REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE D'ENSEIGNEMENT SUPERIEURE ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE YAHIA FARES-MEDEA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master
en Génie Mécanique
Option : conception mécanique

Etude de la stabilité d'une machine tournante Supportée par deux paliers lisses

Présenté par :
* Fareh Issam

proposé et dirigé par :
* Dr. Dj. Boukhelef

Année universitaire : 2016-2017

Résumé :

Les caractéristiques géométriques et dynamiquesdu palier jouent un rôle important dans la stabilité des machinestournantes

Dans le présenttravailnousallonsétudiés la stabilité d'une machine tournante supportée par deux paliers fluides et se basant sur les caractéristiques dynamique

On utilise dans nos calculs la méthode de Routh et des équations physiques, à la fin des calculs personnels.

Les mots clés
Machine tournante, palier lisse, hydrodynamique, lubrification.

Summary :

The geometrical and dynamiccharacteristics of the bearingplay an important role in the stability of rotating machines

In the presentworkwewillstudy the stability of a rotating machine supported by twofluidbearings and based on the dynamiccharacteristics

In ourcalculations, weused the Routhmethod and physicalequations, in the end of weusedpersonalcalculations.

Keywords

Rotating machine, plain bearing, hydrodinamic, lubrification.

ملخص:

الخصائص الهندسية والديناميكية للمحمل تلعب دورا هاما في استقرار الآلات الدوارة

في العمل الحالي سندرس استقرارالآلة الدوارة مدعومةبمحملين, مرتكزين على الخصائص الديناميكية

استخدمنا في حساباتنا طريقة روث والمعادلات الفيزيائية, في النهايةالحسابات الشخصية

الكلمات الرئيسية
الآلات الدوارة, محمل أملس, هيدروديناميكي,تزييت

Dédicaces

De dédie ce modeste travail à :

Mon père Mouha et ma chère maman, qui m'ont éclairé mon chemin, que mon Dieu le Tout Puissant les bénissent

Mon frère et mes sœurs

A toute ma famille

Et chers amis

Issam

Remerciements

Tout d'abord je remercier Dieu qui m'a donné la force, le courage et la patience pour réaliser le présent travail

Je remercier mon promoteur **Dr Djilali Boukhelef** pour son aide et sa patience et pour le choix de ce sujet et pour toute l'aide qu'il m'a apportée tout au long de ce travail

Aux membres du jury qui sont acceptés de bien vouloir jurer ce travail
A tous le staff pour son magnifique qualité humaine et son hospitalité
J'ai remercié également tous les personnels du département de génie mécanique

Et tous ceux qui m'aider de près ou de loin

Merci à tous.

Résumé :

Les caractéristiques géométriques et dynamiques du palier jouent un rôle important dans la stabilité des machines tournantes

Dans le présent travail nous allons étudiés la stabilité d'une machine tournante supportée par deux paliers fluides et se basant sur les caractéristiques dynamique

On utilise dans nos calculs la méthode de Routh et des équations physiques, à la fin des calculs personnels.

Les mots clés
Machine tournante, palier lisse, hydrodynamique, lubrification.

Summary :

The geometrical and dynamic characteristics of the bearing play an important role in the stability of rotating machines

In the present work we will study the stability of a rotating machine supported by two fluid bearings and based on the dynamic characteristics

In our calculations, we used the Routh method and physical equations, in the end of we used personal calculations.

Keywords

Rotating machine, plain bearing, hydrodinamic, lubrification.

ملخص :

الخصائص الهندسية والديناميكية للمحمل تلعب دورا هاما في استقرار الآلات الدوارة

في العمل الحالي سندرس استقرار الآلة الدوارة مدعومة بمحملين, مرتكزين على الخصائص الديناميكية

استخدمنا في حساباتنا طريقة روث والمعادلات الفيزيائية, في النهاية الحسابات الشخصية

الكلمات الرئيسية
الآلات الدوارة, محمل أملس, هيدروديناميكي, تزييت

Table des figures :

Chapitre I

Figure 1.1: Transport de statue, tombe de TchutiHetep, El-Bersheh, Egypte, 1880-avant-JC……...……4
Figure 1.2 : Courbe de Stribeck……12
Figure 1.3 : Les paliers lisses……15
Figure 1.4 : Les roulements…….……..15
Figure 1.5: palier à l'arc partiel……16
Figure 1.6: Palier citron……...……16
Figure1.7 : Photographie d'un palier à 3 patins…….……..17
Figure 1.8 : Palier à trois lobes…….....17
Figure 1.9: schéma représente un palier hydrodynamique……...19
Figure 1.10: schématisation de fonctionnement d'un plier lisse……..20
Figure 1.11: position des rainures axiales……21
Figure 1.12: Palier à rainure circonférentielle……..22
Figure 1.13: Variation de la pression en fonction de la coordonnée axiale z……..22

Chapitre II

Figure 2.1: Eléments constitutifs d'une machine tournante…….24
Figure 2.2 : Organes d'une machine tournante…….26
Figure 2.3 : Modélisation d'une liaison rotorique…….27
Figure 2.4 : Profils du film d'huile d'un palier hydrodynamique et mouvement de tourbillonnement……...28
Figure 2.5: Vibrations d'un rotor sur palier lisse (diagramme de Campbell)……..29
Figure 2.6: Illustration qualitative du spectre de bruit d'un roulement……30
Figure 2.7: Exemple de roulement à billes……...30
Figure 2.8: Différents types de rotors……...31
Figure 2.9 : Types de Balourds…….32

Chapitre III

Figure 3.1: modélisation d'un rotor supporté par deux paliers fluides……..36
Figure 3.2: Les trois premières formes de flexion d'une poutre appuyée aux deux extrémités……...40
Figure 3.3 : déformé modale par rapport à la rigidité des paliers…….41
Figure 3.4: 1éres formes de vibration d'arbre avec différents disques……...42
Figure 3.5 : 2émes formes de modes et les fréquences des tours de l'arbre rotatif.……42

Chapitre IV

Figure 4.1 : variation de la vitesse critique en fonction du l'excentricité relative……48
Figure 4.2 : variation de la masse critique en fonction du l'excentricité relative…….49
Figure 4.3 : La carte de stabilité pour un palier L/D = 0.5……50
Figure 4.4 : variation de la vitesse critique en fonction du l'excentricité relative……52
Figure 4.5 : variation de la masse critique en fonction du l'excentricité relative…….53
Figure 4.6 : La carte de stabilité pour un palier L/D = 1.5……54

Table des matières:

