresseurs rotatifs

II.2.2. Les compresseurs dynamiques :

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiales et centrifuges (Fig.4)

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

L'indice principal de ces compresseurs est la continuité de l'écoulement de l'entrée à la sortie ; à l'entrée de la roue se passe la compression du gaz et l'augmentation de l'énergie cinétique.

L'énergie cinétique obtenue par le gaz est transformée en énergie potentielle dans les éléments immobiles.

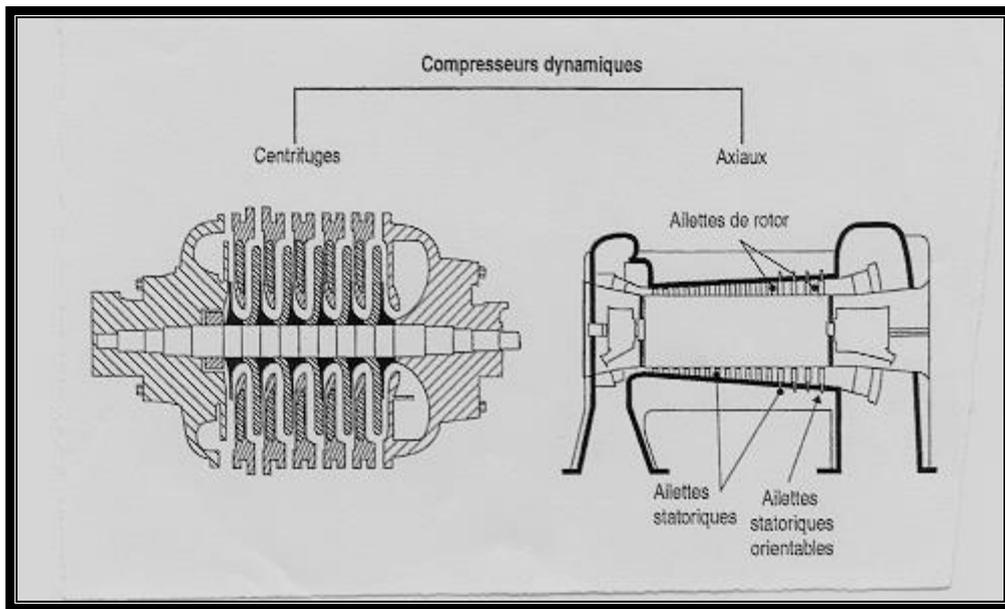


Fig.4 : Les types des compresseurs dynamiques

II.2.2.1. Les compresseurs axiaux :

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

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

II.2.2.2. Les compresseurs centrifuges :

Ces compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimique et pétrochimique ; ils sont très compacts et peuvent développer des puissances importantes comparées à leur taille ; dans leur plage de fonctionnement, ils n'engendrent pas de pulsation de pression au niveau des tuyauteries ; ces qualités permettent des installations légères, pour l'environnement de ces compresseurs.

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

II.3. Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuges :

II.3.1. Description générale :

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

Ce type de machine est constitué par (Fig.5) un corps extérieur contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé par l'arbre (C), une ou plusieurs roues (D), le piston d'équilibrage (E) et le collet (F) du palier de butée.

Le rotor entraîné par la machine motrice moyennant le moyeu (G) tourne sur les paliers porteurs (H) et est gardé dans sa position axiale par le palier de butée (I). Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe (L) et, si nécessaire, des étanchéités huile d'extrémité agissent sur le rotor.

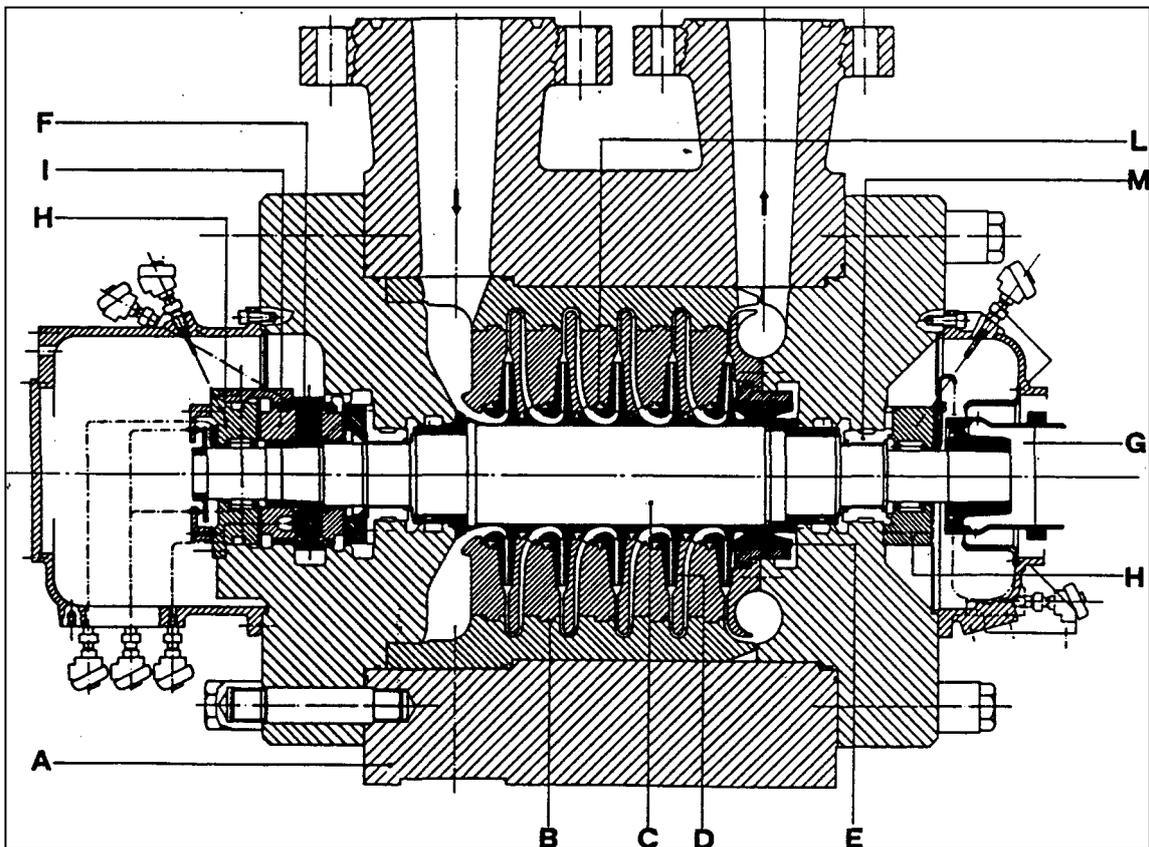


Fig.5 : Schéma d'un Compresseur centrifuge

II.3.2. Principe de fonctionnement :

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé **volute d'aspiration** et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (Fig.6).

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

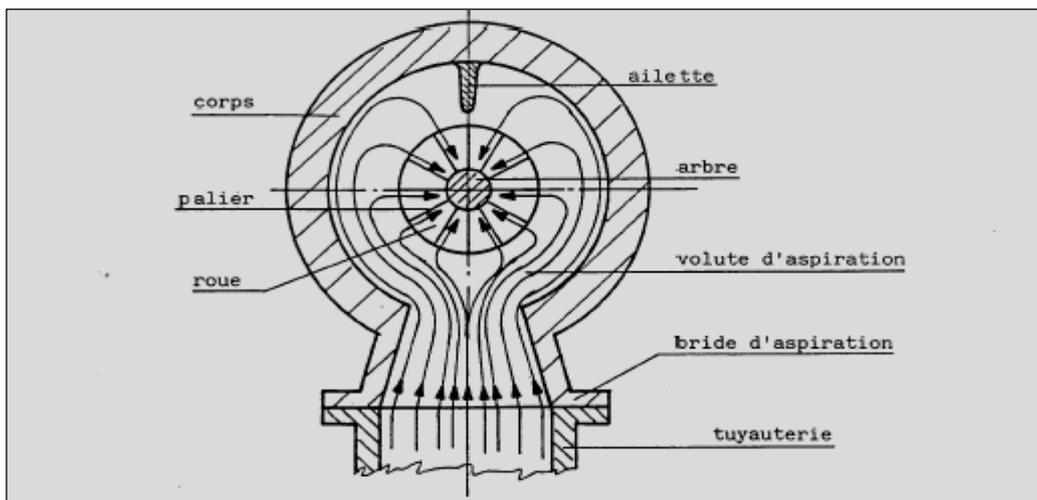


Fig.6 parcours du gaz à l'entrée du compresseur (brides d'aspiration)

Le gaz entre dans le **diaphragme** d'aspiration et donc aspiré par la première roue (Fig.7).

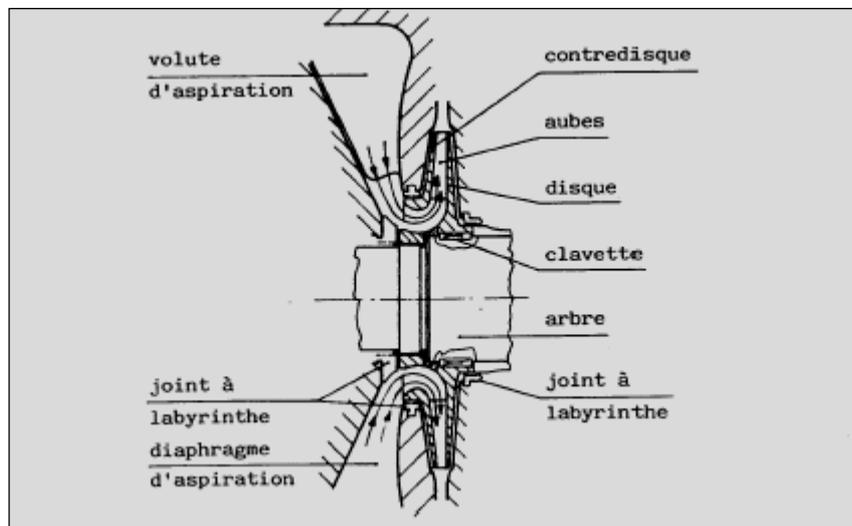


Fig.7 Parcours du gaz au niveau de l'impluseur

La **roue** pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle.

Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression.

Puis le gaz parcourt le canal de retour ; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes (Fig.8) qui ont à tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

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

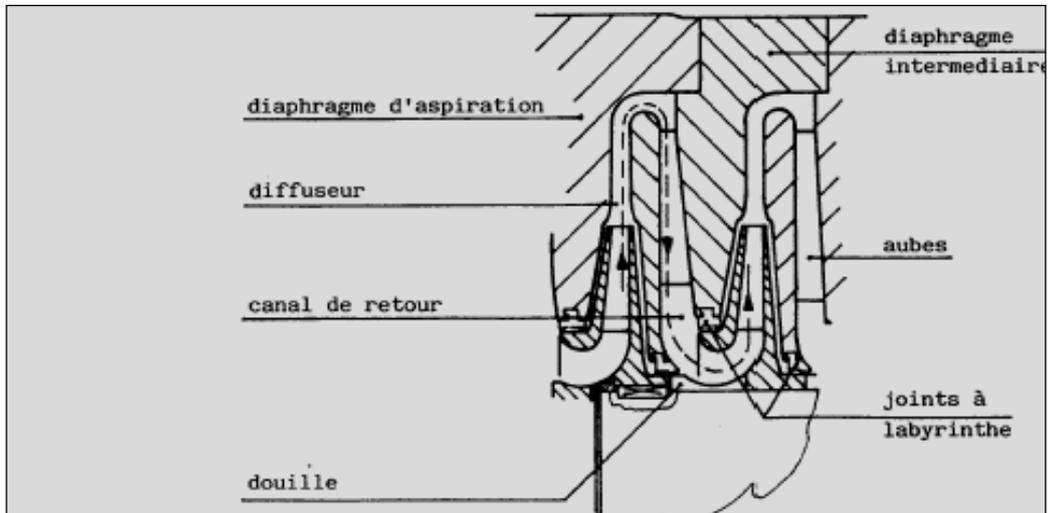


Fig.8

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée **volute de refoulement** qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement (Fig.9).

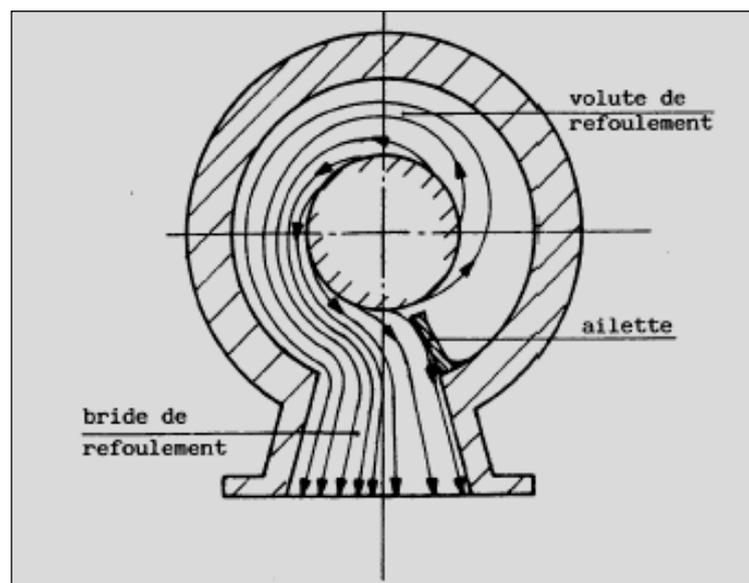


Fig.9

II.4. Type des compresseurs centrifuges :

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

II.4.1. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical :

Ces compresseurs (Fig.10) sont généralement multi étagés, et peuvent fonctionner à haute pression.

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

II.4.2. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal :

Ces compresseurs (Fig.11) fonctionnent généralement à de basses pressions et débits importants.

Le corps ouvert horizontalement est constitué évidemment de demi corps unis sur le joint horizontal ; les tubulures d'aspiration et de refoulement ainsi celles intermédiaires, les tuyauteries d'huile de graissage et tous les raccords du compresseur et le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi corps inférieur, ce qui permet une maintenance aisée.

L'enveloppe est moulée et généralement avec une surépaisseur de corrosion de 3 mm.

Les tubulures en fonderie ont utilisé une volute extérieure au niveau du refoulement pour réduire l'entraxe entre les paliers.

II.4.3. Compresseur avec corps en forme de cloche :

Le compresseur barrel à haute pression (Fig.12) ont des corps en forme de cloche et sont fermés par des segments au lieu que par des boulons.

II.4.4. Compresseur de canalisation :

Les corps de ces compresseurs (Fig.13) sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel.

II.4.5. Compresseur SR :

Il s'agit des compresseurs (Fig.14) appropriés pour des services à des pressions relativement basses. Leur particularité est le fait d'avoir plusieurs arbres et des roues relatives montées en porte-à-faux. Ces compresseurs sont généralement utilisés pour comprimer de l'air, de la vapeur et pour des applications géothermiques.