Introduction général……..01

Chapitre I : étude biobibliographique

I.1.Introduction….....02

I.2.Historique….....04

I.3.Lubrification….....08

I.3.1.Composition et type d'huile….....08

a.Les huiles à base minérale….....08

b. Les huiles à base synthétique….....08

c. Les additifs : ….....09

I.3.2 Caractéristiques principales des lubrifiants liquides….....09

I.3.3 La viscosité de la lubrification….....10

Fluide newtonien: ….....10

Fluide non-newtonien….....10

I.3.4 Les types de lubrification….....11

Lubrification limite: (coefficient de frottement….....11

Lubrification mixte : coefficient de frottement….....11

Lubrification hydrodynamique: (coin d'huiles) ….....11

I.3.5. Lubrification élasto-hydrodynamique (EHD) ….....12

I.3.6. Comportement dynamique….....13

I.3.7. Objectifs de l'analyse dynamique des rotors. ….....13

I.4. Les paliers lisses……..……..15

I.4.1. Introduction…….……15

I.4.2. Classement des paliers lisses……16

a) selon la forme géométrique ……...…..16

1. La forme circulaire (coussinet à portée 360)……..……16

2. palier à arc partiel ……..…….16

3. forme elliptique (citron) ……...16

4. à patine oscillants ……17

5. A lobe ……..…….17

b) selon le type de lubrification ……..……..……..17

1. palier a régime sec……...……..17

2. Palier a régime onctueux……...……17

3. Palier a régime hydrostatique……...17

4. Palier a gaz……17

5. Palier a régime hydrodynamique……..17

6. Palier magnétique ……18

c) Selon leurs diamètres ……18

1. Palier court ……18

2. Palier infiniment long ……18

3. Palier de longueur finie……..18

I.4.3. Les paliers lisses cylindriques hydrodynamiques ……19

I.4.4. Principe de fonctionnement du palier……...20

I.4.5. Mode d'alimentation des paliers lisses……21

A) Rainures axiale ……...21

B) rainure circonférentielle……..22

I.4.6 Les avantages et les inconvénients des paliers lisses……..23

A) les avantages……...23

B) les inconvénients sont……23

Chapitre II : description d'une machine tournante

II.1. Introduction ……..24

II.2. Machine tournante ……24

II.2.1. Structure……25

II.3. Composants de la machine tournante……26

II.3.1. Les liaisons. ……...27

II.3.2. Les paliers lisses…….……...28

II.4. Les roulements. ……29

II.4.1. Le stator. ……32

Chapitre III : étude de stabilité

III.1. Introduction…….33

III.2. Méthode de Routh (ou Routh-Hurwitz)……...34

Construction du tableau des coefficients……..34

Enoncé du critère……..35

Propriétés de la méthode……...35

III.3. Les coefficients dynamiques……36

III.3.1. Déterminer les coefficients dynamiques……...36

III.3.2. La carte de stabilité……...39

III.4. vitesse critique……..40

III.4.1. masse critique……39

III.4.2. Vitesse critique de rotation……...39

III.5. Les prédictions du comportement dynamique des rotors. ….....44

a) Rotor rigide….....44

b) Rotor flexible…….. ….....44

III.5.1. Les différents mouvements de rotor.....45

III.5.2 divers types d'excitations ….....46

Chapitre IV : résultats et discussion

IV.1. Introduction……..48

IV.2. Etude de la stabilité d'un pallier court L /D=0.5…….48

IV.2.1. Donnée du problème……...…….49

IV.2.2. Variation de la vitesse critique en fonction du l'excentricité relative…..……...50

IV.2.3. Variation de la masse critique en fonction de l'excentricité relative……...51

IV.2.4. La carte de stabilité……...……...52
IV.3. Etude de stabilité……..53
IV.3.1. Introduction……..53
IV.3.2. Etude de la stabilité d'un pallier court L /D=1.5…….53
IV.3.2.1. Variation de la vitesse critique en fonction du l'excentricité relative……..55
IV.3.2.2. Variation de la masse critique en fonction de l'excentricité relative……....56
IV.3.2.3. La carte de stabilité……...57
IV.4. discussion et résultat……58
Conclusion générale……59
Bibliographie……60
Table des figures……...61
Liste des tableaux……..63

Introduction général

Les machines tournantes occupent une place prépondérante dans l'industrie et sont d'une utilisation très variée (stations de production d'énergie, stations de pompages, systèmes de propulsions, machines-outils, automobiles, équipement médicaux, accessoires domestiques et bien d'autres domaines).

Dans toutes ces machines, les paliers hydrodynamiques sont les éléments de base utilisés pour le guidage ou le support des rotors. Ils sont généralement alimentés en fluide lubrifiant, issu d'un réservoir interne ou externe, au moyen d'orifices ou de rainures d'alimentation.

Les machines de conception ancienne, datant de quelques décennies, se caractérisaient par des formes massives et de faible vitesse de rotation. Mais actuellement les machines sont beaucoup plus rapides et complexe. Ce qui rend l'étude de la stabilité et très importante

Parmi les problèmes rencontrés, c'est la sensibilité des machines tournantes aux problèmes vibratoires aux niveaux des paliers et de la structure. Parmi les phénomènes vibratoires qui affectent ceux-ci, les balourds qui sont les premiers à se manifester.

L'objectif principal de notre travail est l'étude de la stabilité d'une machine tournante supportée par deux pallié fluide à lubrification hydrodynamique en se basant sur la méthode de Routh et les coefficients dynamique des pallier

Le chapitre I consiste à faire en revue bibliographique liée au domaine du diagnostic des machines tournantes. Vu l'importance de la lubrification dans le domaine du diagnostic des machines tournantes, on donne, à cet effet, les notions de base lubrification. Les différents types de lubrification, les notions de la transformée de Fourier.

Le chapitre II de cette étude consiste à faire une présentation des machines tournante et pallier lisse, par des chercheurs de différents laboratoires de recherches est présentée.

Le chapitre III représente l'étude de la stabilité. La détermination des coefficients dynamique, la méthode de Routh, la vitesse critique.

Dans le chapitre IV on a présenté les résultats et discussion obtenus à partir des essais effectués cité au niveau du chapitre III.

1. Introduction :

La nécessité de l'utilisation des machines tournantes (grandes ou petites) dans la vie actuelle et surtout dans les systèmes industriels depuis le très longtemps, impose la surveillance, la maintenance et la réparation. Plusieurs travaux de recherches dans ce domaine ont été publiés par des chercheurs de divers laboratoires. [ ]

La lubrification est un domaine de la tribologie. C'est l'étude des contacts entre deux pièces en mouvement (d'où le mot ' dynamique ' de hydrodynamique) séparées par un film lubrifiant (d'où le mot ' hydro' eau ou tout film lubrifiant). [ ]

Les pièces en mouvement, le frottement solide-solide sont remplacés alors par l'ensemble solide-liquide-solide dans le contact. On aura alors des frottements très faibles par rapport aux frottements solide-solide. Ce film lubrifiant ne prend naissance qu'à certaines vitesses des deux pièces. D'où l'importance de l'étude du champ de vitesse, des frottements, de la viscosité du film lubrifiant sur le mouvement des deux pièces en contact.

L'étude du comportement dynamique des machines tournantes et des différentes structures mécaniques à rotors tel que les centrifugeuses, les pompes, les compresseurs, les turbines, et les éoliennes permettant de résoudre divers problèmes liés à leurs fonctionnements. Les rotors sont définis comme tout élément tournant autour d'un axe fixe.

La dynamique du rotor est un domaine très particulier et riche de la mécanique, où l'abondance des phénomènes peut être responsable de l'instabilité des structures tournantes. Un intérêt commun notamment de l'industrie des machines tournantes est de comprendre correctement les phénomènes vibratoires et de prédire le comportement dynamique de la flexibilité des rotors à aubes.

En effet, une connaissance suffisante des phénomènes vibratoires est essentielle pour l'examen des moyens adéquats pour réduire ou éliminer les vibrations et pour la conception de machines tournantes.

2. Historique :

Les premiers paliers fabriqués par l'homme préhistorique sont les crapaudines de la porte qui consistaient en un axe en bois tournant à l'intérieur d'un creux pratiqué dans un bois ou dans une pierre. Des éléments en pierres datés de 2500 ans avant J.C, ont ainsi été retrouvés en Mésopotamie. [1]

Pour transporter les lourdes charges, les égyptiens faisaient glisser celles-ci sur des chemins réalisés en bois, et lubrifiés abondamment à l'avant de l'objet à déplacer. Plusieurs bas-reliefs montrent cette méthode de transport. Le plus ancien provient de la tombe de Saqqarah (Egyptien pyramide) et date de 2400 ans J.C. (figure 1.1)

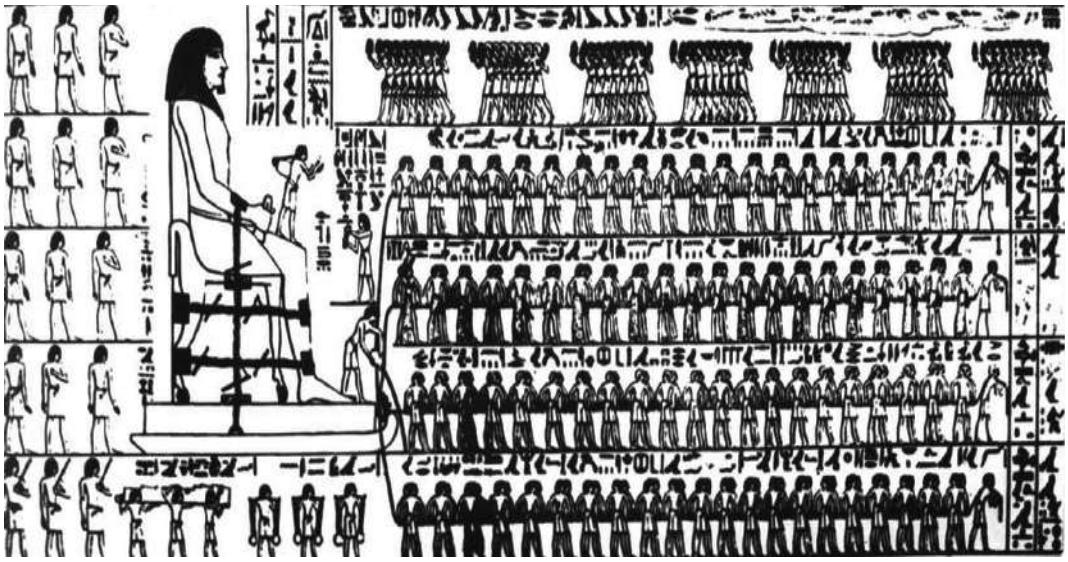


Figure 1.1: Transport de statue, tombe de TchutiHetep, El-Bersheh, Egypte, 1880-avant-JC