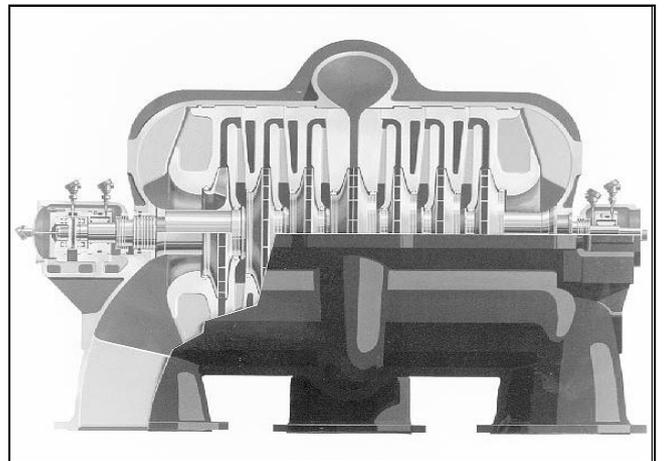
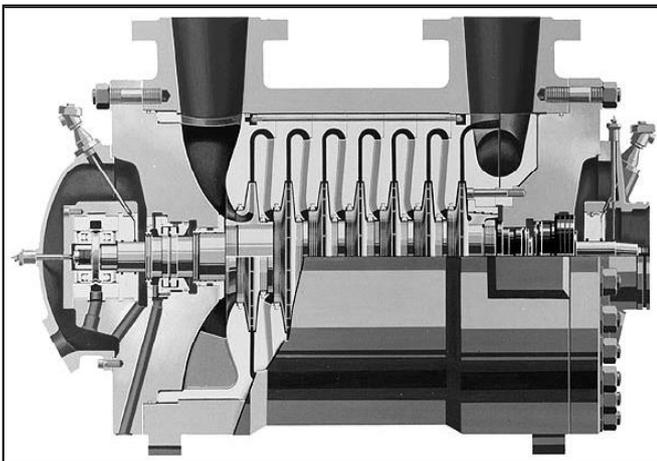


Fig.10

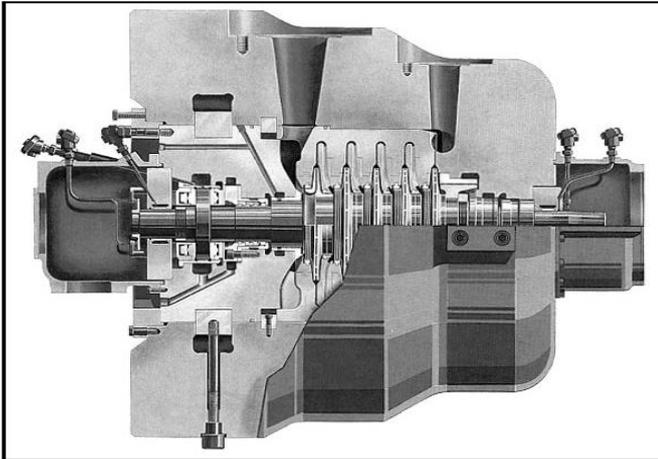


Fig.11

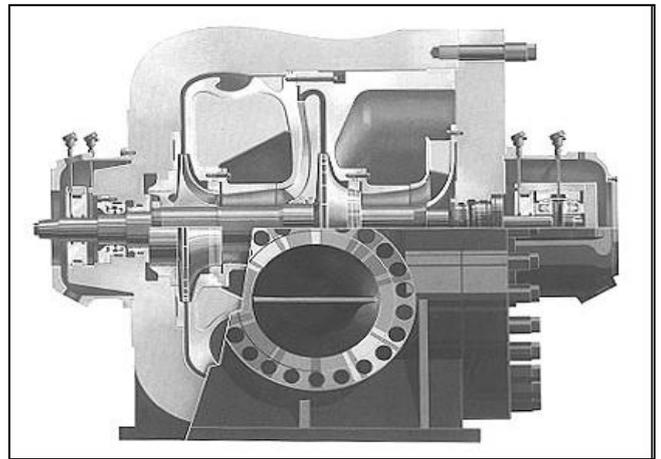


Fig.12

Fig.13

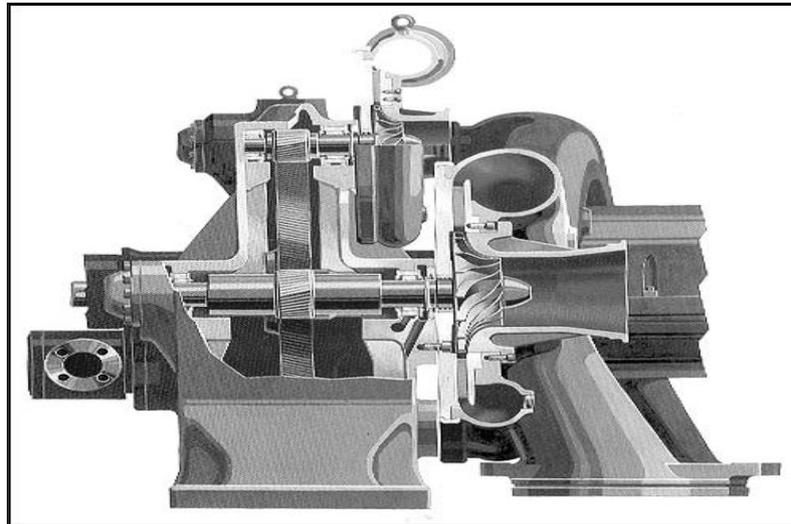


Fig.14

II.5. Triangle des vitesses et relation d'EULER :

II.5.1. Triangle des vitesses :

Une roue mobile de compression est schématisée sur la figure.15 où figurent ses caractéristiques géométriques :

r: rayon de la roue à l'entrée.

r: rayon de la roue à la sortie .

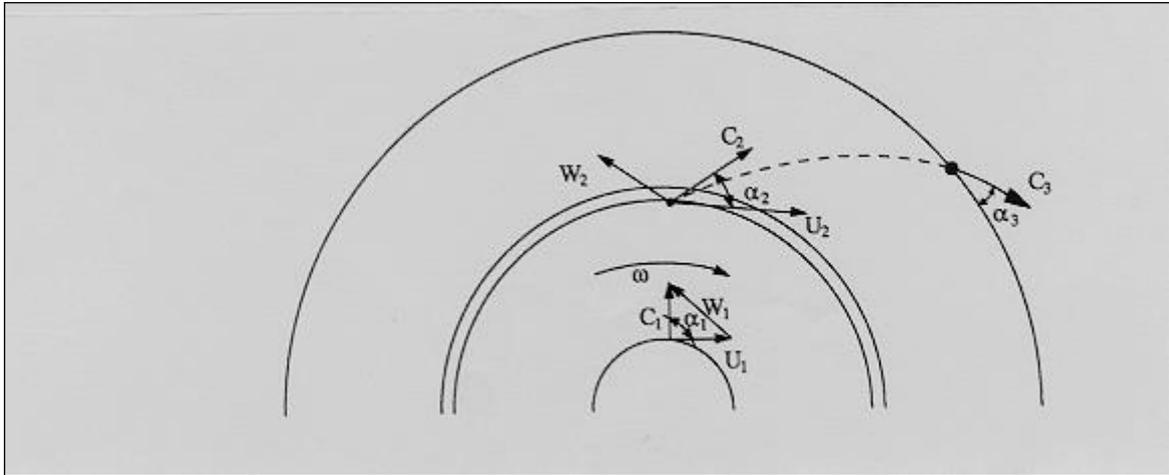


Fig.15 : Le triangle des vitesses

Soit N la vitesse de rotation en tours par minute et $N / 60$ la vitesse angulaire correspondante.

L'écoulement en chaque point est caractérisé par un triangle des vitesses déterminées par les trois vecteurs suivants : vitesse d'entraînement U_1 et vitesse relative W_1 et La vitesse absolue C_1 .

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

A l'entrée de la roue (point (1)), on peut définir :

- La vitesse absolue C_1 telle que : $C_1 = Q_v / S = Q_m / \rho_1 \cdot S_1$

Avec ρ_1 la masse volumique du fluide et S_1 la section de passage.

- La vitesse C_1 est radiale.

- La vitesse d'entraînement \mathbf{U}_1 telle que : $U_1 = r_1 \omega$.

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

$$\vec{C}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$$

A la sortie de la roue (point (2)), on a également :

- La vitesse absolue \mathbf{C}_2 se décompose en vitesse débitante \mathbf{C}_{2r} (projection de \mathbf{C}_2 sur le rayon) et en vitesse tangentielle \mathbf{C}_{2u} (projection de \mathbf{C}_2 sur la tangente à la roue).
- La vitesse d'entraînement \mathbf{U}_2 telle que : $U_2 = r_2 \omega$.
- La vitesse relative \mathbf{W}_2 avec :
$$\vec{C}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2$$

II.5.2. Relation d'EULER :

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

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

$$\mathbf{C} = Q_m (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

Du système d'équation :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{P} = \mathbf{C} \omega \\ \mathbf{C} = Q_m (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \\ \mathbf{P} = Q_m g H_{th} \end{array} \right.$$

\mathbf{P} : la puissance.

\mathbf{H}_{th} : hauteur théorique.

On déduit :

$$H_{th} = \frac{(U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1)}{g}$$

Par ailleurs l'entrée du gaz étant pratiquement toujours axial $\alpha_1 = \pi/2$ et $\cos \alpha_1 = 0$

D'où:

$$H_{th} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

Où: $W_{th} = U_2 \cdot C_{u2}$

W_{th} : travail théorique.

II.6. Evolution des pressions dans un étage de compression :

L'évolution des pressions dans un étage de compression a l'allure des courbes représentées sur la figure.16.

En effet, le fluide amont, aspiré dans une enceinte ou circulant à faible vitesse (pour limiter les pertes de charge) dans une tuyauterie d'amenée, est accéléré dans un convergent ; une partie de sa pression est transformée en pression dynamique ; la pression statique baisse. L'énergie introduite au niveau de la roue mobile est transformée en partie en pression statique P , en partie en pression dynamique, la somme des deux étant représentée par la pression totale

P_t .

Le diffuseur, en ralentissant l'écoulement, récupère de la pression statique ; cette récupération se fait avec des pertes ; la pression totale, de ce fait, baisse.

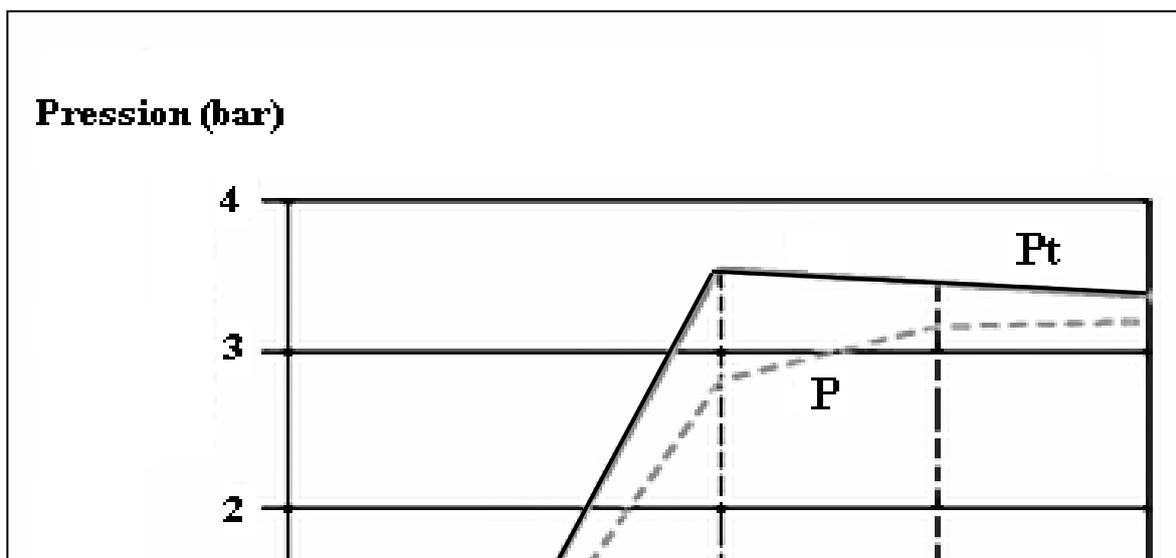




Fig.16 : Evolution des pressions dans un étage de compression

II.7. Poussé axiale :

Le rotor du compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale, dirigée du coté du refoulement vers l'aspiration, cette poussée est due aux différentes pressions agissant sur les surfaces externes de chaque roue (Fig.17).

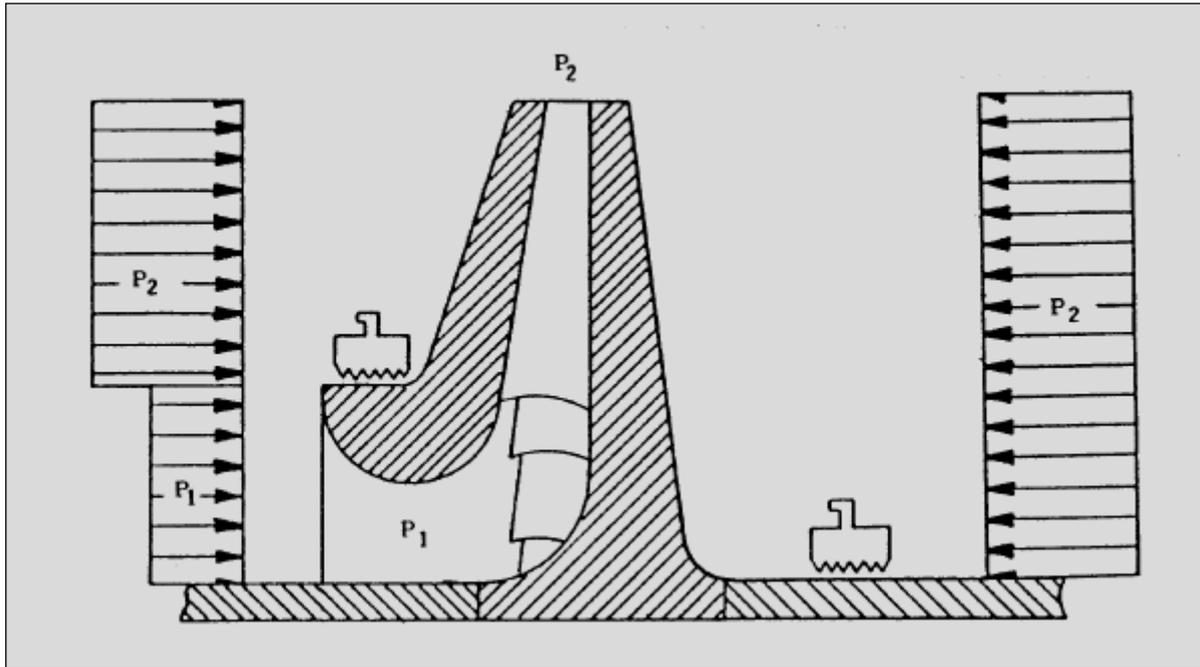


Fig.17

La poussée est alors :

$$Poussée_{roues} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{é tan chéité}}^2 - D_{\text{arbre}}^2) \cdot \Delta P \cdot n_{roue}$$

Dans les appareils monocellulaires, il est possible de supporter cette poussée par une butée mécanique.

Dans les appareils multicellulaires, cette poussée doit être compensée par celle d'un piston d'équilibrage dont le diamètre est sensiblement égal à celui des garnitures d'ouies des roues.

II.8. Piston d'équilibrage (tambour d'équilibrage) :

Pour compenser les forces axiales des roues, un piston d'équilibrage est ajouté sur l'arbre, le diamètre extérieur de ce piston est calculé pour équilibrer les forces axiales sur le rotor. Ce piston d'équilibrage a généralement d'un côté la pression de sortie de la dernière roue et de l'autre la pression d'aspiration. Cette pression d'aspiration est ramenée dans la chambre à voissant le piston par un tuyautage externe au compresseur reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur. Ce dispositif a l'avantage de limiter les poussées axiales des roues, de permettre le fonctionnement des étanchéités de bout d'arbre à la pression d'aspiration, mais génère des recirculations internes diminuant le rendement polytropique de compresseur.

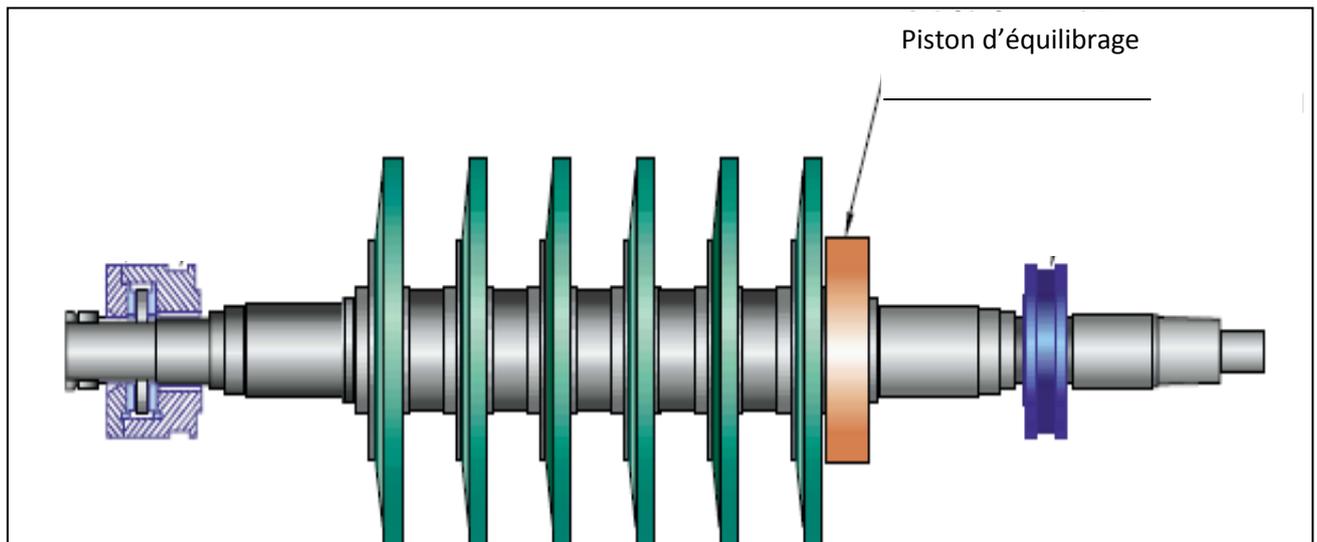


Fig.18 : Coupe d'une machine multicellulaire

III.1. Définition :

Le gaz industriel est comprimé de 1,52 bar à 37,5 bar par quatre étapes de compression avec un compresseur centrifuge basse pression du type **K-901** et un compresseur haute pression du type 29 M 10. Le compresseur de type Thomassen à deux étage, comportant (8) roues, actionné par une turbine à gaz du type MS 5002 B NUVO-PIGNONE.