Au moyen âge, il était réalisé des coussinets en bronze pour permettre de réduire le frottement et l'usure. De même, Léonard de Vinci est le premier tribologue connue ; il a apporté une contribution remarquable à l'étude des problèmes de frottement. Ses idées étaient très en avance sur les réalisations technologiques de son époque. [1]

Le début de la révolution industrielle Charles Augustin Coulomb (1736-1806) marqué dans le domaine de la tribologie par différents expériences sur le frottement de glissement et dans

Certains cas sur le frottement de roulement. Il a ainsi déterminé de nombreuses valeurs des coefficients de frottement statique et dynamique encore globalement valables aujourd'hui. [1]Le XIXe siècle a été marqué par des développements très importants dans tous les domaines et en particulier en Tribologie. Par ailleurs le développement des machines à vapeur a entrainé l'utilisation de nombreux paliers lisses.

En 1983 NikolaiPavlovich Petrov (1836-1920) présentes des études sur le frottement des paliers lubrifiés. Il a valorise l'importante de la viscosité dans les contacts lubrifier. [1]

En Angleterre en 1882, B.Tower (1845-1904) a réalisé des essais sur la lubrification des paliers. Dès 1883, Tower présente dans un premier rapport ses résultats obtenus sur le frottement et constate, qu'ils correspondent mieux aux lois du frottement liquide qu'à celles du frottement solide données par les lois de Coulomb. [1]

Osborne Reynolds (1842-1912) dans un article publié en 1886 a établi les bases de la lubrification hydrodynamique actuelle dans le but d'expliquer les résultats expérimentaux de Tower. Il a montré que lorsqu'un film de lubrifiant sépare totalement les surfaces, le frottement n'est pas proportionnel à la vitesse car l'élévation de température dans le film entraine une diminution de la viscosité et donc du frottement. [1]

O. Reynolds a intégré l'équation de Navier-Stokes et supposé qu'il n'y pas de glissement entre le fluide et les surfaces du contact, il obtient le champ de vitesse dans le fluide et développé une équation est connue depuis sous le nom d'équation de Reynolds c'est l'équation de base de la lubrification hydrodynamique. [1]

La dynamique des arbres et rotors

La dynamique des arbres et rotors est une discipline qui a une remarquable histoire due à l'effet réciproque entre la théorie et la pratique [2].

Elle concerne essentiellement l'étude du comportement vibratoire de machines tournantes telles que par exemple les pompes, les turbines et les compresseurs.

Malgré que la dynamique des arbres et rotors soit connus depuis l'invention de la roue, sa recherche proprement dite a commencé avec Rankine qui a publié un article en 1869 sur les mouvements de tournement d'un arbre tournant. Mais celui-ci a utilisé incorrectement la deuxième loi de Newton en choisissant un modèle malheureux (Figure 1.2) et conclue que pour une certaine vitesse de rotation critique l'arbre tournant fléchit considérablement et

qu'au-delà de cette vitesse son opération serait impossible [3]

En 1895, Dunkerley publia une étude sur les vibrations des arbres chargés par plusieurs poulies [4]. Cette même année Foeppl utilisa un meilleur modèle et expliqua analytiquement que l'opération au-delà de la vitesse critique étant possible [5].

Ceci a été confirmé expérimentalement en 1989 par De Laval qui travaillait sur les turbines à vapeur. Il a réussi à opérer à sept fois la vitesse critique. [ ]

Kerr publia en 1916 une autre évidence expérimentale qui montre qu'une deuxième vitesse critique pouvait être atteinte si l'on dépassait en toute sécurité la première. [ ]

Cet sorte de conflit qui existait a été enfin résolu par Jeffcott en 1919 qui confirme la prédiction de Foeppl en écrivant le premier rapport sur la théorie fondamentale de la dynamique des rotors [6].

Les contributions de Jeffcott et De Laval sont encore très appréciés et c'est pour cela que leurs noms sont associés au modèle de base d'un rotor (un disque au milieu d'un arbre).

En 1924, Stodola écrivit un chef d'œuvre où il détailla les développements fait sur la dynamique des rotors. [ ]

En 1933, Smith était le premier à étudier les systèmes symétriques et asymétriques [6].

Les vibrations des rotors avec des masses continûment réparties ont été étudiées dans les années 50 et 60 par Bishop, Gladwell et Parkson qui ont reporté une série de publications sur les réponses déséquilibrées et l'équilibrage des rotors continus. [ ]

La méthode des éléments finis et la méthode de transfert de matrice sont les deux méthodes utilisées pour déterminer les fréquences naturelles, les modes et les réponses forcées au déséquilibrage dans les systèmes à rotor complexes.

La méthode de transfert des matrices qui est utilisée pour les systèmes multi rotors avec paliers a été développée durant les années 60 par plusieurs chercheurs.

Par contre la méthode des éléments finis a été développée en premier dans le domaine de la dynamique des structures. C'est Ruhl et Booker qui, en 1972, étaient les premiers à faire l'application sur les rotors. [ ]

3. Lubrification :

En mécanique, les lubrifiants ont notamment pour de rôle de lubrifier, réfrigérer ou les deux à la fois, pour réduire le frottement d'une pièce par rapport à une autre ou pour l'usinage mécanique.

Il y a trois principales familles de lubrifiants: lubrifiants solides, les lubrifiants liquides et les lubrifiants pâteux.

1. Composition et type d'huile :

La plupart des huiles lubrifiantes sont un mélange de 90% à 95% d'une huile de base avec 5 à 10% d'additifs dissous. Le choix d'une base particulière est déterminé par l'application, les conditions de lubrification et le cout

Les huiles lubrifiant sont généralement constituées d'un fluide de base appelé « base lubrifiant ». [1] Il existe deux bases pour les huiles lubrifiantes qui sont soit d'origine minérale ou synthétique.

a. Les huiles à base minérale

On distingue deux types de structure, la structure paraffinique formée d'hydrocarbures saturés à chaine droite (très stable à l'oxydation, bonne résistance à haute température), et les structures naphténiques formés de noyaux cycliques (grande-aptitudes à la gélification)

b. Les huiles à base synthétique

Les familles sont très nombreuses citant à titre d'exemple : les phosphoriques, aliphatique, apprécier pour leur faible viscosité à basse température et leur bas point de congélation; et les polypropylènes glycols.

c. Les additifs :

Les exigences des machines en vitesse, température et fiabilité sont maintenant telles que ni les huiles minérales, ni les huiles synthétiques ne peuvent toujours toutes les conditions du cahier des charges. Tous les lubrifiants industriels contiennent des additifs destinés à protéger l'équipement, à prolonger la vie du lubrifiant et à améliorer ses qualités lubrifiantes. Ces additifs servent à :

- Protéger l'équipement
- Prolonger la vie du lubrifiant
- Améliorer les qualités lubrifiantes. [9]

2. Caractéristiques principales des lubrifiants liquides :

La couleur, ainsi que le reflet au soleil, le trouble par transparence et l'aspect général était les seuls critères utilisés pour qualifier un lubrifiant, actuellement, les caractéristiques correspondent à des normes bien normes bien définies, les plus importantes sont :

- L'onctuosité ou pouvoir graissant
- La stabilité d'une huile à la chaleur et à l'oxydation
- La viscosité à deux températures qui nous permet de calculer aussi l'indice de viscosité
- La densité
- Le point d'éclair qui mesure l'inflammabilité.
- Le point de congélation qui représente la fluidité à froid ; le point d'aniline. [9]

3. La viscosité de la lubrification :

En lubrification les propriétés physiques et chimique de toutes à considérer, la viscosité est l'une des plus importantes.