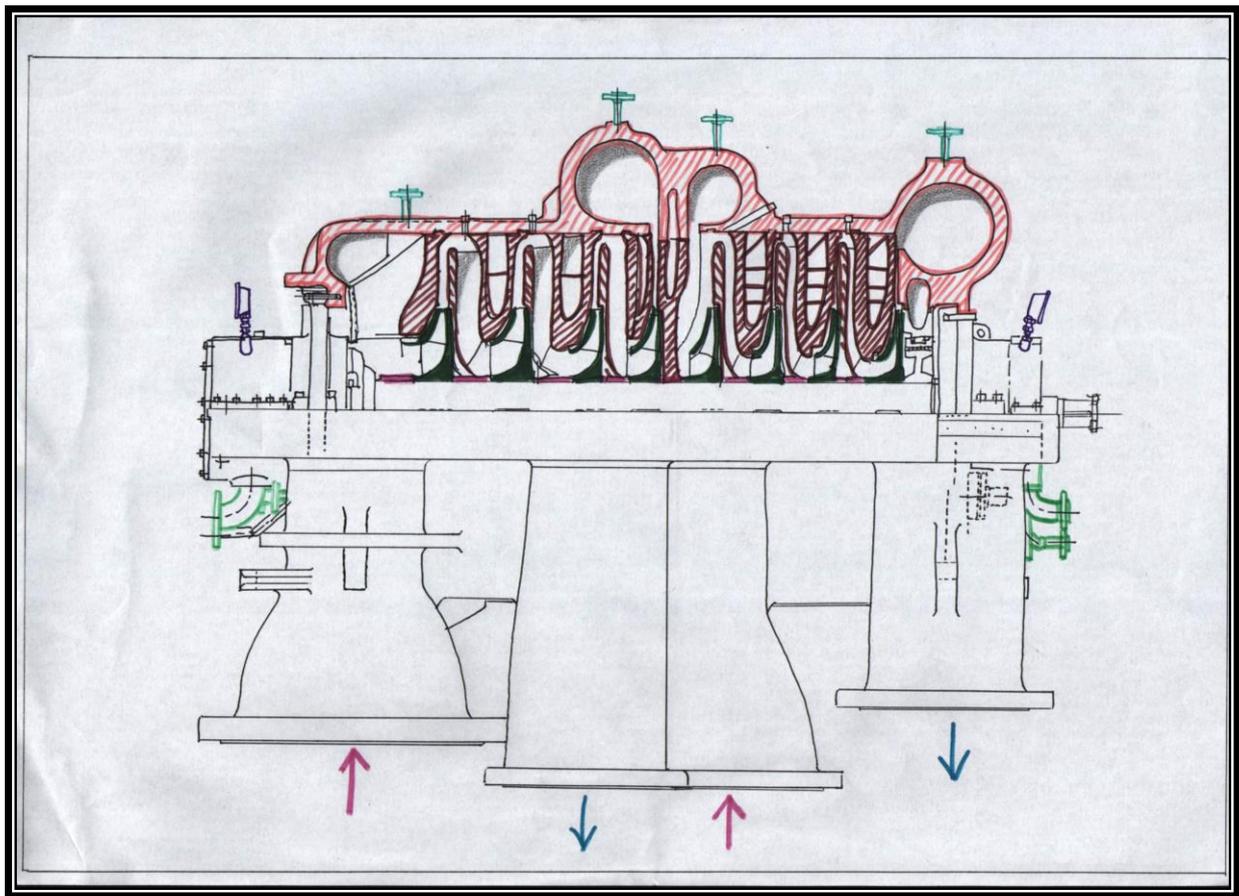


Fig.19: Schéma simplifié du Compresseur K-901

III.2. Caractéristique et performance du compresseur K-901 :

Modèle	29 M 10 ISO
Numéro de série	1.2.0508
Localisation	E-GB-206 BP
Gaz	Gaz de charge
Poids moléculaire	20.08
Capacité	38.877 m ³ /h
Pression d'aspiration	1.52 bar
Température d'aspiration	39.44 °C
Pression de refoulement	8.17 bar
Température de refoulement	123 °C
Puissance absorbée 4 kW	4289 KW
Vitesse nominale	6195 tr/min
Vitesse maximale	6505 tr/min
Pression opérationnelle maximale	11.6 bar
Température opérationnelle maximale	148 °C
Première vitesse critique	2851 tr/min
Deuxième vitesse critique	3722 tr/min

Matériau du bâti	ASTM A 216 Cr. WEB
Type de Palier porteur	Kingsbury
Type de palier de butée	Tilt-shoe (5-PAD)
Garniture extérieure	Labirynthe
Poids du compresseur	12370 Kg

III.3. Description du compresseur k-901 :

Le compresseur **k-901** comprend principalement un ensemble statorique (corps, diaphragmes, étanchéités, et paliers) et un ensemble rotatif (rotor constitué par un arbre, des roues et un tambour d'équilibrage) qui assure leur fonctionnement :

III.3.1. Corps du k-901 :

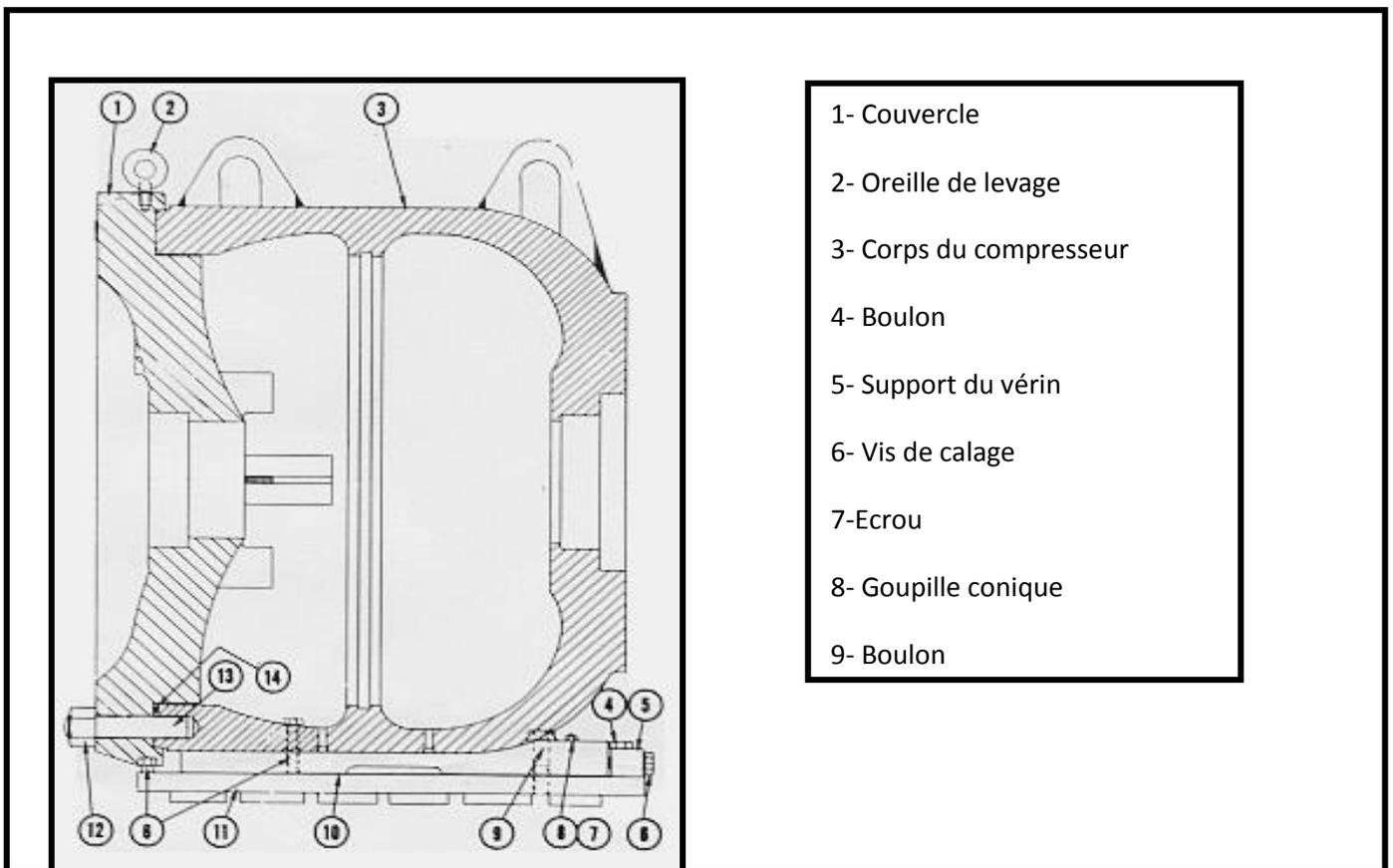


Fig.20 : Corps du compresseur

Le corps du compresseur est en acier moulé ; un couvercle avec diffuseurs d'aspiration , permet l'accès aux ensembles aérodynamique ; des vis de calage sont prévues dans le socle du corps pour l'alignement.

Orifices de purge cotée inférieure du corps permettent de vidanger le corps de toute huile en excès ; pour protéger le corps contre une surpression ou température excessive, des capteurs de sécurité sont prévus.

III.3.2. Diaphragmes du K-901:

Les diaphragmes constituent le profilage aérodynamique de la partie fixe du compresseur, ils sont divisés en trois types :

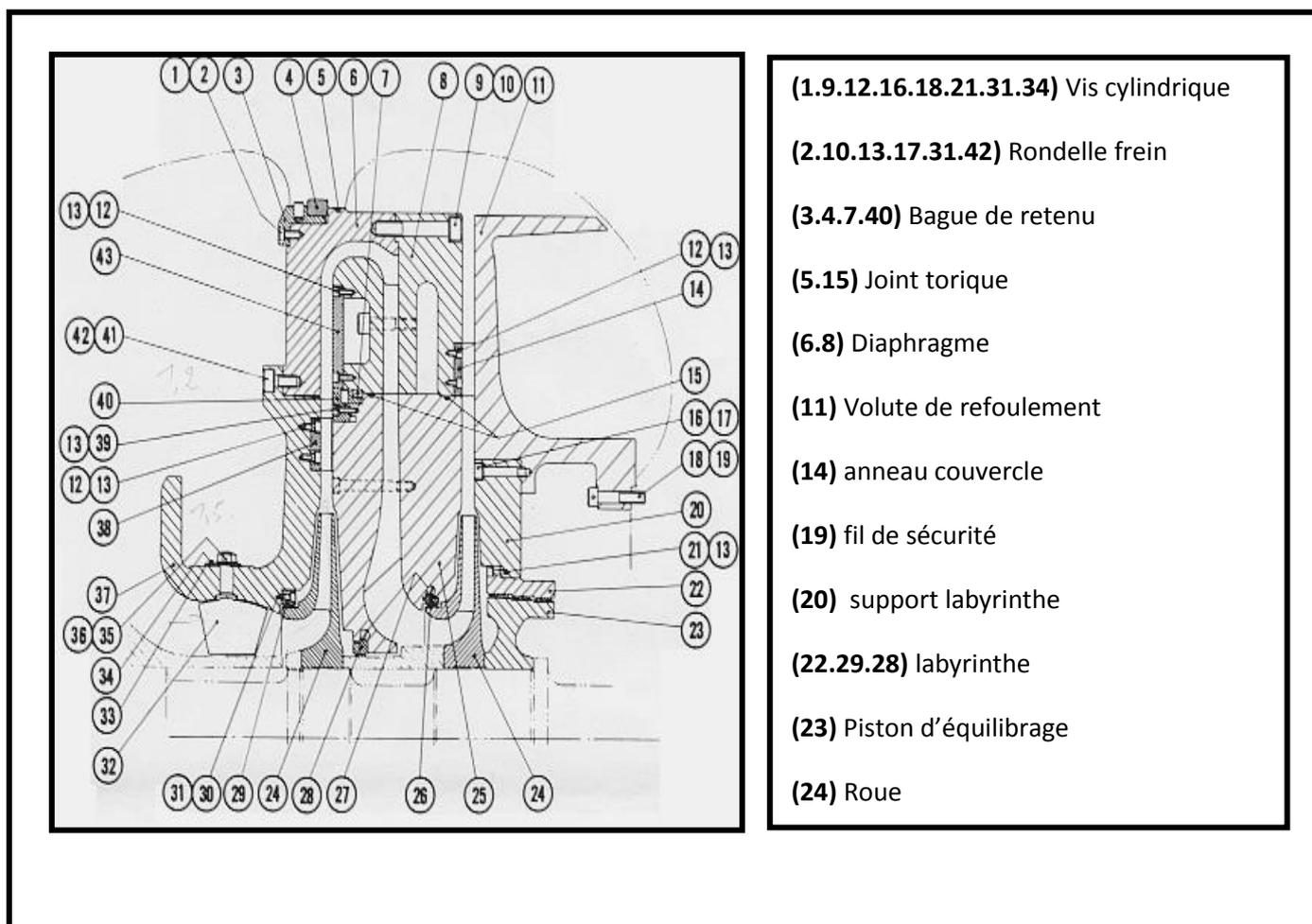


Fig.21 : Ensemble aérodynamique du K-901

III.3.2.1. Diaphragme d'aspiration :

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

III.3.2.2. Diaphragmes intermédiaires :

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

III.3.2.3. Diaphragme de refoulement :

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

Chaque diaphragme contient des anneaux en labyrinthe qui servent d'étanchéité sur le contre-disque de la roue.

III.3.3. Ensemble rotor du K-901:

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

III.3.3.1. L'arbre :

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

III.3.3.2. Les roues :

Les roues sont frettées sur l'arbre avec un serrage de tolérance négative pour éviter leur desserrage aux hautes vitesses de vibration due aux forces centrifuges. Elles sont constituées d'un disque, les aubes et un contre disque. Leur construction est en acier allié (la norme AFNOR : 35NCD6)

ayant des propriétés mécaniques élevées mais à faible pourcentage de carbone pour obtenir une bonne soudure.

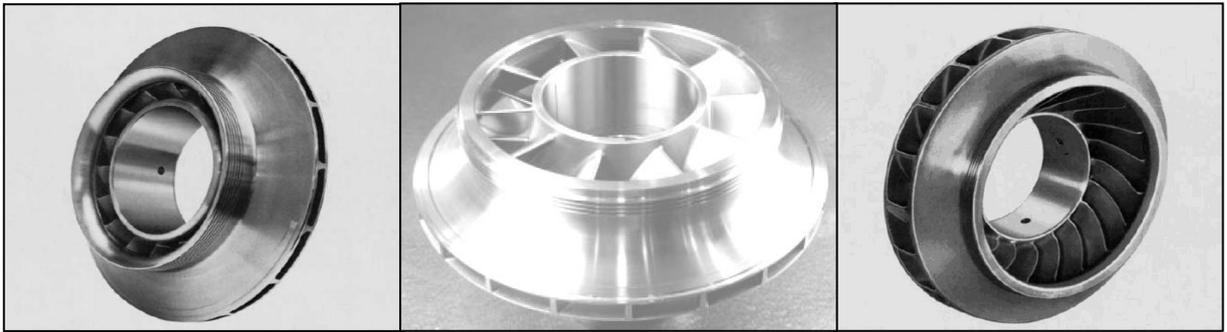


Fig.22: Schéma des roues

III.3.3.3. Piston d'équilibrage :

Il est monté après la dernière roue, sur une clavette de calage comme les roues, il est en acier X12C13. Il a pour but de diminuer la poussée axiale due à la différence de pression agissant sur les roues, dirigée vers l'aspiration.

III.3.4. Les paliers du K-901 :

III.3.4.1. Paliers porteurs :

Le rotor est porté par deux paliers lisses à patins oscillants et à lubrification forcée.

L'huile sous pression arrive aux paliers radialement et passe à travers des orifices pour lubrifier les patins et les taquets. L'huile sort ensuite latéralement.

Les patins porteurs sont réalisés en acier revêtu de métal blanc. Ils sont solidaires des taquets en acier et sont en place dans leur logement formé par le carter et par deux bagues d'étanchéité d'huile. Chaque palier est bridé au support de palier par un chapeau de palier.



Fig.23: Schéma des paliers lisses à patins oscillants

III.3.4.2. Paliers de butée :

Le palier de butée est du type à secteur flottant. La butée se compose de deux paliers (actif et inactif) chacun avec six patins oscillants, séparés par un collet en acier ; La butée est capable de supporter des charges dans les deux directions et les patins son conçus de façon à distribuer la poussée axiale du rotor également à chaque patin.



Fig.24: Schéma de la butée

III.3.4.3. Disque de butée :

Le disque de butée est trempé et rectifié sur ces deux faces il est monté sur l'arbre pour maintenir le rotor dans sa position axiale correct.

III.4. Système d'étanchéité du K-901:

III.4.1. Etanchéités à labyrinthe (internes) :

Les étanchéités internes installées entre les ensembles statorique et rotorique du compresseur et servant à réduire les pertes de gaz pouvant se produire entre des zones à pression différentes, sont du type labyrinthe.

Une étanchéité à labyrinthe se compose d'une bague dont la périphérie porte une série de lames ayant un jeu réduit avec le rotor.

Les bagues sont en alliage léger résistant à la corrosion et de dureté inférieure à celle du rotor afin d'éviter d'endommager le rotor en cas de contact accidentel. Ces bagues sont fabriquées en deux moitiés.

La moitié supérieure de chaque bague est vissée au diaphragme correspondant. Les demis-bagues inférieures peuvent être facilement enlevées en les faisant tourner dans leur logement sur les diaphragmes.

Les étanchéités sont montées en correspondance avec les composants suivants de l'arbre : les disques des roues, les manchons de l'arbre situés entre les roues et le tambour d'équilibrage.

Le même type d'étanchéité est installé en bout d'arbre pour réduire les pertes de gaz de la partie interne du compresseur.

III.4.2. Etanchéités à huile (étanchéités en bout d'arbre) :

Les étanchéités placées aux deux extrémités de l'arbre vers l'intérieur des paliers, empêchent la sortie du gaz corps du compresseur. A chaque extrémité, l'étanchéité est assurée par une série d'étanchéité à labyrinthe et une étanchéité à l'huile.

Les étanchéités à huile se composent de deux bagues : une bague intérieure et une bague d'étanchéité extérieure; les bagues sont réalisées en acier dont la partie intérieure est en métal antifricction, montées avec un jeu minimum sur l'arbre.

Les bagues flottent dans leur logement et sont libres de suivre les mouvements en sens radial de l'arbre tout en lui demeurant concentriques. Une clavette empêche les bagues de tourner.

La bague extérieure et la bague intérieure placées l'une en face de l'autre sont maintenues écartées par une série des ressorts de façon à former une chambre annulaire entre la bague extérieure et la bague intérieure, dans laquelle l'huile d'étanchéité est poussée à une pression légèrement supérieure à celle du gaz de la chambre immédiatement en amont de la bague intérieure. Le film d'huile entre la bague intérieure et l'arbre empêche le gaz de sortir le long de l'arbre.

L'huile sortant de la bague extérieure (également appelée « anneau de basse pression ») traverse un système sous pression atmosphérique avant de retourner dans le réservoir principal. L'huile sortant de la bague intérieure (également appelée « bague ou anneau de haute pression ») empêche la fuite du gaz et est recueillie par les purges automatiques.

La chaleur se dégageant dans les bagues d'étanchéité est évacuée directement par l'huile sortant de l'anneau extérieur parce que le débit de cette huile est de loin supérieur à celui de l'huile s'écoulant de l'anneau intérieur.

Ceci est dû aux différentes valeurs de jeu des anneaux et aux pressions différentes que l'huile rencontre à la sortie : la pression atmosphérique pour l'huile sortant de l'anneau extérieur et la pression légèrement inférieure à celle d'entrée pour l'huile sortant de l'anneau intérieur.

La pression d'huile à la sortie des étanchéités est maintenue constamment plus haut que celle de gaz par un système automatique d'alimentation et réglage.

Les étanchéités à labyrinthe installées à l'intérieur par rapport aux étanchéités à huile, sont en alliage léger comme celles montées sur les diaphragmes. Des chambres intermédiaires sont aménagées entre les labyrinthes de façon à équilibrer la pression du gaz.

Les labyrinthes sont conçus de façon à ce que l'huile sortant de la bague intérieure (anneau de haute pression) ne puisse s'infiltrer à l'intérieur du compresseur.

III.5. Machine d'entraînement de K-901:

C'est une turbine à condensation, alimentée en gaz avec échappement dans un condenseur sous vide, elle est de type à action à 9 étages, l'étanchéité est assurée par des joints et des labyrinthes,

Le graissage des paliers est assuré par circulation d'huile à basse pression (le circuit de graissage et d'étanchéité pour le compresseur et la turbine est commun),

Un circuit d'huile haute pression alimente les différents organes de régulation et de sécurité.

III.5.1. Caractéristique et performance :

Les caractéristiques de la machine sont résumées dans le tableau suivant :

Machine d'entraînement
Turbine à gaz

Constructeur	Générale Electrique
Modèle	MS 5002 B
Puissance nominale	14000 HP
Vitesse nominale	5840 tr/min

III.6. Accouplement de K-901 :

Accouplement	Turbine / Compresseur	Compresseur/Multiplicateur de vitesse
Type	Flexible	Flexible
Constructeur	Waldron	Waldron
Modèle	HSM	HSM
matériau anneau d'espacement	Acier	Acier

III.8. Circuit d'huile de graissage et d'étanchéité:

Les circuits d'huile de graissage et d'étanchéité est commun, le système (figure.25) se compose de :

III.8.1. Réservoir (FB 203) :

Le réservoir de capacité de 9400 L est équipé d'une chaufferette électrique pour donner la viscosité souhaitée à l'huile pendant le démarrage, et un clarificateur (GP 201) pour séparer les polluants.

Dans quelque cas, il pourrait entrer dans le réservoir une telle quantité de gaz qu'en formeraient des mélanges explosifs ; pour l'éviter, on injecte à la surface d'huile un léger flux de gaz inerte (N₂).

III.8.2. Pompes de lancement et entraînement:

L'huile est soutirée du réservoir et envoyée dans le circuit grâce à un circuit de pompes.

Le système comprend deux pompes:

- Une turbopompe (GA 207 B) (En marche).
- Une motopompe (GA 207 A) (En arrêt).

Ces deux pompes sont appropriées pour le fonctionnement continu et ont la même capacité. Elles sont entraînées par des moteurs électriques. La pompe auxiliaire est munie d'une commande de démarrage automatique.

La tuyauterie de refoulement de chaque pompe est munie d'une soupape de sectionnement, une soupape de sûreté, un clapet anti-retour, et une soupape d'isolement.

Les deux tuyauteries de refoulement se réunissent en une seule tuyauterie.

III.8.3. Réfrigérant (EA 218 AB) :

L'huile sort du compresseur à 64 °C d'où elle doit être refroidie de manière à conserver une bonne viscosité et il est donc prévu un système de refroidissement constitué par deux échangeurs en parallèle.

III.8.4. Accumulateur (FA 214) :

L'huile qui sort des échangeurs est envoyée dans un accumulateur qui a une capacité de 1400 L et dispose d'une ligne (vanne) d'arrivée d'azote.

III.8.5. Filtres (FD 201 AB) :

Pour disposer d'une excellente lubrification des paliers et des dispositifs d'étanchéité, mais aussi pour éviter l'usure, il faut maintenir en circulation de l'huile propre ; c'est la raison pour laquelle deux filtres en parallèle travaillent alternativement.

III.8.6. La distribution de l'huile :

L'huile filtrée sera distribuée en deux branches :

- **L'huile de graissage (LO) :**

L'huile filtrée à la température et pression exigée, arrive à une conduite principale dans laquelle les conduites d'huile de graissage des paliers sont taraudées.

Il y a un orifice calibré dans chaque conduite d'huile de palier, en adaptant ainsi un niveau de pression approprié. Le niveau de pression est indiqué par un manomètre local.

Il y a des thermo-éléments installés sur chaque palier pour le contrôle de la température du métal blanc.

Il y a des indicateurs de débit et des thermomètres locaux installés sur les conduites de retour de l'huile des points de graissage.

Les conduites de sortie de l'huile sont taraudées dans le seul récepteur duquel l'huile est portée vers le réservoir principal.

Les débits et pression au niveau des paliers : de la turbine, le compresseur GB 201 BP, multiplicateur de vitesse, le compresseur HP sont donnés dans le tableau suivant :

L'huile d'étanchéité (SO) :

	Compresseur BP	Compresseur HP
Pression	5	11.34
Débit	55.2	96

Comme on peut le voir sur la figure.31 le circuit d'huile d'étanchéité est piqué du circuit de graissage, il est conçu pour empêcher les fuites de gaz de l'intérieure du corps du compresseur.

L'huile est envoyée entre les deux bagues (HP et BP) à une pression maintenue constamment supérieure à la pression du gaz d'environ 0.5 Kg/cm^2 , de façon à éviter la fuite du gaz vers l'extérieur et ne permettre qu'à une petite quantité d'huile de traverser la bague de HP et d'entrer en contact avec le gaz.

Pour maintenir un ΔP constant de l'ordre de 0.4 à 0.5 Kg/cm^2 entre l'huile et le gaz, on utilise un système qui se base fondamentalement sur la régulation automatique d'une soupape différentielle huile/gaz qui maintient le ΔP souhaité.

III.8.7. Séparateurs :

L'huile contaminée passe dans des séparateurs afin de séparer l'huile du gaz.

III.8.8. La caisse d'huile (FA 211) :

L'huile séparée est récupérée dans une caisse d'huile où elle sera purgée. L'huile propre retourne au réservoir (le circuit en pointillé dans le schéma) grâce à un by-bass avec une vanne automatique assurant le retour de l'huile.

III.8.9. Instrumentation montée sur le circuit d'huile :

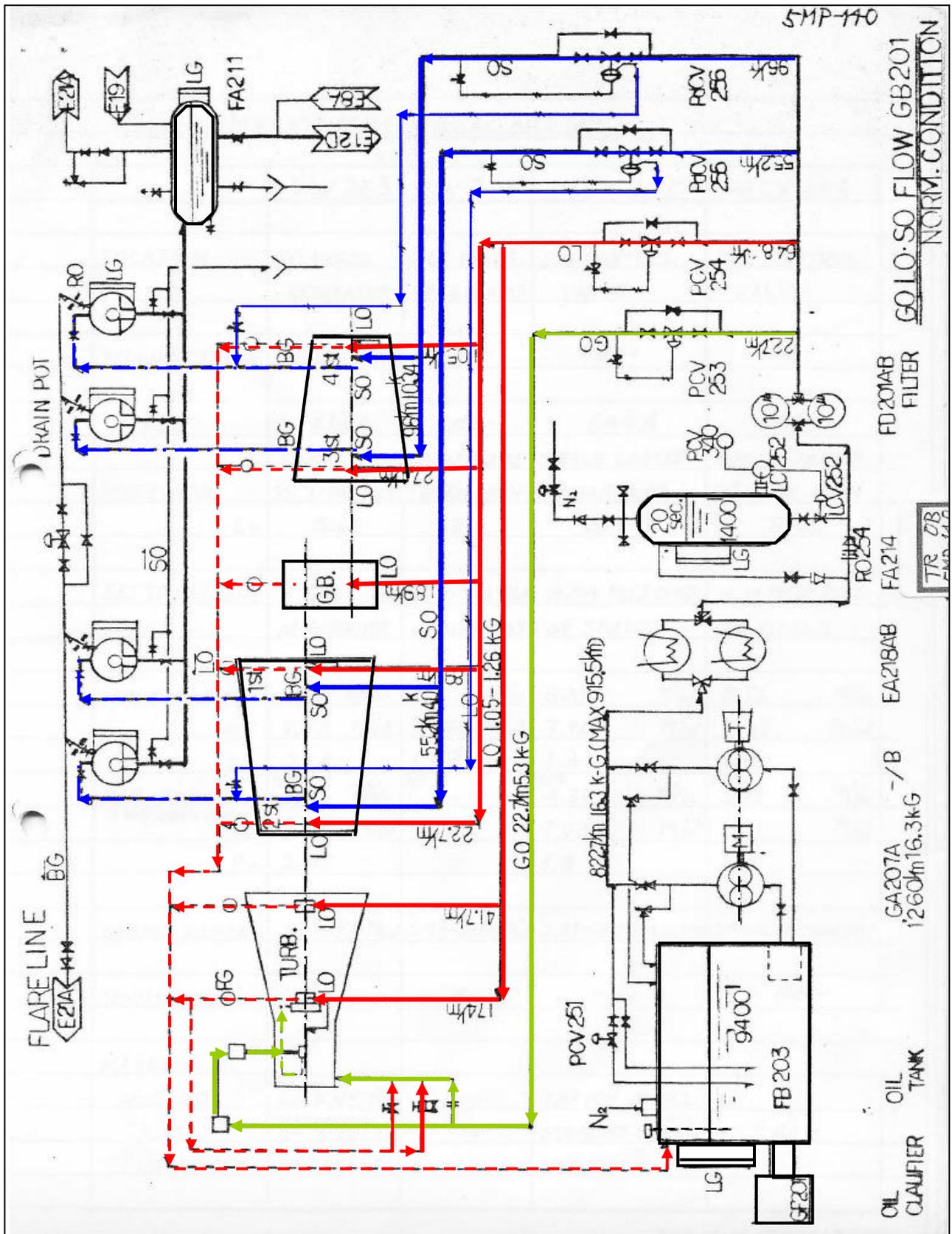
- Vannes PCV.
- Vanne PDCV.
- Interrupteur de niveau monté sur le réservoir d'huile.
- Indicateur de température.
- Pressostat de démarrage de la pompe auxiliaire.
- Manomètre différentiel sur les filtres.
- Thermostat pour haute température du collecteur des paliers.
- Pressostat pour alarme et arrêt d'urgence en cas de basse pression. .

III.8.10. Caractéristique de l'huile :

L'huile utilisée est l'ISO VG 32, elle est constituée d'une base raffinée spéciale avec quelques additions pour améliorer ces caractéristiques qui est les suivants :

- Bon index de viscosité
- Bas point de congélation
- Résistance au moussage
- Bonne résistance à l'oxydation
- Séparation rapide de l'eau

Caractéristique	ISO VG 32
Masse volumique à 40° c	854.2 Kg/m ³
Viscosité cinématique à 40°c	32 centistokes
Viscosité cinématique à 100 c°	5.36 centistokes
Indice de viscosité	97
Point d'écoulement	-9°c
Point d'éclair	440



PARTIE I : L'instabilité des paliers lisses hydrodynamiques

.1. Introduction :

Considérons une machine tournante dans un état permanent, c'est à dire où les valeurs de ses paramètres sont constants pendant la durée d'une observation .La stabilité, l'instabilité concernent la nature des comportements autour des états permanents possibles de la machine.

L'analyse théorique se fait en général, par la manipulation d'équations différentielles à coefficients constants définies dans un domaine linéaire, à l'intérieur duquel les amplitudes sont faibles. Si l'amplitude des vibrations diverge, le système devient instable .En théorie, l'amplitude devient infinie pour des systèmes linéaires. En pratique,ils suivent un comportement non linéaire qui freine l'amplitude des mouvements .Il en résulte un état vibratoire que l'on appelle "cycle limite" dont l'amplitude,dés lors limitée,est déterminée par les non linéarités du système. La plupart des vibrations subsynchrones sont auto-excitées, par opposition par exemple aux vibrations forcées d'un balourd qui sont elles synchrones. Leur caractéristique est d'être indépendante de toute force externe inhérente aux machines tournantes. Le système possède un mécanisme de transfert énergétique interne qui délivre l'énergie de façon périodique et la fréquence à laquelle cette énergie est fournie coïncide avec une fréquence propre du système.

La gravité de ce type d'instabilités est souvent relativisée étant donné qu'aux basses fréquences,on n'enregistre que des accélérations faibles sur le rotor .Les niveaux vibratoires atteints n'occasionnent donc pas de risques transitoires de destruction totale de la structure .

En revanche on constate que les seuils de déclenchement d'alarme en déplacement sur les paliers sont largement dépassés. Parallèlement, les cycles limitent provenant de frottements solides entre un rotor et son enveloppe provoque en général des usures qui obligent à des remplacements de pièces pour éviter une perte de rendement voire une destruction de la machine.

IV.2. Les paliers :

Les paliers sont des composantes mécaniques conçues pour soutenir les axes. Le rôle des paliers est d'assurer le mouvement libre et la position dans l'espace des arbres et des essieux et, en même temps, de reprendre les charges qui agissent sur eux et les transmettre à la partie fixe de la machine. De plus, les paliers sont aussi utilisés dans le montage des pièces rotatives sur des essieux fixes, comme par exemple: poulies, roues, engrenages, etc.

La transmission des charges à la partie fixe de la machine se réalise par l'intermédiaire des surfaces en contact: la surface extérieure de l'axe qui est supporté et la surface intérieure de l'alésage du palier utilisé. Pour réduire le frottement et par conséquent l'usure des surfaces en mouvement relatif, trois techniques distinctes peuvent être utilisées:

- On place des éléments roulants (billes, rouleaux, aiguilles, etc.) et on obtient ainsi des paliers (ou des glissières) à roulements.
- On place des éléments magnétiques (bobines, aimants,..) et on obtient ainsi des paliers magnétiques.
- On introduit un film de lubrifiant (huile, graisse ou oxyde de surface) entre les surfaces en mouvement relatif et on obtient ainsi des paliers lisses.

IV.2.1. Les paliers à roulements (liaison rigide) :

Les roulements sont manufacturés en série. Ils sont offerts en plusieurs dimensions et capacités de charge. Afin de pouvoir comparer les produits d'un manufacturier à l'autre, les capacités de charge sont évaluées pour des conditions de vitesse et de durée normalisées. Essentiellement, on choisit un roulement en ramenant les conditions particulières de l'application aux conditions normalisées.

IV.2.2. Les paliers magnétiques :

Les paliers magnétiques sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement ni contact. Leur domaine de prédilection concerne les applications à très haute vitesse de rotation, celles pour lesquelles il faut minimiser les pertes, éviter l'usure, ne pas polluer un environnement sensible par des poussières ou un lubrifiant,

supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance.

IV.2.3. Les paliers lisses (liaison fluide) :

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés ; les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique tournant à l'intérieur un alésage en présence de lubrifiant. Sur certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, etc.....

Les paliers lisses peuvent être classés en considérant le type du fluide utilisé et le mode de formation du film :

- Les paliers lisses hydrodynamiques.
- Les paliers lisses hydrostatiques.
- Les paliers aérodynamiques.
- Les paliers aérostatiques.

IV.3. Les paliers lisses hydrodynamiques :

Un palier lisse hydrodynamique est constitué de deux éléments, l'arbre généralement en acier de rayon R_a et le coussinet en bronze ou en acier régulé de rayon intérieur R_c et de longueur L . Ainsi, un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs : le jeu radial $C = R_c - R_a$, le rapport C/R (ou jeu relatif de l'ordre de 10^{-3}) et le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier. La figure.26 présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous charge. Les points O_a et O_c représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet et W désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

A l'arrêt, (fig.26a), l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance O_cO_a est égale au jeu radial C .

Au démarrage, fig.26b, l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet. Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, il y a création d'un champ de pression

hydrodynamique qui s'oppose à la charge (fig.26c). Pour une vitesse de rotation stable, et une charge W constante, le centre de l'arbre O_a occupe une position fixe à l'intérieur

du coussinet. Si le torseur des forces extérieures se réduit à une force unique \vec{W} qui agit dans le plan de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et du coussinet sont parallèles. Deux paramètres sont alors nécessaires pour positionner O_a par rapport à O_c . On utilise habituellement la distance $O_c O_a$ appelée excentricité e et l'angle que fait la direction de la charge \vec{W} avec la ligne des centres $\vec{O_c O_a}$ appelé angle de calage Φ .