La viscosité déterminer les pertes par l'épaisseur du film d'huile dans les paliers, les systèmes hydrauliques ou le régime de fonctionnement est hydrodynamique.

La viscosité est véritablement une mesure de l'aptitude physique d'un fluide à assurer la lubrification par film complet sons des conditions définies de vitesse, de charge et de température. [1]

Fluide newtonien:

Le modèle de fluide newtonien décrit bien la très grande majorité des fluides composés de molécules simples. La définition d'un fluide newtonien est assez restrictive : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au gradient de vitesse, ce qui implique que :

- Dans un écoulement de cisaillement simple, les seuls contraintes crées par l'écoulement sont des contraintes de cisaillement.
- La viscosité est indépendance de la vitesse de cisaillement.

La viscosité est indépendance du temps et de contraintes s'annulent immédiatement lorsque l'écoulement est arrêté.

Fluide non-newtonien:

Toute déviation des règles du fluide newtonien est le signe d'un comportement non-newtonien. La description de ces comportements et leur interprétation en relation avec la structure microscopique de fluide consiste une discipline appelée rhéologie. Cette discipline est assez récente; mais elle a connu un développement considérable avec l'apparition des polymères synthétiques.

Le caractère non-newtonien le plus répondu est la variation de viscosité avec la vitesse de cisaillement. Très souvent, pour les solutions de polymère, la viscosité diminue au fur et à mesure que l'on augmente la toux de cisaillement (gradient de vitesse) auquel est soumis le fluide. C'est le comportement rhé fluidifiant.

4. Les types de lubrification : [1]

Lubrification limite: (coefficient de frottement : 0.02< F < 0.2)

Elle concerne les surfaces se déplaçant à faible vitesse pour lesquelles un film d'huile visqueux continu ne peut se former en raison des trop fortes pressions de contact. Dans les véhicules, ce régime est prépondérant durant le démarrage ou l'arrêt des mécanismes et au cours de certain phase transitoire de fonctionnement comme, par exemple, les contacts segment-piston-cylindre aux point morts.

Lubrification mixte : coefficient de frottement: 0.001<F< 0.2

souvent rencontrée dans la pratique, elle est intermédiaire entre le régime limite et les régimes de lubrifiant fluide : hydrodynamique ou élasto-hydrodynamique, il existe chaque fois qu'un film visqueux mince s'établit entre les surfaces dont l'épaisseur est insuffisante pour séparer totalement les aspérités les plus proéminentes ; un certain nombre de contacts directs métal-métal se produisent alors, ce qui entraine une augmentation du frottement, des températures de contact et de l'usure adhésive.

Lubrification hydrodynamique: (coin d'huiles):

Le coefficient de frottement en lubrification hydrodynamique n'a plus de sens : il peut varier entre 10-6 et ∞, pour lequel la viscosité du lubrifiant constitue le paramètre essentiel jouant sur la formation d'un film d'huile épais (palier lisse, contacts segments/ piston/cylindre.).

La lubrification dite hydrodynamique (HD), lorsque les pressions générée dans le film sont faibles et n »entrainent pas de déformation élastique significatives des surfaces. C'est principalement le cas pour les contacts conformes qui sont caractérisés par aires des aires de contact importantes et donc des pressions relativement faibles. Les paliers hydro dynamique sont représentatifs de ce type de régime.

I.3.5. Lubrification élasto-hydrodynamique (EHD) :

Qui fait intervenir la déformation élastique des surfaces et l'augmentation considérable de la viscosité du lubrifiant sous l'effet des très faible pressions de contact pour former un film d'huile très résistant mais très mince (engrenage, roulement…) lubrification hydrostatique : (film complet) coefficient de frottement à utiliser avec prudence. 10-8 <F<10-2, pour lequel la séparation des surfaces est assurée par une très forte mise en pression extérieure du fluide gazeux ou liquide; ce régime n'existe pas dans l'automobile.

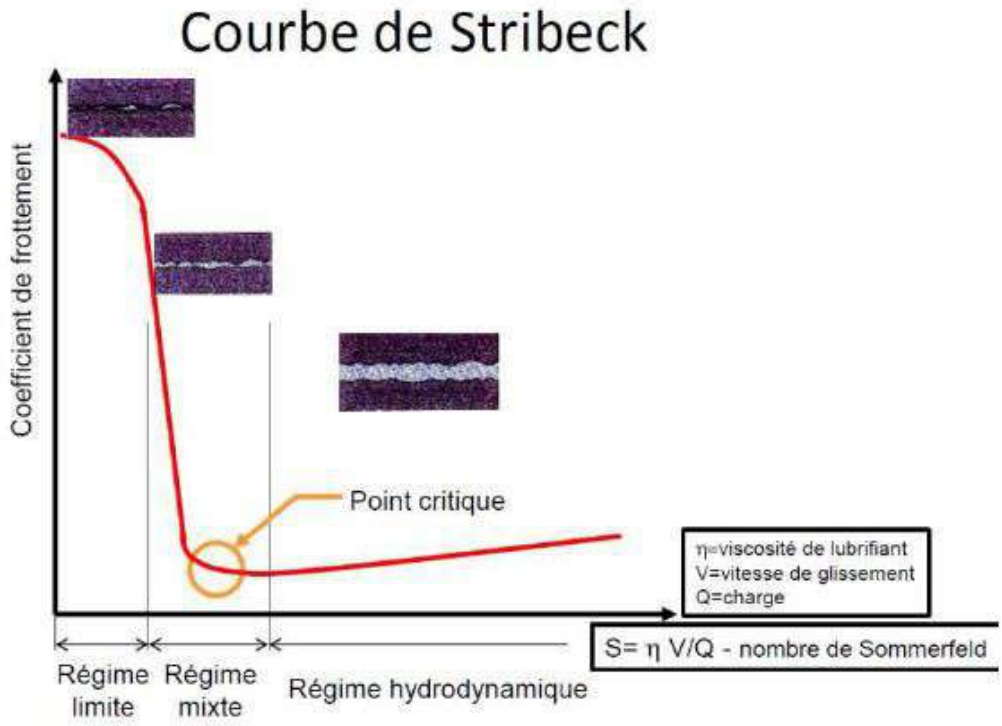


Figure 1.2 : Courbe de Stribeck.

I.1.1. Comportement dynamique :

La dynamique des rotors est l'étude de la dynamique et de la stabilité du mouvement des machines tournantes. Elle joue un rôle important dans l'amélioration de la sécurité et des performances de ces systèmes.

Au fur et à mesure que la vitesse de rotation d'un objet tournant augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil, sa vitesse critique. Cette évolution est souvent excitée par un déséquilibre de la structure tournante.

Si l'ampleur de la vibration à ces vitesses critiques devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire. Une turbomachine peut également développer des instabilités liées à sa construction interne, entraînant également des défaillances catastrophiques. Pour l'ingénieur qui conçoit de grands rotors, avoir recours uniquement à de chers prototypes et tests physiques est un véritable handicap.