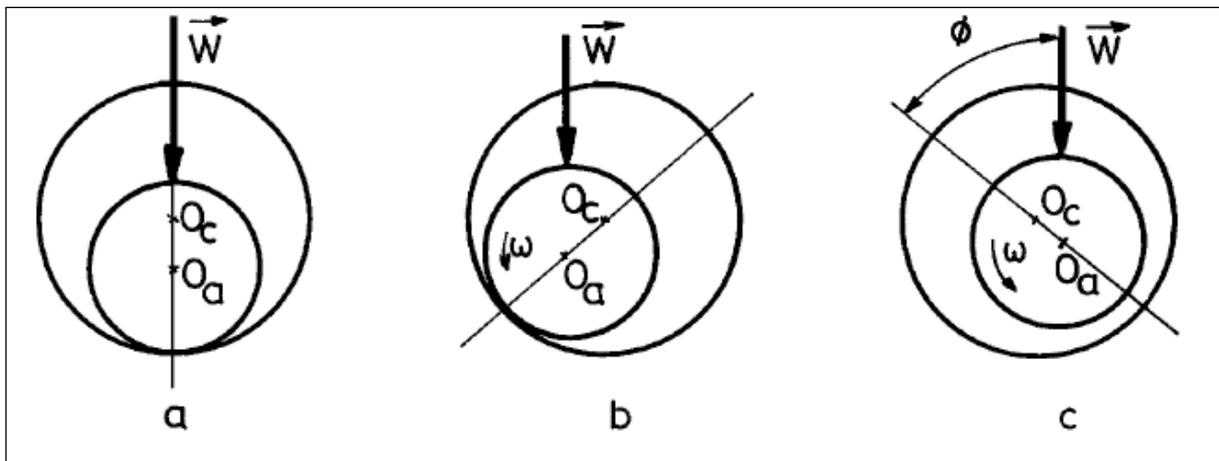


Fig.26: Schématisation d'un palier lisse hydrodynamique

IV.4. Caractéristiques et performances des paliers lisses hydrodynamiques :

IV.4.1. Caractéristiques et performances stationnaires :

Les principales caractéristiques stationnaires étudiées dans la littérature sont :

- la charge portante ou capacité de charge du palier.
- le couple de frottement en phase de frottement sec et en fonctionnement, c'est à dire une fois que le film d'huile est créé.
- les débits de fluide dans le palier.
- l'élévation de la température en fonctionnement du fluide, (pertinent pour les vitesses de rotation élevées).

Ces différentes caractéristiques dépendent bien entendu de la géométrie du palier et de ces propriétés mécaniques :

- dimensions extérieures : longueur, diamètre.
- géométrie interne : nombre et forme des lobes, jeux radiaux.
- raideur de la structure, variation d'une extrémité à l'autre des lobes.

Mais aussi des conditions de fonctionnement qui sont en général :

- l'excentricité de l'arbre dans le palier.
- la vitesse de rotation du mobile.
- la viscosité d'huile.
- la pression ambiante.
- la température ambiante.

Les principales tendances présentées sont, par exemple :

- évolution de la capacité de charge en fonction de la vitesse à excentricité constante.
- évolution de la capacité de charge en fonction de l'excentricité à vitesse constante.
- évolution de la capacité de charge en fonction de la raideur de la structure.
- évolution de la capacité de charge avec la température de fonctionnement.
- évolution du couple de frottement fluide en fonction de la vitesse de rotation.
- évolution du couple de frottement fluide en fonction de la charge appliquée au palier.

C	Jeu radial $C = R_c - R_a$ [m]	ϵ	Excentricité relative $\epsilon = e/C$
----------	--------------------------------	------------------------------	--

Dans notre étude nous nous limiterons au régime hydrodynamique établi et nous supposons que l'écoulement du fluide à travers le palier est isotherme, laminaire et permanent. Le processus de calcul des caractéristiques et performances stationnaires d'un palier peut être divisé en 4 parties:

- Ecriture de l'équation donnant l'épaisseur du film lubrifiant.
- Ecriture de l'équation de Reynolds correspondant au palier étudié.
- Définition des conditions aux limites sur la pression.
- Résolution des équations et calcul des performances.

Ra	Rayon de l'arbre [m]	e	$e = OaOc $ Excentricité [m]
Rc	Rayon du coussinet [m]	Φ	Angle de calage [degré]
D	Diamètre du palier [m]	μ	Viscosité dynamique [Pa s]
L	Longueur du palier [m]	Ω	Vitesse angulaire de l'arbre [rad/s]
N	Vitesse de rotation de l'arbre [tr/s]	F_r, F_t	Composantes de l'action du film d'huile sur l'arbre
R	Rayon du palier [m]	P	Pression hydrodynamique [Pa]
W	Charge portante [N]	S	Nombre de Sommerfeld
H	Epaisseur du film d'huile [m]	θ, z	Coordonnées circonférentielles et axiales du palier.

IV.4.1.1. Notation :

IV.4.1.2. Equation de base :

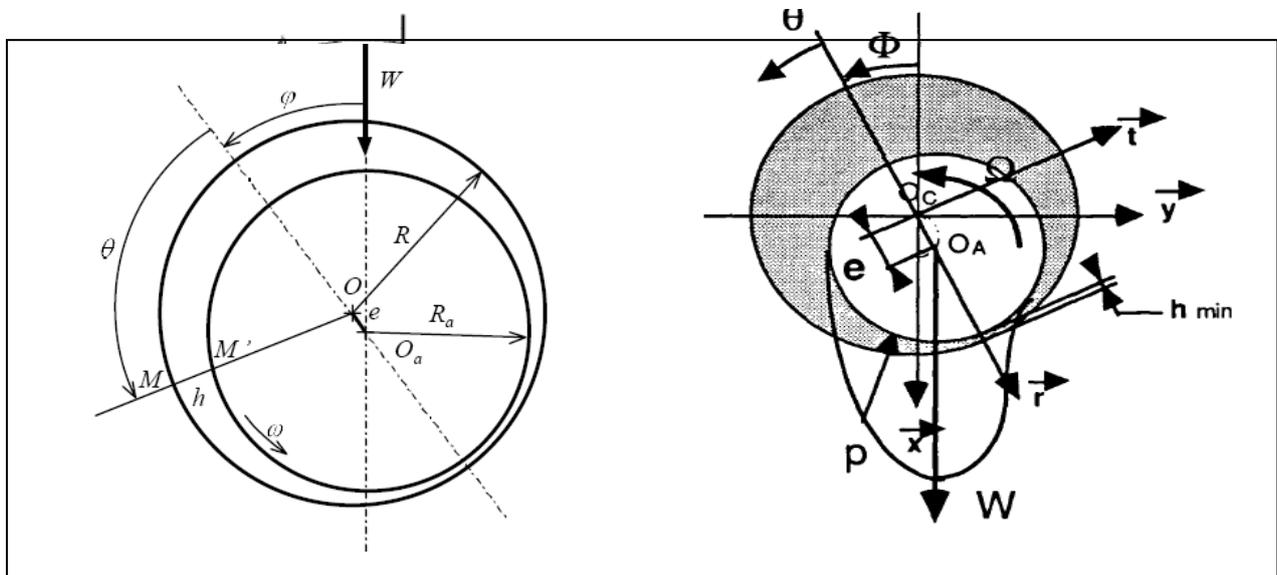


Fig.27: Section droite du palier

Pour un coussinet cylindrique et rigide, l'équation géométrique du film s'écrit :

En raison du confinement du film d'huile et de son laminage, les effets de viscosité deviennent prépondérants ($Re \ll 1$). Dans le cas d'un écoulement laminaire, on peut utiliser l'équation de Reynolds aux dérivées partielles d'ordre 2 de type elliptique qui n'admet pas, sauf dans le cas de palier long ou court, de solution analytique. Celle-ci s'écrit:

Pour un palier court, on peut négliger les gradients de pression selon θ par rapport à ceux selon z . Il reste:

Si la pression est nulle aux extrémités du palier, il vient:

Donc:

En admettant qu'il s'agit d'un palier complet sans rainure axiale d'alimentation. La condition de Gumbel (Fig.28) à la frontière dans le cas du palier court est la plus fréquemment employée, car elle corrobore assez bien les résultats expérimentaux et conserve à l'équation de Reynolds son caractère linéaire. Elle prend l'hypothèse que les pressions négatives sont négligeables, donc que:

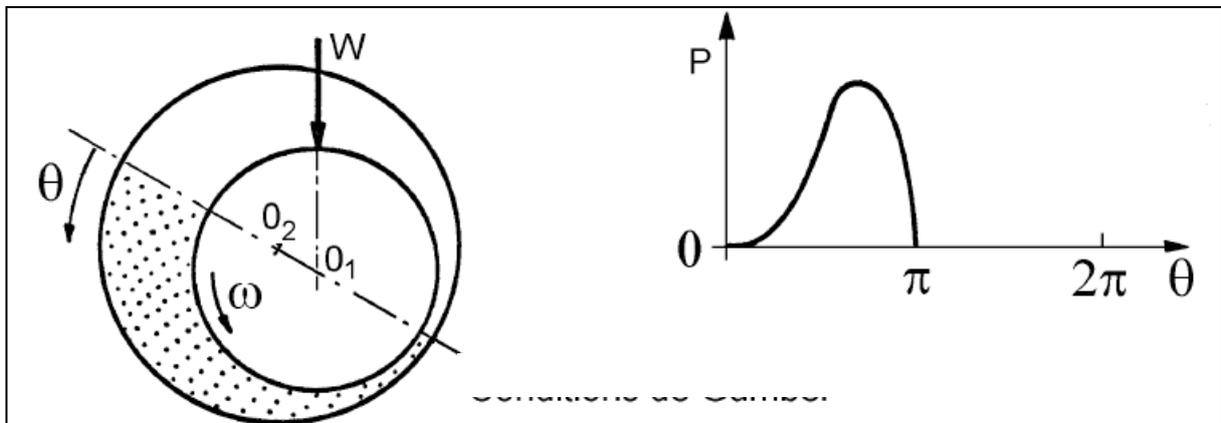


Fig.28: conditions de Gumbel

$$P(\theta, z) > 0 \text{ pour } 0 < \theta < \pi$$

$$P(\theta, z) = 0 \text{ pour } \pi < \theta < 2\pi$$

Pour calculer la charge apparente W et l'angle de calage Φ , il faut intégrer le champ de pression sur la surface de l'arbre. Pour cela, on projette les forces de pression selon deux directions orthogonales et dont l'une est colinéaire à la ligne des centres (Fig.29).

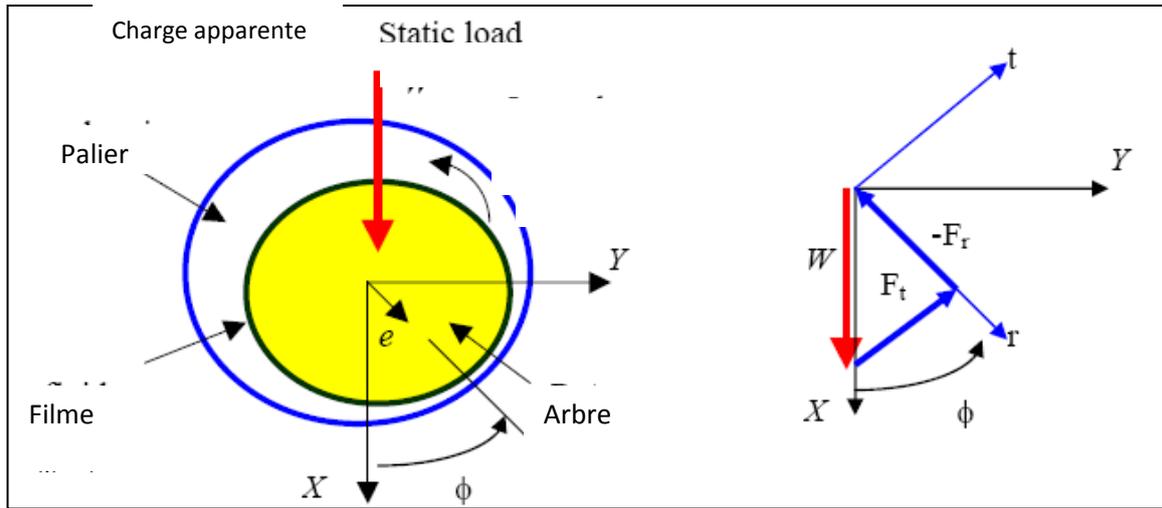


Fig.29: Les forces d'équilibre stationnaire

Donc les équations d'équilibre statique s'écrivent :

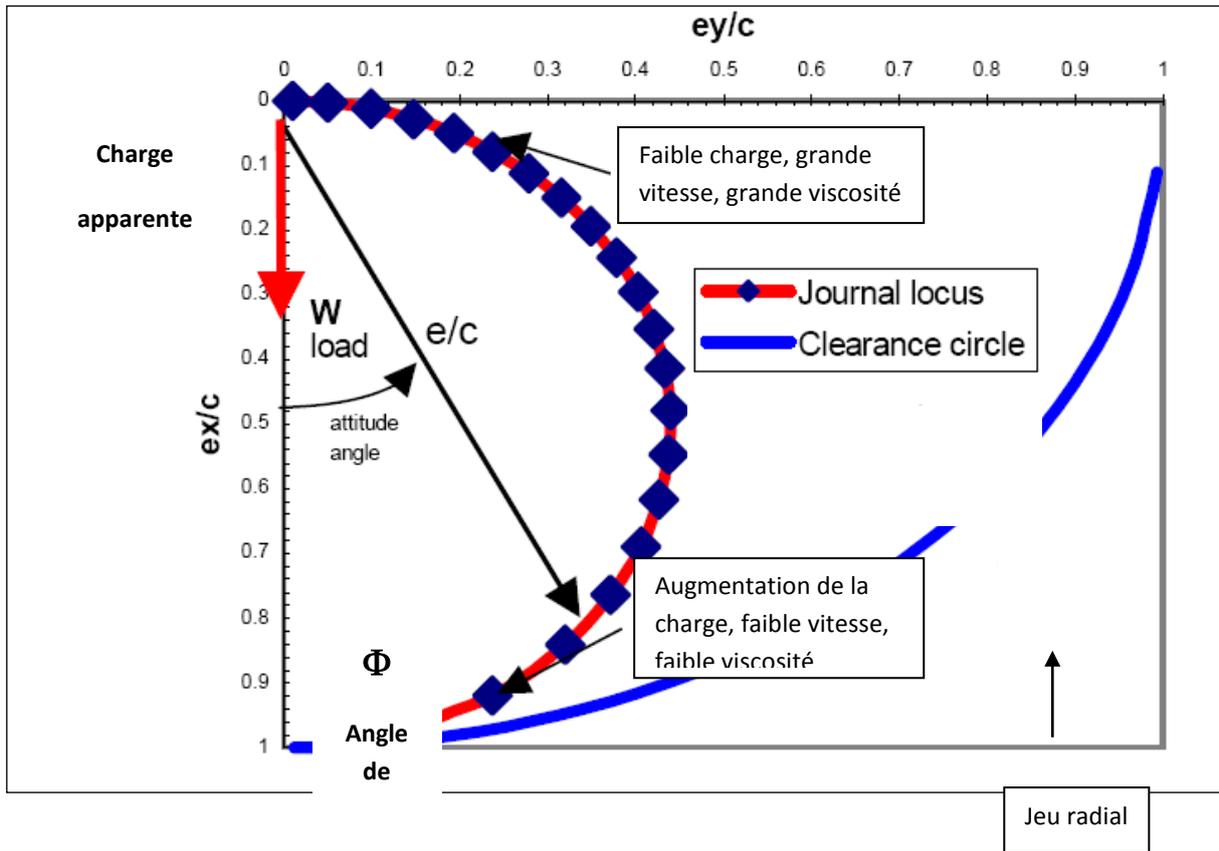
$$(6)$$

Avec :

A partir de la détermination des composantes de l'action du film (8) arbre, on peut définir la charge apparente W et l'angle de calage Φ . Cet angle repère la force développée par le palier par rapport à la ligne des centres $OcOa$. Leur expression est les suivantes :

L'étude des caractéristiques stationnaires du palier circulaire montre que le centre de l'arbre se déplace sur un demi-cercle en fonction de la charge apparente (Fig.30). A partir de cette courbe, on peut savoir si la position d'équilibre stationnaire est stable ou instable. On note que :

$$(9)$$



 Lieu géométrique du centre de l'arbre

Fig.30 : Variation de la charge apparente et de l'angle de calage en fonction de l'excentricité

Il est d'usage en lubrification d'introduire le nombre sans dimensions S appelé nombre de Sommerfeld :

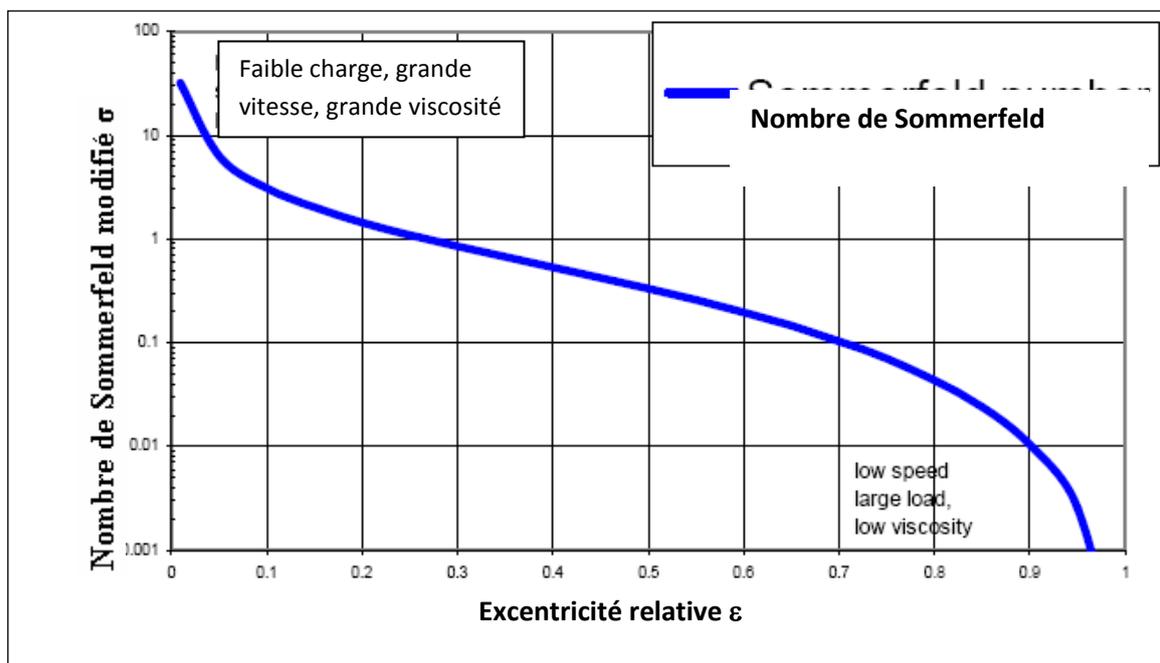
$$(10)$$

Le nombre de Sommerfeld modifié (σ) en fonction de ϵ s'écrit :

$$(11)$$

Dans les conditions de fonctionnement, σ est connu ainsi que les paramètres géométriques du palier (R, L, C), la vitesse de rotation Ω , la viscosité dynamique d'huile μ et la charge sur les paliers. On utilisant la relation (11) on peut déterminer l'excentricité relative ε et la charge apparente W.

Plus précisément, le nombre de Sommerfeld représente la capacité de portance du film, lorsque σ décroît, l'excentricité relative croît et le centre du rotor tend à s'écartier de l'axe du palier (σ faible \leftrightarrow charge apparente élevée, vitesse de rotation réduite) Inversement, lorsque σ croît (σ grand \leftrightarrow charges faibles, vitesse de rotation élevée) l'arbre tend à se stabiliser à l'équilibre sur l'axe du palier (voir Fig.31).



Augmentation de la charge, faible vitesse, faible viscosité

Fig.31 : Variation du nombre de Sommerfeld modifié en fonction de l'excentricité relative

IV.4.2. Caractéristiques et performances dynamiques :

L'analyse du comportement dynamique d'un palier lisse hydrodynamique peut être effectuée selon deux approches :

- Méthode linéaire : calcul des coefficients dynamiques (matrices de raideur et d'amortissement) du palier. Pour un chargement donné, on perturbe la position d'équilibre statique du centre du rotor et on étudie les petits mouvements.

- Méthode non linéaire : calcul de la trajectoire du centre de l'arbre à l'intérieur du palier grâce à la résolution couplée de l'équation de Reynolds et des équations de la dynamique par une méthode pas à pas.

La plupart des études théoriques s'intéressant aux caractéristiques dynamiques assimilent la ligne d'arbre à un rotor rigide supporté de façon symétrique par deux paliers identiques. La modélisation de l'action dynamique des paliers se fait par l'approche linéaire.

IV.4.2.1. Analyse linéaire :

Le type d'étude dynamique le plus répandu est basé sur l'approche linéaire. La détermination des coefficients dynamiques du palier permet de déterminer la stabilité du point de fonctionnement considéré. Cette analyse permet d'établir des cartes de stabilité décrivant la vitesse seuil du palier ou la masse critique du rotor supportée par le palier en fonction des conditions de fonctionnement (géométrie et charge statique appliquée).

L'excentricité relative ε et l'angle de calage Φ pour une configuration géométrique donnée ne fluctuent plus qu'en fonction que d'un seul paramètre: le nombre de Sommerfeld. Du fait de la répartition asymétrique de la pression par rapport à $OcOa$, les déplacements s'effectuent sur les axes

horizontal et vertical .Alors que la charge appliquée à l'arbre est toujours dirigée dans le sens vertical .C'est pourquoi le palier possède des propriétés anisotropes.

Il est doté de composantes de raideur et d'amortissement directes et croisées variables en fonction de S et de ε .C' est l'étude des valeurs de ces coefficients qui va nous permettre de fixer les seuils de stabilité.

Les relations liant les forces hydrodynamiques aux déplacements et vitesse du centre de l'arbre sont non linéaires et dépendent des conditions du chargement.

En évaluant les coefficients linéaires et en se mettant dans l'hypothèse de petits déplacements et de petites variations de vitesse autour de la position d'équilibre, les forces additionnelles et engendrées par les valeurs élémentaires $(x, y,)$ s'écrivent:

Et correspondent respectivement aux raideurs et aux amortissements dus à l'existence du film lubrifiant .Le premier indice indique la direction de la force, le second celle du déplacement (ou vitesse de déplacement).

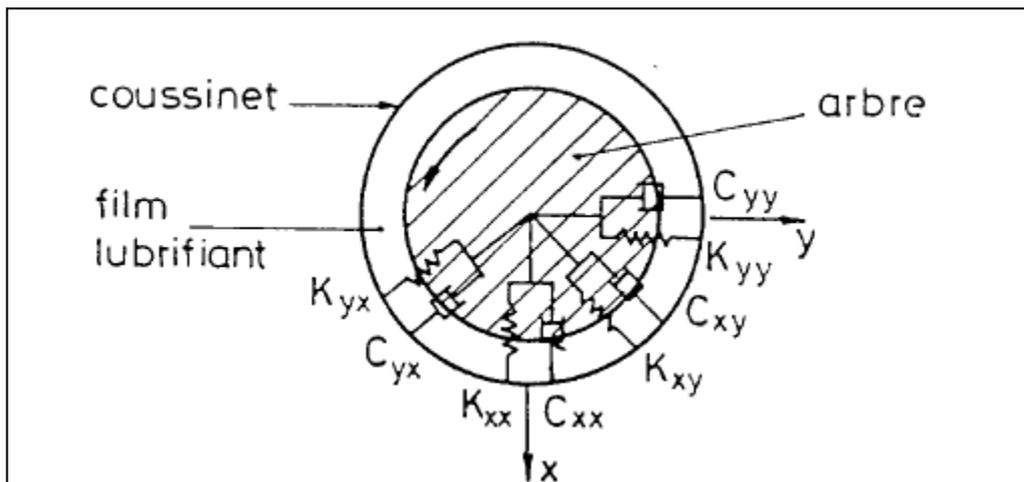


Fig.32 : Représentation physique des coefficients dynamiques du film fluide

Les composantes dynamiques adimensionnées et s'exprime dans la base polaire par :

On pose :

Soit dans le système d'axes xy , on effectue un changement de base :

Les figures (Fig.33 et 34) montrent l'évolution de ces paramètres en fonction du nombre de Sommerfeld, pour un palier court caractéristique de rapport $L/D = 0.25$

On remarque que lorsque la charge devient petite ($\varepsilon \rightarrow 0$ ou $S \rightarrow \infty$) les termes de raideur directe deviennent négligeables par rapport aux termes croisés et que tombe vers. Le phénomène inverse se produit en ce qui concerne les coefficients d'amortissement.

Ainsi, pour un point de fonctionnement à excentricité nulle, les termes de raideur directe disparaissent.

Le palier est instable et la précession directe de l'arbre tourne à une demi-fois la vitesse de rotation. Cette instabilité atteint son maximum pour.

Mis à part ce cas simplifié, le calcul des coefficients dynamiques nécessite l'emploi des méthodes numériques, telles que la méthode de perturbation ou de différentiation numérique.

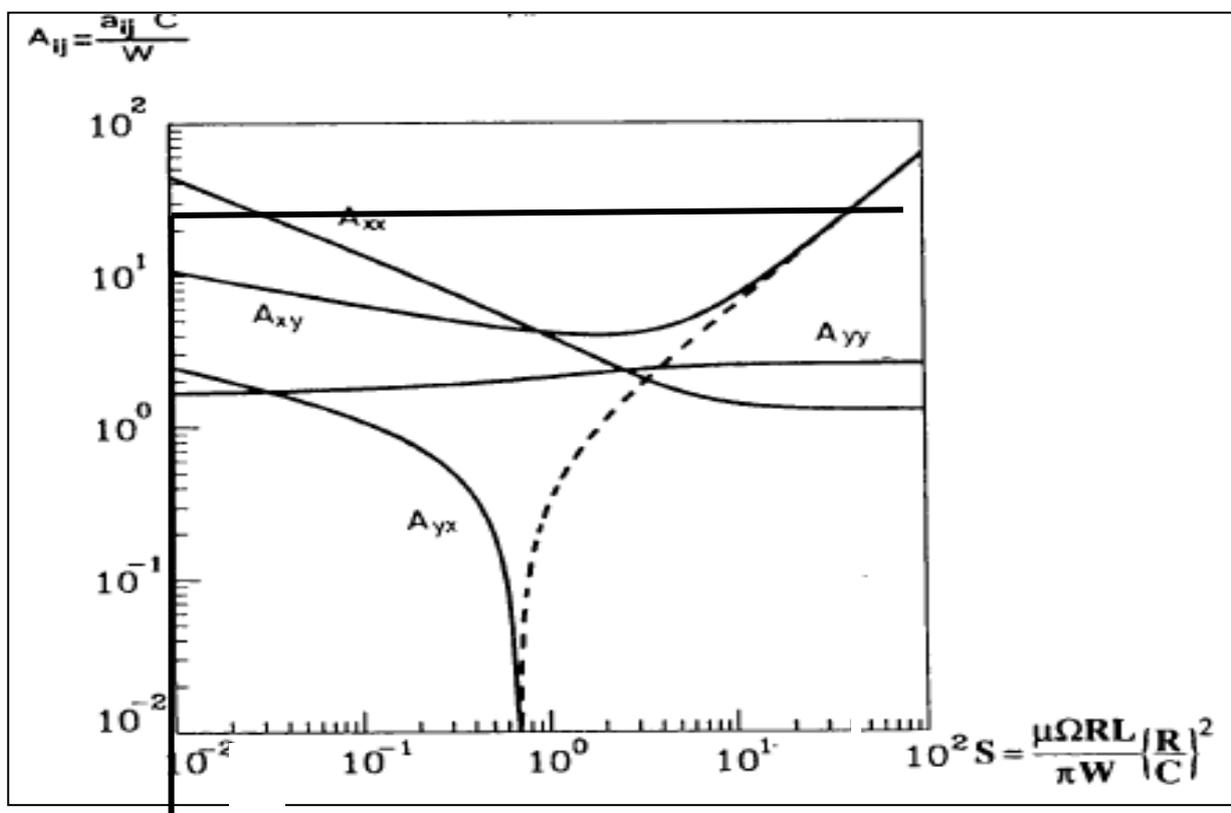


Fig.33 : Coefficients de raideur adimensionnés -palier circulaire

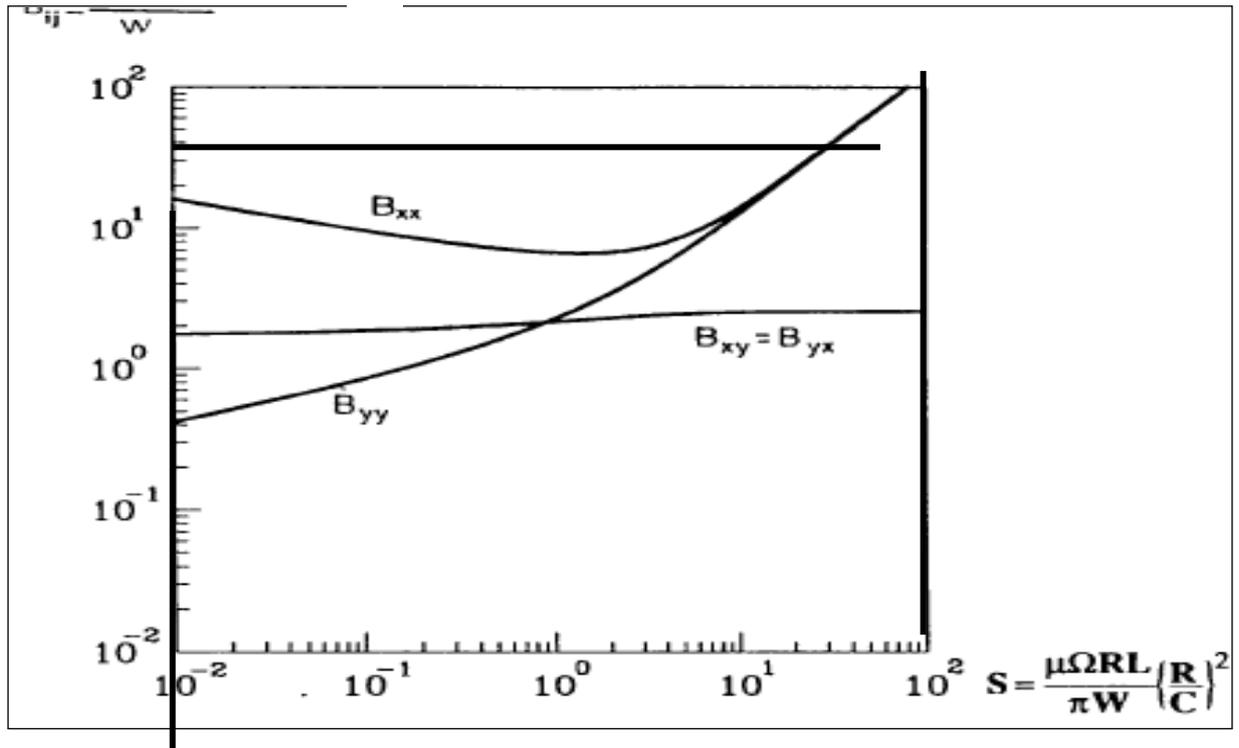


Fig.34 : Coefficients d'amortissement adimensionnés -palier circulaire

IV.5. Analyse de l'instabilité des paliers lisses hydrodynamiques :

IV.5.1. Introduction :

Newkirk, en 1924, fut le premier à montrer qu'il existait une vibration induite uniquement par le support de paliers fluides. Elles apparaissaient lorsque la vitesse de rotation était voisine du double de la première vitesse critique et persistait à fréquence constante lorsque la vitesse de rotation de l'arbre augmentait. Elle fut appelée fouettement d'huile (Oil whip).

En 1947, Haag a mis en évidence sur un palier long, peu chargé, un petit tourbillon naissant de l'équilibre des écoulements du film fluide entrant et sortant (Oil whirl). Cet équilibre s'établit lorsque

le rotor précessionne à une demi fois la fréquence de rotation. En pratique, on observe plutôt le phénomène pour des valeurs typiquement égales de 0.46 à $0.48\Omega r$ donc juste en dessous de l'harmonique $1/2$.

Le cas du palier chargé est plus compliqué car il fait intervenir le gradient de pression, influant sur le débit (Fig.35). On constate alors que le rapport de la vitesse moyenne du fluide à la vitesse de rotation diminue et que l'excentricité relative augmente.

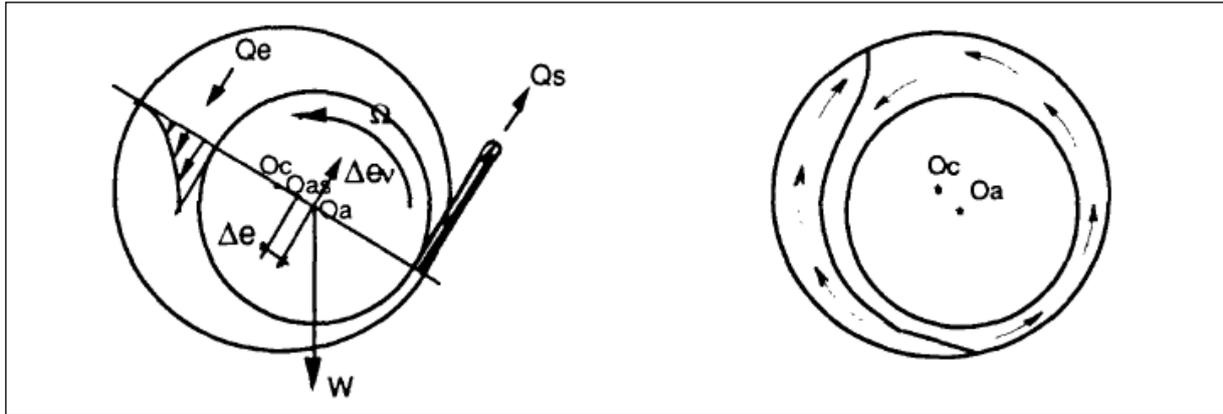


Fig.35 : Ecoulement de l'huile dans un palier circulaire chargé

IV.5.2. Seuil de stabilité (arbre rigide) :

Le modèle le plus couramment utilisé est celui du rotor rigide symétrique supporté symétriquement par deux paliers identiques (Fig.36). L'avantage de ce modèle réside dans sa simplicité.