I.1.2. Objectifs de l'analyse dynamique des rotors :

Lors de la conception, l'exploitation et la maintenance des machines tournantes, l'analyse dynamique des rotors peut aider à atteindre les objectifs suivants:

a) Prédire les vitesses critiques. Vitesses auxquelles les vibrations dues au déséquilibre du rotor est maximum. elle peut être calculée à partir de données de conception, de manière à les éviter en fonctionnement normal de la machine.
b) Déterminer les modifications de conception pour changer les vitesses critiques. Chaque fois que les ingénieurs de conception ne parviennent pas à réaliser la premier objectif avec précision ci-dessus, ou il devient nécessaire de modifier la plage de vitesse de fonctionnement d'une machine, les modifications de conception peut être nécessaire pour changer les vitesses critiques.
c) Prédire les fréquences propres de vibration en torsion, flexion et couplage. Cet objectif s'applique généralement au système de chaîne de transmission dans lequel la machine est utilisée. Par exemple, un rotor de compresseur centrifuge entraîné par un moteur électrique synchrone à travers une boîte de vitesses peut participer à un mode de vibration de torsion excité par pulsations du moteur

lors du démarrage. Dans un tel cas, il pourrait être souhaitable de changer la fréquence naturelle à une valeur qui a le moins possible d'excitation (en amplitude et / ou durée).

d) Calculer les valeurs et les positions des masses du balourd de correction, dans une opération d'équilibrage, à partir des données de vibration mesurées. Cette capacité permet à l'équilibrage du rotor en place d'être accompli, ce qui réduit l'amplitude de synchrones-vibration.

e) Prévoir des amplitudes de vibration synchrone provoquée par le déséquilibre du rotor. C'est l'un des objectifs les plus difficiles à accomplir avec exactitude puisque l'amplitude de la rotation de rotor dépend de deux facteurs qui sont à la fois très difficile à mesurer: (a) la distribution de déséquilibre le long du rotor, et (b) de l'amortissement du système rotor-palier. On peut, cependant, prédire les effets relatifs de déséquilibre du rotor et de l'amortissement du système dans des endroits précis

f) Prédire des vitesses et des fréquences de vibration de seuil d'instabilité dynamique. Cet objectif est un autre défi à l'heure actuelle, car un certain nombre de forces de déstabilisation ne sont pas encore assez bien compris pour la modélisation mathématique précise. Cependant, l'instabilité causée par paliers lisses, connu sous le nom fouet l'huile, on peut prédire assez précisément.

g) Déterminer les modifications de conception pour supprimer les instabilités dynamiques. Cet objectif peut être atteint plus facilement que l'objectif précédent, depuis que l'ordinateur permet de simuler et prédire l'effet relatif de stabilisation des modifications matérielles différentes, même si les modèles de force de déstabilisation ne sont que des approximations.

I.2. Les paliers lisses :

I.4.1. Introduction :

Les paliers lisses sont des organes mécaniques utilisés en constriction mécanique pour supporter et guider en rotation, des arbres de transmission suivant l'usage désiré.

On peut classer les paliers selon deux catégories:

- Lisse ou les arbres qui représentent sur des coussinets sont soumis au frottement de glissement entre surfaces en contact (figure 1.3)
- A roulement ou le contact s'effectue par l'inter médire de billes ou de rouleaux contenus dans des cages (figure 1.4).



Figure 1.3 : Les paliers lisses



Figure 1.4 : Les roulements

I.4.2. Classement des paliers lisses :

En peut classer les paliers lisses selon défirent type, mais nous trouvons deux type sont :

a) **selon la forme géométrique :**

1. **La forme circulaire (coussinet à portée 360) :**

C'est le palier le plus simple et fréquemment utilisés, ils correspondant à la meilleure solution technologie existant actuellement. Il y a trois types des coussinets circulaires

2. **palier à arc partiel :**

Les paliers lisse cylindrique ou à arc partiel faiblement chargés à vitesse élevée présentent de grands risques d'instabilités. L'idée d'amélioration la stabilité de Newkrik et Grobel (1934) est de vérifié expérimentalement que l'existence d'une discontinuité dans la géométrie à la surface du coussinet pouvait améliorer la stabilité du palier. (Figure 1.5). [7]

3. forme elliptique (citron) :

Ils sont des paliers constitués par deux demi-coquilles en acier forgé se raccordant suivant un plan horizontal, la partie extérieure peut comporter : soit une portée sphérique qui permet lors du montage, soit des cales qui permettent le réglage radial (figure 1.6).

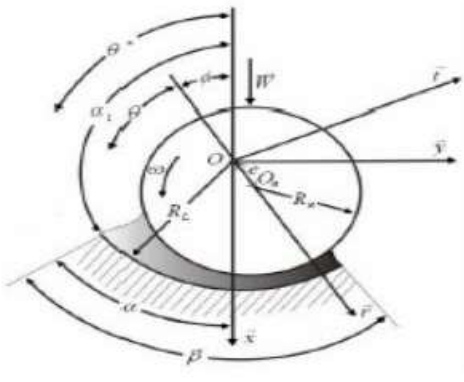


Figure 1.5: palier à l'arc partiel

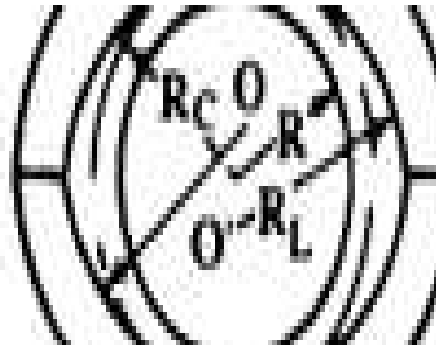


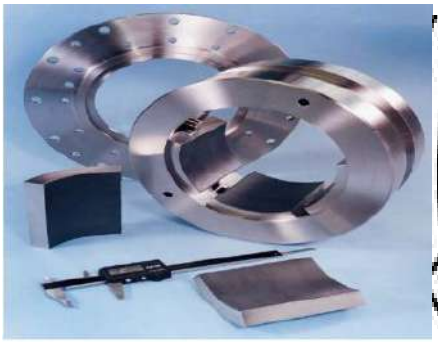
figure 1.6: Palier citron

4. **à patine oscillants :**

Un palier a patine oscillants est composé en patins, identiques ou non, individuellement articules autour de pivots, situés généralement sur un cercle appelé « cercle pivots » (figure 1.7). [1]

5. **A lobe :**

C'est un palier multi-lobes le centre de courbure des lobes sont situés sur un cercle de rayon et de centre et centre géométrique du palier, le palier est dit pré-chargé géométriquement (figure 1.8).



1.7 : Photographie d'un palier à 3 patins

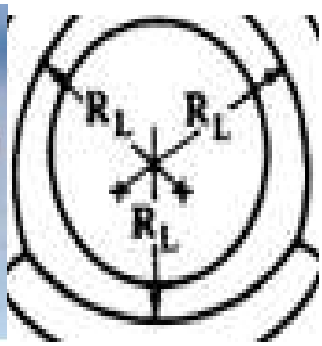


figure 1.8: Palier à trois lobes.

b) **<u>selon le type de lubrification :</u>**

1. **palier a régime sec:** c'est un palier à contact direct, pas de film d'huile entre coussinet et pièces.
2. **Palier a régime onctueux:** présence d'un mince film d'huile entre coussinet et pièces. [8]
3. **Palier a régime hydrostatique:** présence d'un épais film d'huile entre coussinet et pièces, ce film est créé artificiellement dans un palier par injection sous pression du lubrifiant.
4. **Palier a gaz:** qui le même principe que les paliers hydrostatiques mais lubrifiant utiliser et un gaz, généralement de l'air. [8]
5. **Palier a régime hydrodynamique:** présence d'un film entre coussinet et pièce, ce film d'huile se crée uniquement en régime permanent du mécanisme, et est dû au phénomène de partance. Une vitesse minimale est à atteindre pour que phénomène apparaisse.

6. **Palier magnétique:** c'est in rotor Ferro-magnétique flottant dans un champ magnétique crée par des électro-aimants. Ces paliers suppriment tout contact rotor durant le fonctionnement du système.

c) **Selon leurs diamètres :**

Les paliers lisses cylindriques sont divisés en trois types, les paliers infiniment courts, infiniment longs et les paliers de longueur finie :

1. **Palier court :**

Un palier est dit court lorsque le rapport (L/D) de la longueur au diamètre du palier est faible, de $L/D \leq 0.5$. Dans ce type de palier, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression circonférentiel négligeable, ce qui simplifie les calculs.

2. **Palier infiniment long :**

Lorsque le rapport L/D de la longueur au diamètre de palier est grand, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonférentiel. En pratique, ce calcul s'applique aux paliers tels que $L/D \geq 1.5$. Dans ce type des paliers, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression axial négligeable devant la gradient de pression circonférentiel.

3. **Palier de longueur finie**

Dans le cas où le rapport L/D est compris entre 0.5 et 1.5, le palier est considéré de longueur finie. Les deux types de palier précèdent constituent les configurations extrêmes, l'infiniment long et l'infiniment court, le palier de longueur finie donne une configuration réelle du palier. Les résultats obtenus par ce type de palier on ne tient pas compte des hypothèses simplificatrices précédentes.

I.4.3.Les paliers lisses cylindriques hydrodynamiques :

Un palier lisse hydrodynamique (HD) est constitué de deux éléments, l'arbre de rayon Ra qui tourne dans un coussinet de rayon intérieur R_C et de longueur L qui comportant une rainure permettant l'arrivée d'un fluide visqueux sépare totalement les surfaces. Lorsque l'arbre est tourné ce film d'huile se crée un régime hydrodynamique.

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés pour supporter des charges radiales et pour le guidage des rotors de dimensions importantes surtout lorsque les conditions de fonctionnement sont sévères (charges et fréquences de rotations élevées).

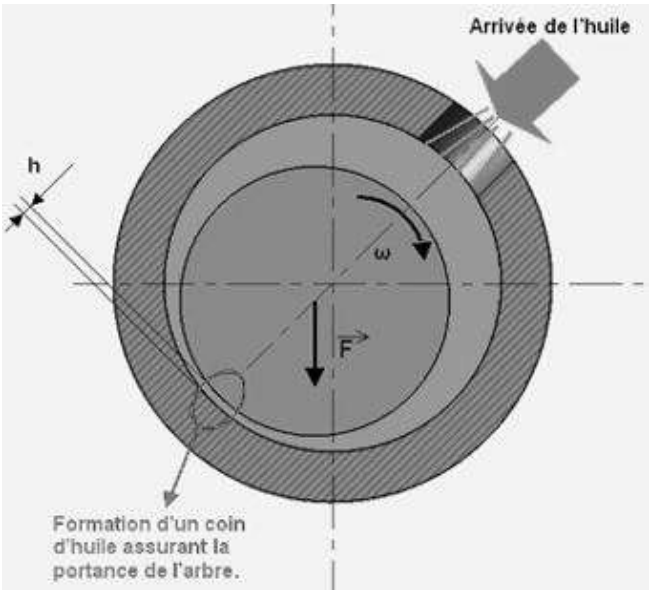


Figure 1.9: schéma représente un palier hydrodynamique

I.4.4.Principe de fonctionnement du palier :

Fonctionnement de palier repose sur le débit du film. Dans le cas de la lubrification hydrodynamique, la génération de la pression se fait par conservation du débit dans la portance et le frottement.

Dans le cas d'un palier hydrodynamique, la portance recherchée et le frottement sont une conséquence. Pour que le fluide soit une interface, il faut que le champ de pression soit suffisant pour équilibrer la charge normale en fonction de l'aire du contact disponible, mais aussi que l'épaisseur minimale du film soit supérieure aux éventuels défauts géométriques des surfaces.

La figure si dessue (figure 1.10) présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous chargement

a) à l'arrêt, l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance O1O2 est égale au jeu radial J.

b) au démarrage, l'arbre roule en glissement à l'intérieur de coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entrainé dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

c) Au fonctionnement, dès que la vitesse de rotation devient suffisante, il y a présence d'un champ de pression hydrodynamique qui supporte la charge P constante, le centre de l'arbre O1 occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet. Si le torseur de forces extérieures se réduit à une force unique P qu'agit dans les plans de la section médiane du palier.

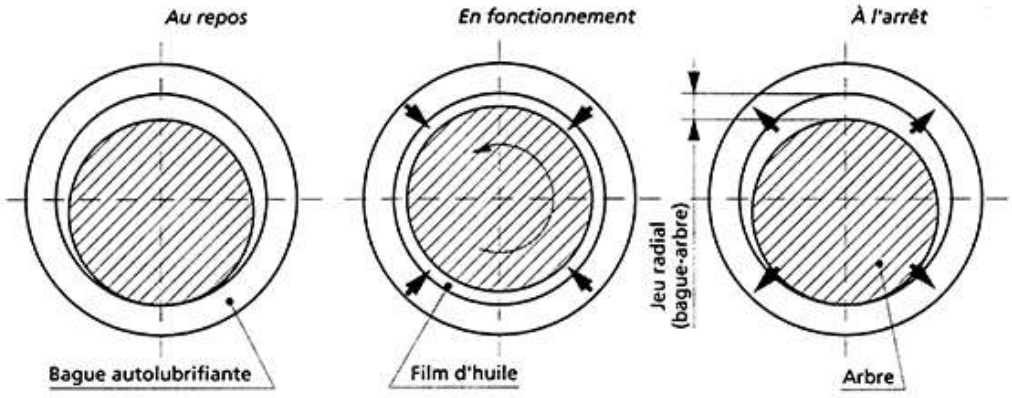


Figure 1.10: schématisation de fonctionnement d'un plier lisse

I.4.5.Mode d'alimentation des paliers lisses :

La position, la forme des rainures d'alimentation et la pression d'alimentation ont une influence sur les caractéristiques de fonctionnement d'un palier lisse. Il y a deux types classiques de rainure : les rainures axiales, les rainures circonférentielles.

A) **Rainures axiale :**

Du point de vue du remplissage en huile du palier, pour les charges fixes en direction, la position la plus favorable pour la rainure axiale est située légèrement en aval de la génératrice pour laquelle l'épaisseur du film est maximale.

Cependant, comme la position de la ligne des centres repérée par l'angle de calage est fonction, pour un palier donné, de la charge, de la vitesse et de la viscosité du lubrifiant, cette rainure est souvent située dans une zone comprise entre 90° et 135° en amont de la charge.

Si le sens de rotation n'est pas fixe, on peut placer deux rainures diamétralement opposées à 90° de la direction de la charge, dans la zone d'épaisseur maximale du film (figure 1.11).

La présence de deux rainures d'alimentation est parfois justifiée par des considérations thermiques: le rôle de la seconde rainure est alors de « limiter » la recirculation de fluide chaud et de mieux refroidir le palier.

La position de la rainure axiale modifie très peu la valeur de la charge portante dès lors que cette rainure est située dans la partie supérieure non chargée, cependant elle peut avoir une certaine influence sur la valeur du couple de frottement.

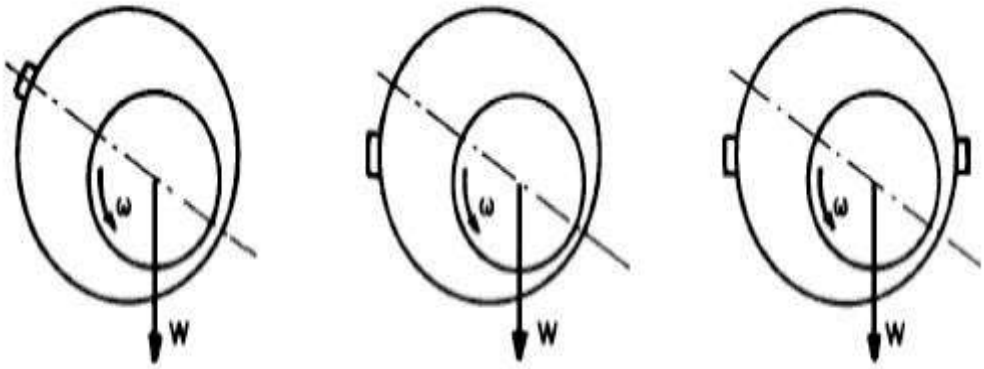


Figure 1.11: position des rainures axiales

B) Rainure circonférentielle:

La rainure circonférentielle, généralement placée dans la section médiane du palier (figure 1.12), est située lorsque la charge est variable en direction (charge tournante par exemple).

Ce type de rainure diminue sensiblement la charge portante car elle substitue deux paliers de longueur L'<L/2 à un palier de longueur (figure 1.13).

Aussi des rainures circonférentielles d'amplitudes limitées ou même des tous sont utilisées sur certains paliers de bielles de moteurs thermique.