Chaque palier supporte la masse M du rotor. Les équations du mouvement du rotor à l'intérieur de chaque palier s'écrivent alors sous forme matricielle :

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = 0 \quad (13)$$

Où X et Y sont les composantes dans le repère fixe, du déplacement du centre de l'arbre à partir de la position d'équilibre statique.

$$[M] = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \quad \text{est la matrice de masse.}$$

$[C] = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix}$ est la matrice d'amortissement définie précédemment.

$[K] = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix}$ est la matrice de raideur définie précédemment.

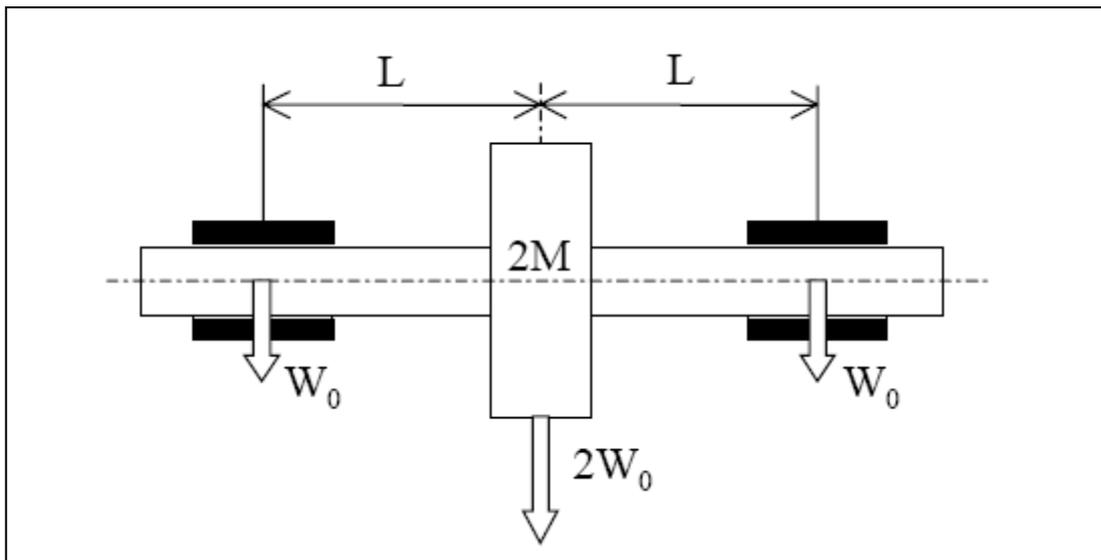


Fig.36 : Schématisation de la configuration de rotor pour l'étude de la stabilité

On recherche une solution harmonique du type :

$$X = Ae^{st} \text{ et } Y = Be^{st} \quad (14)$$

Où $s = \delta + j\omega$ est une fréquence complexe. Le signe du coefficient δ permet de définir la stabilité du régime de fonctionnement de l'arbre. Lorsque δ est inférieur à zéro, le régime est stable et vice versa.

A la limite de la stabilité, $\delta = 0$, le mouvement est purement harmonique $s = j\omega$. Dans ces conditions le report de X et Y dans les équations du mouvement conduit au système homogène :

$$\begin{bmatrix} K_{xx} - M \omega^2 + j \omega C_{xx} & K_{xy} + j \omega C_{xy} \\ K_{yx} + j \omega C_{yx} & K_{yy} - M \omega^2 + j \omega C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

qui admet une solution non triviale lorsque le déterminant est nul. L'annulation des parties réelles et imaginaires permet de déterminer la fréquence d'instabilité. Si l'on utilise les variables sans dimensions suivantes :

$$\overline{M} = \frac{MC\Omega^2}{W} ; k_{ij} = K_{ij} \frac{C}{W} ; c_{ij} = C_{ij} \frac{C\Omega}{W} ; \lambda = \frac{\omega}{\Omega} \quad (16)$$

Où C le jeu radial du palier, Ω la vitesse de rotation du rotor, (masse et coefficients dynamiques adimensionnés. Le système s'écrit :

L'annulation de son déterminant conduit aux équations

Pour un palier donné les coefficients, la masse critique sans dimension et la fréquence critique ne dépendent que de l'excentricité de fonctionnement. L'expression de la masse sans dimension permet pour une masse M du rotor de déterminer la vitesse critique de rotation au-delà de laquelle il y aura instabilité :

Ainsi que la fréquence de précession ou de tourbillonnement est donné par :

Alors la fréquence du tourbillonnement d'huile (oil-whirl) est égale à la fréquence naturelle du rotor rigide. Pour une position d'équilibre stationnaire ($\varepsilon \rightarrow 0$), les coefficients de la raideur et d'amortissement s'écrit :

Donc la fréquence du tourbillonnement d'huile (oil-whirl) est égale à la moitié de la fréquence de rotation.

IV.6. Conclusion :

L'étude du comportement statique et dynamique linéaire des paliers lisses hydrodynamiques a permis la mise en place d'outils de calcul numérique permettant d'évaluer leurs performances.

Dans un premier temps, nous avons présenté les caractéristiques statiques du palier hydrodynamique qui sont : le champ de pression \mathbf{P} dans le film d'huile qui sépare le rotor du stator, la charge portante \mathbf{W} sur le palier, l'angle de calage Φ et le nombre de Sommerfeld \mathbf{S} et aussi l'influence de l'excentricité relative ϵ sur ces paramètres.

Les paliers sont utilisés pour guider des rotors à des vitesses de rotation élevées. Ainsi la considération des phénomènes dynamiques doit faire l'objet d'une attention particulière.

Pour cela, dans un deuxième temps, on s'est intéressé aux caractéristiques dynamiques des paliers et notamment le niveau de stabilité.

Nous avons présenté la mise en équation relative à la modélisation linéaire avec notamment le calcul des matrices de raideurs et d'amortissement des paliers lisse hydrodynamiques. Nous avons présenté le modèle mathématique permettant de statuer sur la stabilité du fonctionnement.

PARTIE II : Etude d'instabilité du compresseur

IV.1. Introduction :

Les machines tournantes telles que les pompes, les turbines (ou turbomachines) et les compresseurs sont devenues depuis de nombreuses années des éléments indispensables pour l'industrie moderne. D'une manière générale, les turbomachines ont pour but d'assurer un échange d'énergie entre un rotor tournant à vitesse constante et un débit permanent de fluide.

Les performances de ces systèmes sont sans cesse améliorées afin d'augmenter leur rendement, de diminuer leur poids ou leur bruit. Pour cela, l'amplitude de déformation de l'arbre doit être maîtrisée et ses fréquences de résonance connues afin d'éviter une trop grande vibration du système. En effet, une trop grande amplitude de vibration engendre un moindre rendement, un bruit trop important, et peut même aboutir à l'endommagement du système : rupture par fatigue, endommagement des paliers, frottement rotor/stator. L'étude de la dynamique des machines tournantes est donc plus que jamais d'actualité.

De manière classique, une étude en flexion porte sur la détermination des vitesses critiques, l'évaluation de la réponse en régime permanent à des forces extérieures, et la recherche de possibles instabilités. Le comportement dynamique d'un rotor monté sur un support fixe est actuellement bien maîtrisé, même si des développements sont encore réalisés.

Depuis peu, des études se sont intéressées au comportement des rotors dont le support est en mouvement (translation et/ou rotation) permanent ou transitoire. Diverses études théoriques ont été développées en considérant un rotor dont le support est rigide, ou flexible.

Dans ce chapitre, notre objectif est de présenter la mise en place d'un modèle de calcul permettant, à l'aide d'une approche simplifiée, de déterminer le comportement dynamique d'une ligne d'arbre flexible.

IV.2. Description du modèle :

Le modèle classiquement utilisé est un modèle linéaire, composé d'un assemblage de :

- Un disque indéformable de masse M : ses déformations sont faibles.
- D'un arbre de masse faible, de raideur en flexion.
- Deux ressorts orthogonaux entre eux et à l'axe de rotation.

L'étude dynamique d'une ligne d'arbre en rotation, et pour laquelle l'amortissement interne est négligé, conduit à la résolution de l'équation :

Et désigne respectivement les matrices masse et de raideur de l'arbre, elles sont symétriques.

est la matrice caractéristique des forces gyroscopiques dues au mouvement de rotation de l'arbre, elle est antisymétrique et dépend de la pulsation ω du mouvement de rotation de l'arbre.

Est le vecteur des forces appliquées à l'arbre.

Est le vecteur des degrés caractérisant les déplacements autour de la position d'équilibre.

Le comportement dynamique de la ligne d'arbre peut être abordé sous deux aspects :

- L'un permettant de définir les caractéristiques de la structure (ses modes propres) et donc les vitesses critiques et le domaine de stabilité de fonctionnement de la machine.
- L'autre examinant la réponse de la structure soumise à une excitation extérieure quelconque.

IV.2.1. Stabilité de la ligne d'arbre :

Des phénomènes d'instabilité dynamique peuvent apparaître lorsque les forces appliquées à la structure dépendent du mouvement même de celle-ci, en particulier, quand les sollicitations exercées sur l'arbre par les appuis dépend à la fois du déplacement, de la vitesse de déplacement et parfois même de l'accélération de l'arbre.

En adaptant l'hypothèse que, pour des petites mouvements, ces forces peuvent être linéarisées, elles sont représentées par des forces équivalentes sur chaque degré de liberté du système discrétisé et exprimées sous forme matricielle sont respectivement les matrices d'inertie, amortissement et raideur des appuis, elles sont en général non symétrique (voir chapitre IV) et dépend de la vitesse de rotation de l'arbre.

Par conséquent, l'équation du mouvement de la structure arbre - appuis s'écrit, en absence de toute sollicitation extérieure :

L'antisymétrie de G et non symétrie de M , B et K impliquent que les modes propres du système arbre – appuis sont complexes. Ces modes, solutions de l'équation sont de la forme

Avec ω est une fréquence complexe.

Ces solutions correspondant au produit d'un mouvement harmonique - de pulsation avec un mouvement exponentiel de coefficient permettent de définir la stabilité du régime de fonctionnement de la ligne d'arbre :

- Si σ est négatif, l'amplitude du mouvement décroît dans le temps, le fonctionnement de la ligne d'arbre est stable.
- Si σ est positif, l'amplitude du mouvement croit dans le temps, le mouvement est auto-excité et le régime de fonctionnement est instable.

IV.2.2. Réponse de la ligne d'arbre :

L'équation à résoudre est du type : où $F(t)$ caractérise l'excitation extérieure.

La détermination du domaine de stabilité σ de la réponse de la ligne d'arbre nécessite donc la connaissance des caractéristiques linéarisées des appuis, en particulier les caractéristiques de raideur et d'amortissement (définies dans le chapitre précédent).

IV.3. Formulation :

Les équations représentant l'équilibre des forces agissant sur un rotor isotropique dans son premier mode latéral sont (Fig.39) :

Avec :

M	Masse du rotor
D+ D_s	Coefficient d'amortissement
K	Coefficient de raideur généralisé
	Coefficient de raideur de l'arbre
	Coeffecient de raideur du palier
Λ	Rapport entre vitesse moyenne du fluide et Ω
Ω	Vitesse de rotation du rotor

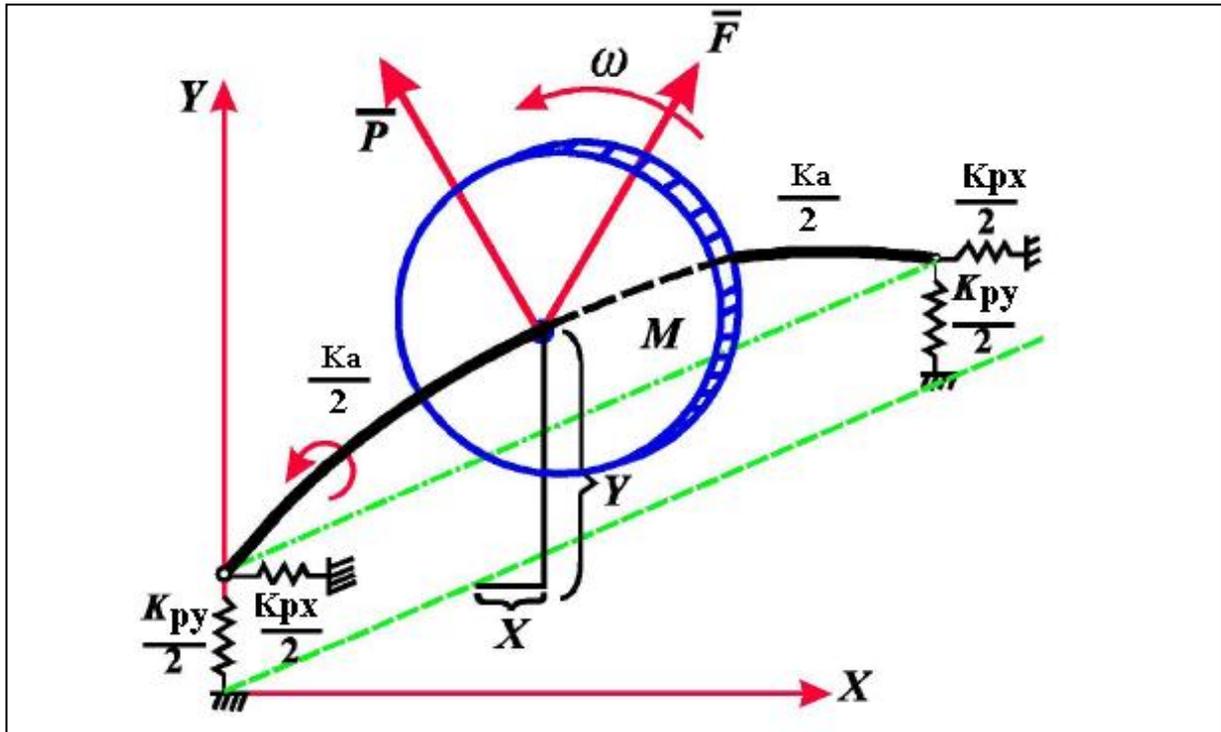


Fig.37 : Modèle physique du rotor isotropique à son premier mode latéral

Le modèle de rotor décrit par les équations (28) et (29) est applicable dans le cas de machines nonsynchroniquement excitées avec des rotors isotropiques, fonctionnant à vitesse relativement basse.

Les équations (28) et (29) sont couplées par la force tangentielle. Ils peuvent, cependant, être facilement désaccouplées en utilisant la notation complexe, soit :

$$\begin{cases} z = x + jy & j = \sqrt{-1} & (30) \\ z^* = x - jy & & (31) \end{cases}$$

En multipliant l'équation (29) par « j » et en l'ajoutant à l'équation (28), on obtient l'équation (32) et en la soustrayant de l'équation (28), on obtient l'équation (33) :

Ces deux équations sont indépendantes l'une de l'autre et diffèrent par le signe de la force tangentielle et les directions des forces d'excitation.

IV.3.1. Etude du régime libre :

IV.3.1.1. Pulsation propre du système :

Considérons que les forces d'excitation extérieures sur le rotor sont nulles ($F=0$, $P=0$), cherchons une solution de la forme :

Où A est une constante d'intégration et s est une valeur propre complexe. Substituons (34) dans l'équation (32), la détermination de s mène à 2 valeurs propres :

De la même façon pour l'équation (33), on trouve deux valeurs de s qui diffèrent des deux premières valeurs par le signe de la partie imaginaire :

Donc les parties imaginaires de s représentent les pulsations propres du système amorti :

Le signe "+" correspond au mode direct, "-" au mode indirect. On peut montrer qu'en dessous du début d'instabilité la valeur absolue de ces pulsations propres (37) est inférieure à.

Pour un faible amortissement les pulsations propres peuvent s'exprimer approximativement comme suit :

Où ζ est le facteur d'amortissement ($\zeta < 1$). Donc les pulsations propres dépendent principalement de la raideur et la masse du rotor, à moins que la vitesse de rotation ne soit très haute.

Pour une faible vitesse de rotation Ω et un grand amortissement ($\zeta < 1$, $E < 0$), les pulsations propres (37) peuvent s'exprimer approximativement comme suit :

La fréquence propre du système est, donc, proportionnelle à, avec les paramètres d'amortissement comme des multiplicateurs. Cette fréquence propre amortie est dépendante de la force tangentielle, et se rapporte à "la fréquence propre du tourbillonnement."

IV.3.1.2. Limite de la stabilité :

Pour assurer la stabilité du système, les parties réelles des valeurs propres doivent être non positives (nulles ou négatives) :

Cette inégalité peut être facilement résolue et mène aux expressions suivantes :

Où L'interprétation de l'inégalité (39) est comme suit : Pour maintenir la stabilité du système, la valeur absolue du coefficient de la force tangentielle devrait être inférieure au produit de l'amortissement positif du système par la racine carrée du rapport de la raideur sur la masse. On montrera plus tard que représente la fréquence propre du système au limite de stabilité. Notons que pour l'instabilité, la direction de la force tangentielle n'est pas importante.

La limite de stabilité est définie des inégalités (39) quand elles deviennent des égalités :ou

De la première équation (40), il est manifeste que la force tangentielle est opposée à la direction de la vitesse angulaire (λ négatif), et dans le deuxième cas, la force tangentielle agit dans la direction du mouvement de rotation (λ positif).

A partir des équations (40) la limite de stabilité peut être définie en termes de n'importe quels paramètres impliqués. Le plus souvent il est défini en termes de la vitesse de rotation du rotor, comme un début d'instabilité. Il peut être obtenu de la première équation :

A une vitesse de rotation constante, une autre limite de stabilité peut être définie utilisant le rapport entre vitesse moyenne du film d'huile et la vitesse de rotation du rotor :

Calculant les fréquences propres (37) à la limite de stabilité, on obtient :

Ainsi, comme mentionné ci-dessus, représente la fréquence propre du système à la limite de stabilité qui est égale à la fréquence du fouettement d'huile (oil-whip). Les signes positifs et négatifs de la fréquence propre (43) correspondant au mode direct et indirect respectivement. Au-dessous du seuil de stabilité le rotor est stable et les vibrations libres ont un caractère transitoire. Au seuil de stabilité les vibrations libres deviennent harmoniques avec des fréquences propres (43). Quand le seuil de stabilité est dépassé les vibrations libres augmentent exponentiellement dans le temps, le comportement du système est non- linéaire suite aux grands déplacements.

IV.4. Tourbillonnement et fouettement d'huile :

IV.4.1. Tourbillonnement d'huile (Oil-whirl) :

Le tourbillonnement d'huile est une instabilité de la position d'équilibre de l'arbre dépendant de la vitesse d'huile dans le palier. Il peut commencer dès les basses vitesses de rotation, et sa fréquence se situe habituellement vers 42 à 48 % de la fréquence de rotation.

Un meilleur équilibrage a plutôt tendance à aggraver ce phénomène car la force centrifuge due au balourd compense les instabilités du palier.

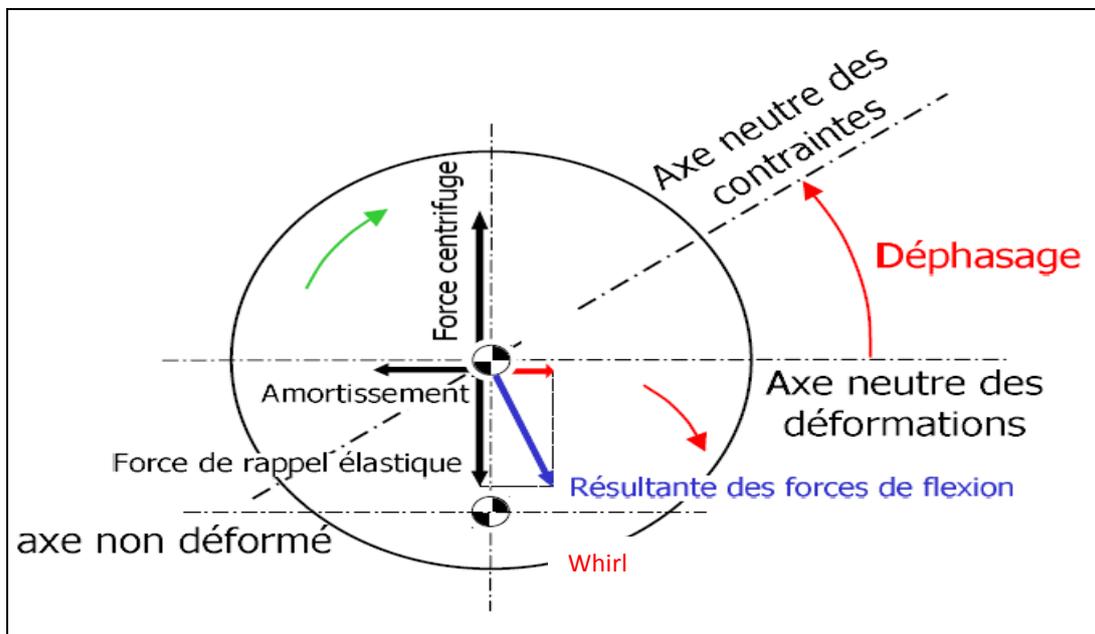


Fig.38 : Tourbillonnement d'huile

IV.4.2. Fouettement d'huile (Oil-whip) :

Lorsque la fréquence de précession du tourbillonnement d'huile coïncide ou est supérieure à la première fréquence critique de l'arbre, il apparaît une augmentation importante des vibrations, le rotor est soulevé périodiquement par le film d'huile puis retombe. Cette instabilité existe à la fréquence propre des rotors, qui entre alors en résonance (flexion de l'arbre). On augmente encore la vitesse de rotation ; l'amplitude de la fréquence de cette vibration reste à peu près constante.

Lors d'une descente en vitesse, cette vibration disparaît pratiquement d'un seul coup lorsque les fréquences ne coïncident plus.

Cette instabilité appelée fouettement d'huile n'apparaît que pour des rotors dont la vitesse est supérieure à environ de 3000tr/min, elle peut être à l'origine des graves dommages pour les paliers et le rotor. En observe un mouvement de précession de l'axe de rotor dans le sens de rotation de l'arbre, dont la fréquence fixe est égale à 0,3 jusqu'à 0,5 fois la fréquence de rotation. L'amplitude du mouvement peut devenir suffisamment importante pour qu'il y ait finalement rupture du film d'huile et contact avec le palier. On assiste alors à un mouvement de précession inverse du à la friction du rotor sur le palier, dont la fréquence est égale 0,5 fois la fréquence de rotation (dry frictional whip)

IV.4.3. Diagramme de Campbell :

Pour modéliser clairement les deux modes de synchronisation, il est judicieux de tracer un spectre en cascade, permettant de prendre en compte l'évolution des instabilités en fonction de Ω . Ce graphe 3D est aussi appelé diagramme de Campbell. Un exemple est donné par la figure suivante :

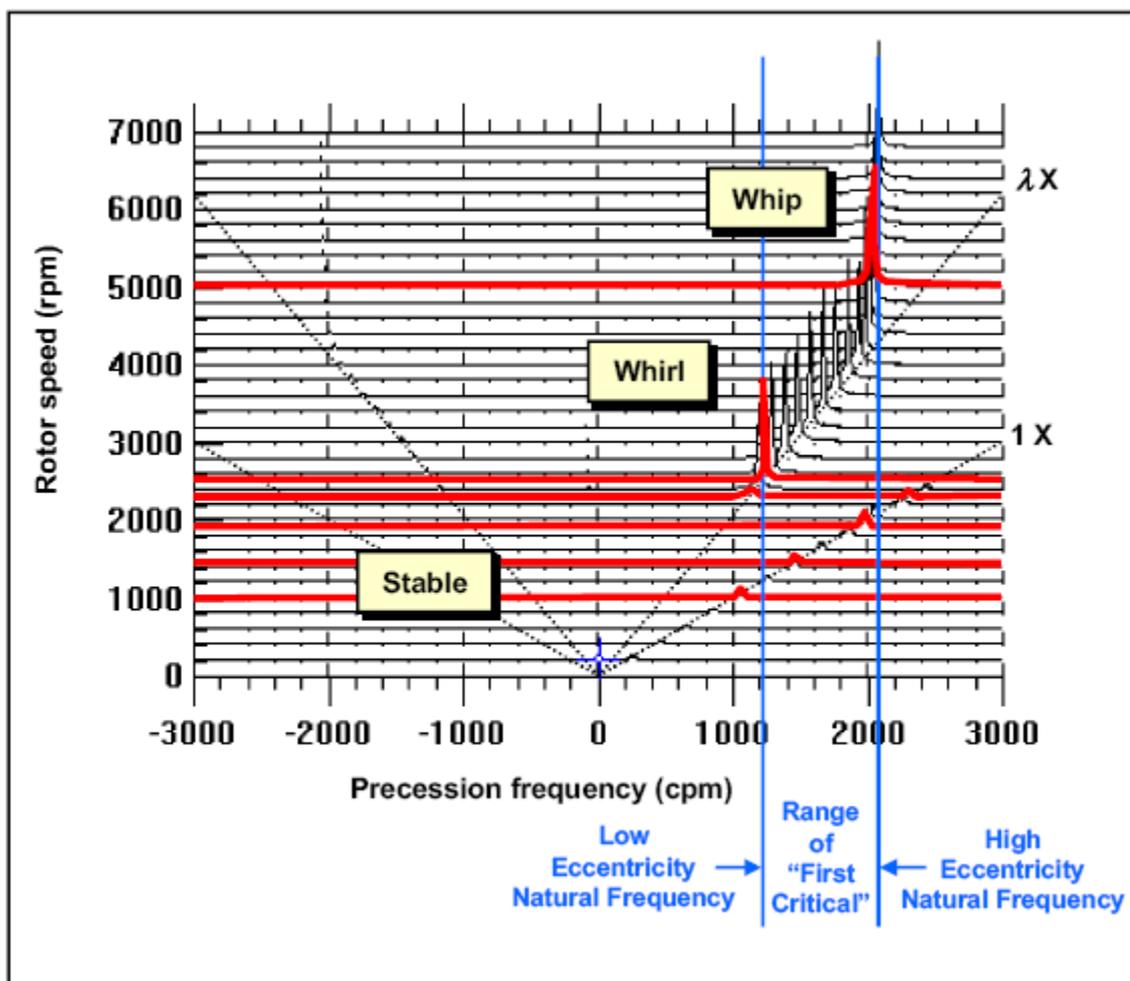


Fig.39 : Vibration d'un rotor sur paliers lisses hydrodynamiques

(Diagramme de Campbell)

IV.4.4. Tableau récapitulatif :

Pour conclure, nous avons tracé ce tableau qui montre la différence entre le tourbillonnement d'huile et le fouettement ainsi que quelques remèdes pour ces deux phénomènes.

Instabilités désignation	INSTABILITES DES PALIERS	
	tourbillonnement d'huile (oil whirl)	fouettement d'huile (oil whip)
Fréquence de vibration	0,42 à 0,48 Ω	0,3 à 0,48 Ω pour $\Omega \geq 2 \omega_{c1}$
Origine	<ul style="list-style-type: none"> • Comportement dynamique • Anisotrope du film d'huile • Interaction ligne d'arbre/palier 	<ul style="list-style-type: none"> • Comportement dynamique • Anisotrope du film d'huile • Interaction ligne d'arbre/palier
Manifestations	<ul style="list-style-type: none"> • Intensité vibratoire modérée 	<ul style="list-style-type: none"> • Accroissement rapide et élevé des vibrations • Hésitation dans la zone de transition
Facteurs propices ou déclenchants	<ul style="list-style-type: none"> • Montée en vitesse après révision • Montée en charge • Mauvais lignage • Changement de coussinet 	<ul style="list-style-type: none"> • Montée en vitesse après révision • Montée en charge • Mauvais lignage • Changement de coussinet
Remèdes	<ul style="list-style-type: none"> • Modification de la géométrie du coussinet • Contre jets au niveau des joints de palier retardant la formation des tourbillons d'huile • Diminution de la viscosité du film ou diminution du jeu radial • Relignage 	
Remarques	<ul style="list-style-type: none"> • Le phénomène disparaît lorsque la rotation de l'arbre atteint la vitesse critique • Un deuxième mode de tourbillonnement peut succéder au fouettement lorsque le rotor tourne trop rapidement pour exciter la première fréquence propre 	<ul style="list-style-type: none"> • Instabilité stabilisée sur le cycle limite • Le fouettement peut démarrer simultanément avec le deuxième mode de tourbillonnement • Un fouettement n'est pas forcément précédé du tourbillon d'huile

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail nous avons traité un sujet dans station SBC (Boosting) dans la région Hassi Rmel Le thème du sujet qui rentre dans le cadre de notre stage de mise en situation professionnelle, est intitulé «étude l'instabilité des paliers des compresseur et calcule des paliers du compresseur centrifuge«K-901»"

Dans un premier temps, nous avons déterminé l'équation du film d'huile, le nombre de Sommerfeld, la charge apparente et l'angle de calage. Ils sont fonction de l'excentricité relative.

On s'est penché ensuite sur l'étude de stabilité d'un rotor rigide parce que attrayante et facile qui a permis de déterminer la fréquence de tourbillonnement (oil-whirl) ainsi que l'importance du paramètre λ .

Après quoi, on a considéré le cas d'un rotor flexible menant particulièrement au calcul de la fréquence de fouettement (oil-whip).

Bibliographie

[1]	MAURICE L. ADAMS, JR. Rotating machinery vibration, Marcel Dekker, Inc. NY.2001.
[2]	A. S. Rangwala, TURBO-MACHINERY DYNAMICS, The McGraw-Hill Companies. NY.2005.
[3]	PAUL C. HANLON, COMPRESSOR HANDBOOK, The McGraw-Hill Companies. NY.2001.
[4]	Claire Soares Process Engineering Equipment Handbook, The McGraw-Hill Companies. NY.2002.
[5]	R. BIGRET, J-L. Féron, Diagnostique - maintenance, disponibilité des machines tournantes, MASSON. Paris.1995.
[6]	R. BIGRET, Stabilité des machines tournantes et des systèmes. Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM). Paris.1997.
[7]	AGNES MUSZYNSKA, Ph.D, ONE LATERAL MODE ISOTROPIC ROTOR RESPONSE TO NONSYNCHRONOUS EXCITATION Bently Rotor Dynamics Research Corporation, Minden, Nevada, U.S.A.
[8]	J.M. Mérioux, Technique de l'ingénieur : Ventilateurs – compresseurs.

	Vol. BM 4, art 4500 – 4501.
[9]	RONCERY Frédéric ,Etude des instabilités subsynchrones sur machines tournantes,Université PARIS VI.Paris.1994.
[10]	Jean FRÊNE, Technique de l'ingénieur : Butées et paliers hydrodynamiques. Doc. B 5 320
[11]	Manuel de service – fonctionnement et instruction (46 M 8) THOMASSEN.Holand.2002.

ANNEXE 1

Température [°C]	Viscosité cinématique [Centistokes]	Masse volumique [Kg/m ³]
0	341.62	881.5
5	232.12	878.0
10	162.74	874.6
15	117.36	871.1
20	86.813	867.7
25	65.704	864.3
30	50.767	860.9
35	39.966	857.6
40	32.000	854.2
45	26.018	850.9
50	21.451	847.5
55	17.912	844.2
60	15.130	840.9
65	12.915	837.6
70	11.130	834.3
75	9.6774	831.0
80	8.4821	827.7
85	7.4897	824.5
90	6.6585	821.2
95	5.9568	818.0

Tableau.1 : Caractéristiques du lubrifiant ISO VG 32

ANNEXE 2

Paramètres		$\varepsilon = e/C$									
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95
L/D ≤ 1/8 (palier infiniment court)	$S \left(\frac{L}{D}\right)^2$	0.99	0.461	0.272	0.17	0.106	0.0625	0.033	0.0139	0.00331	0.000812
	ϕ	83	75	68	61	54	47	39	31	21	15
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a \left(\frac{L}{D}\right)^2$	18.75	8.514	4.98	3.14	2.016	1.25	0.722	0.355	0.114	0.0388
	$\overline{C_a}$	18.94	18.47	18.31	18.5	19.02	20.02	21.89	25.55	34.58	47.79
L/D = 1/4	S	16.2	7.57	4.49	2.83	1.78	1.07	0.58	0.263	0.0728	0.0221
	ϕ	82.5	75.5	68.5	61.5	54	47	39.5	31.5	21.5	15.5
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	307	140	82.5	52.67	34.26	21.85	13.18	6.97	2.70	1.20
	\overline{Q}	0.0983	0.196	0.295	0.393	0.491	0.590	0.688	0.787	0.885	0.933
	$\overline{C_a}$	18.95	18.49	18.37	18.61	19.24	20.42	22.74	26.5	37.09	54.3
L/D = 1/2	S	4.32	2.03	1.21	0.784	0.508	0.3180	0.184	0.0912	0.0309	0.0116
	ϕ	82	75	68.5	61.53	55	48	41	33	23.5	17
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	82.10	37.71	22.55	14.75	9.94	6.67	4.33	2.59	1.27	0.70
	\overline{Q}	0.0938	0.187	0.281	0.374	0.468	0.562	0.657	0.751	0.845	0.890
	$\overline{C_a}$	19	18.57	18.64	18.81	19.57	20.97	23.53	28.4	41.1	60.34
L/D = 1	S	1.33	0.631	0.388	0.260	0.178	0.120	0.0776	0.0443	0.0185	0.00831
	ϕ	79.5	74	68	62.5	56.5	50.5	44	36	26	19
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	25.36	11.87	7.35	5.07	3.67	2.70	1.99	1.40	0.859	0.563
	\overline{Q}	0.0801	0.159	0.237	0.314	0.390	0.466	0.542	0.616	0.688	0.721
	$\overline{C_a}$	19.06	18.81	18.94	19.5	20.62	22.5	25.64	31.6	46.43	67.75
L/D = 2	S	0.559	0.271	0.13	0.122	0.0893	0.0654	0.0463	0.0297	0.0143	0.00707
	ϕ	75	71	67	62.5	58	52.5	46.5	39	29	21
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	10.76	5.21	3.40	2.50	1.96	1.60	1.31	1.04	0.730	0.517
	\overline{Q}	0.0538	0.104	0.153	0.199	0.243	0.285	0.329	0.369	0.406	0.422
	$\overline{C_a}$	19.25	19.22	19.65	20.49	21.95	24.46	28.29	35.01	51.05	73.12
L/D ≥ 4 (palier infiniment long)	S	0.247	0.123	0.0823	0.0628	0.0483	0.0389	0.0297	0.0211	0.0114	0.00605
	ϕ	69	67	64	62	58	54	49	42	32	23
	$\left(\frac{R}{C}\right) f_a$	5.02	2.61	1.84	1.47	1.25	1.10	0.98	0.852	0.658	0.494
	$\overline{C_a}$	19.54	19.85	20.68	22.03	24.03	26.89	31.39	38.80	55.42	78.42

Tableau 2 : Palier en régime laminaire