Figure 1.12: Palier à rainure circonférentielle

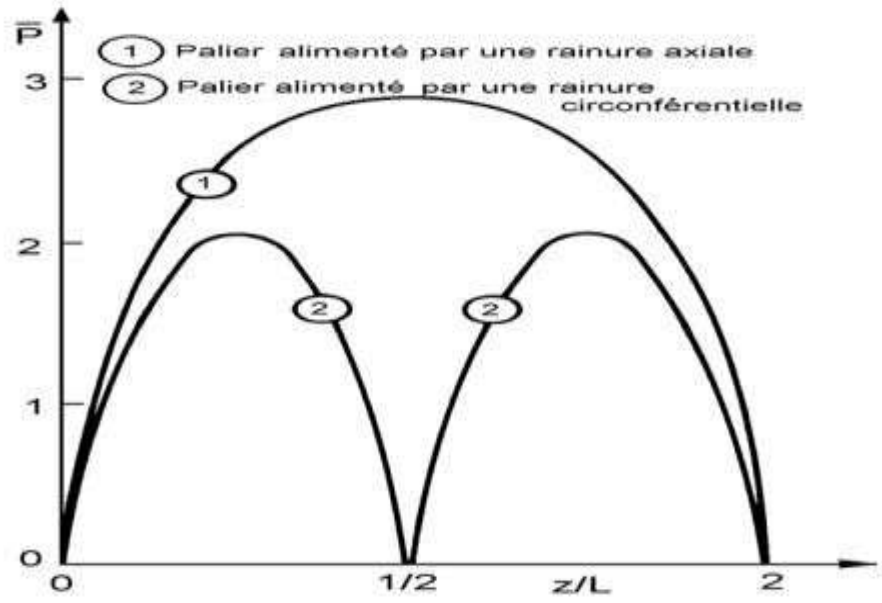


Figure 1.13: Variation de la pression en fonction de la coordonnée axiale z

I.4.6.Les avantages et les inconvénients des paliers lisses:

A) **Les avantages :**

- insensible aux chocs et aux vibrations à cause de leurs grandes porteuses amortissant lubrifiées.
- Silencieux.
- Insensible à la poussière.
- Grandes vitesse de rotation.
- Durées de la vie illimitée dans le domaine de frottement liquide.
- Montage et démontage facile des arbres lorsqu'il s'agit des coussinets fractionnés.

B) **Les inconvénients :**

- grand moment résistant au démarrage.
- grande qualité d'huile nécessaire pour la lubrification.
- surveillance permanente.
- rendement moins élevé que celui des roulements.

II.1. introduction :

Une machine tournante est une machine constituée par deux parties principales. Un rotor ou tourillon représentant la partie mobile et une autre partie qui est fixe appelée stator. Le lien entre le rotor et le stator est le palier.

Ce dernier est l'origine de toute instabilité dynamique de la machine.

II.2. Machine tournante :

Les machines tournantes sont d'une grande importance dans les systèmes d'échanges d'énergie mécanique, thermique ou hydraulique

Un système tournant est constitué d'un rotor, une structure, et des liaisons de différentes natures (Figure 2.1).

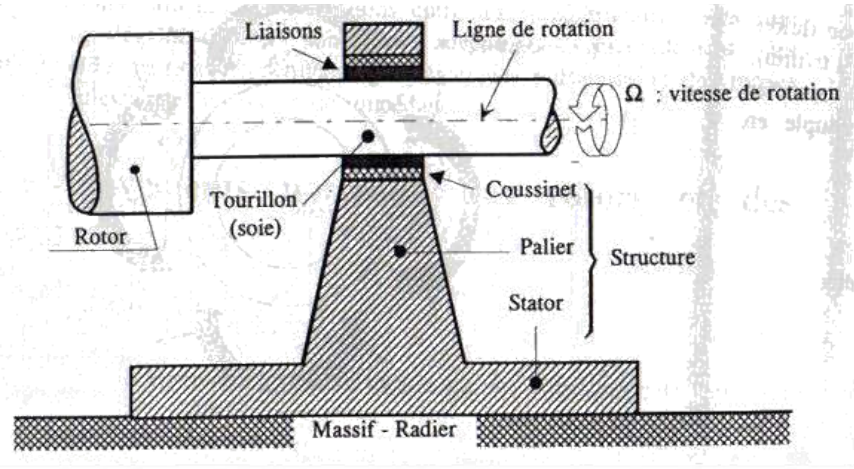


Figure 2.1: Eléments constitutifs d'une machine tournante.

II.2.1. structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants (voir Figure 2.1):

- Les coussinets de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements.

- Les paliers qui relient les coussinets (bagues) au stator.

- Le stator ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : ailettes pour les turbomachines.

- Le massif des systèmes embarqués peut prendre des formes beaucoup plus variées que celle des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radiers.

Une interface adapte le stator au massif. Cette adaptation exige de résoudre un problème qui relève de la suspension des machines dont peut dépendre la tranquillité vibratoire, spécialement celle de l'environnement.

- Le radier est un élément spécifique aux systèmes terrestres.

- Il assure la liaison entre le massif et les sols et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol.

II.3.Composants de la machine tournante :

Un système tournant se compose de trois types d'organes : le rotor, le stator et les liaisons.

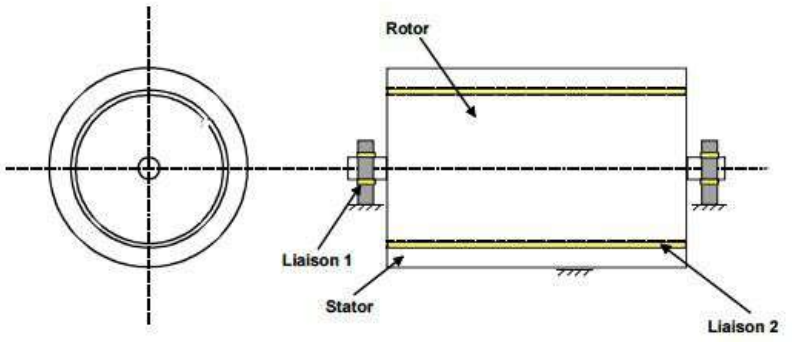


Figure 2.2 : Organes d'une machine tournante

Nous commençons par étudier les liaisons, car elles conditionnent le comportement du rotor. Quand on parle de liaisons, on entend généralement les liaisons mécaniques telles que les paliers ou roulements (liaison 1 figure 2.2).

En réalité, il s'agit de tous les éléments permettant un échange de forces entre le rotor et le stator. Ainsi, dans les turbocompresseurs, le fluide circulant entre les parties tournantes et statiques constitue également un élément de liaison.

Les forces magnétiques de façon analogue aux forces des fluides participent aussi à la définition de la liaison existant entre le rotor et le stator (liaison 2 figure 2.2). Nous négligerons dans un premier temps cette liaison.

II.3.1. **II.3.1. Les liaisons :**

Les liaisons qui guident les rotors des machines tournantes peuvent être classées en trois catégories:

- les liaisons fluides (grosses machines avec besoin d'évacuation thermique).
- les liaisons à roulements (les plus courantes).
- les liaisons magnétiques (applications spécifiques).

De manière générale, on peut synthétiser la caractéristique de la liaison par son impédance. L'impédance de liaison est la matrice dynamique reliant la position et la force

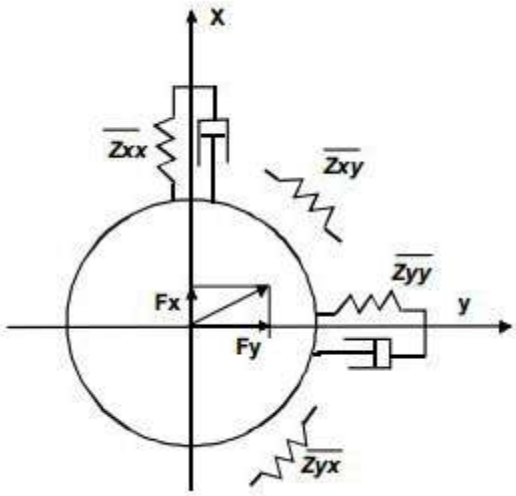


Figure 2.3 : Modélisation d'une liaison rotorique

Les liaisons rotoriques permettent de transmettre les efforts radiaux entre le rotor et le stator. Cette liaison est caractérisée par la raideur et l'amortissement visqueux.

II.3.2. II.3.2 Les paliers lisses :

Le palier fluide utilise un mince film fluide pour assurer la lévitation de l'arbre dans le coussinet. En fonction de la vitesse du rotor, le régime de glissement passe successivement du frottement sec au régime onctueux pour enfin atteindre le régime hydrodynamique. Dans cet état, le film d'huile est suffisamment épais pour assurer une rotation de l'arbre sans contact avec le coussinet.

Il existe un autre régime de lubrification, c'est le régime hydrostatique. Le coussinet contient, alors une cavité de quelques millimètres au fond de laquelle est percé un trou par lequel on amène de l'huile sous pression à l'aide d'une pompe.

La pression dans la cavité augmente jusqu'au moment où le patin se soulève. Un débit d'huile s'établit alors par l'ouverture créée; la pression diminue, mais reste suffisante pour maintenir l'arbre séparé du coussinet.

Dans le cas des paliers fluides, les termes croisés de la matrice d'impédance sont importants. Ceux-ci s'expliquent par la présence de forces hydrostatiques. Le déplacement du rotor dans une direction diminue la section de passage du film d'huile.

Le débit d'huile étant conservé, il y a alors une augmentation de la vitesse du film qui produira une force tangentielle dans la direction orthogonale au déplacement.

Une étude détaillée de ces phénomènes est réalisée par J. Frene [9].

Ces forces hydrodynamiques peuvent amener à une instabilité appelée tourbillonnement (figure 2.4)

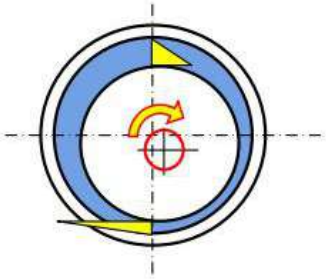


Figure 2.4: Profils du film d'huile d'un palier hydrodynamique et mouvement de tourbillonnement

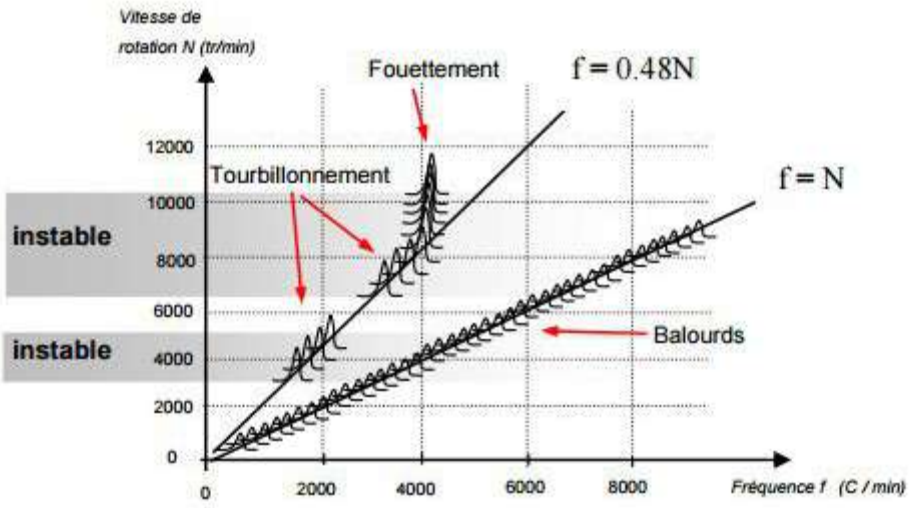


Fig. 2.5 Vibrations d'un rotor sur palier lisse (diagramme de Campbell)

Figu

re 2.5: Vibrations d'un rotor sur palier lisse (diagramme de Campbell)

II.4.Les roulements :

Le palier à roulements est beaucoup plus raide que le palier fluide et l'absence de termes croisés, liés aux conditions de continuité de l'écoulement fluide, rend inconditionnellement stable sa matrice d'impédance. Les amortissements sont faibles et seront négligés.

(1.4)

Il existe de grandes variétés de roulements. Leur structure dépend généralement du type de contraintes qu'ils devront supporter : axiales, radiales, statiques ou dynamiques.

Les roulements ne présentent pas d'instabilités, mais ne sont pas pour autant silencieux. Certains défauts liés à l'écaillage des billes, à la non cylindricité des bagues et des billes produisent des vibrations.

Il faut également remarquer que les efforts radiaux transmis par le roulement sont modulés en amplitude par le passage de billes. Le spectre de perturbation illustré par la figure 2.6 montre de façon qualitative la complexité du spectre de vibration.

Les fréquences remarquables pour un roulement sont :

- FT: Fréquence du train de billes
- FPE: Fréquence de passage sur la bague extérieure
- FPI: Fréquence de passage sur la bague intérieure
- FRB: Fréquence de rotation des billes

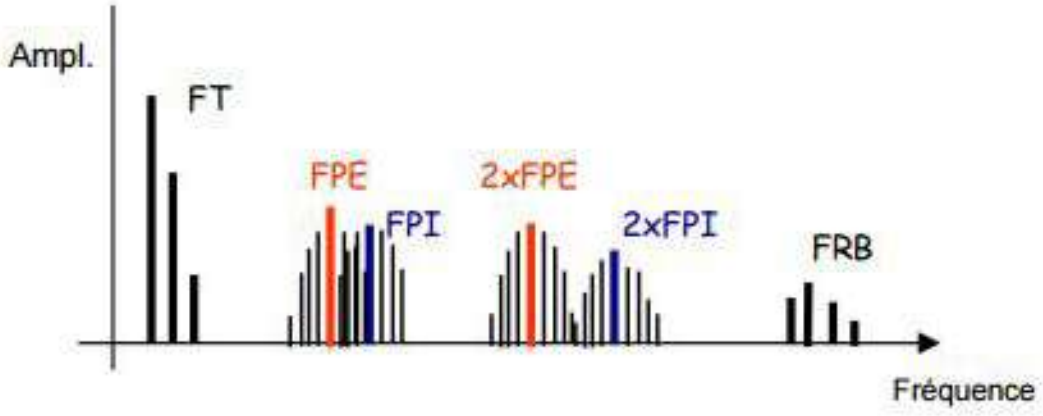


Figure 2.6: Illustration qualitative du spectre de bruit d'un roulement

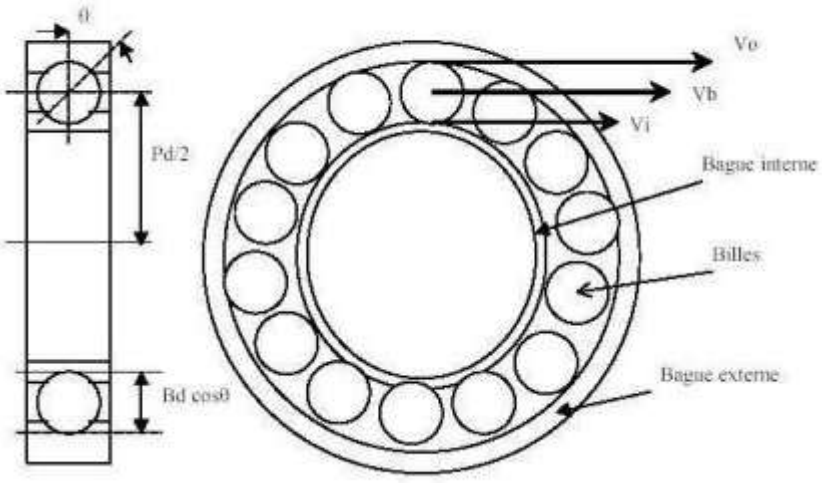


Figure 2.7: Exemple de roulement à billes

Le roulement est le type de liaison tournante le plus répandu. Il est néanmoins fragile.

Remarquons que pour éviter les chocs les roulements sont généralement précontraints. Les billes sont alors continuellement en compression et le contact de la bille avec le chemin de roulement n'est plus ponctuel. Cela introduit un échauffement non négligeable du roulement.

La charge radiale est donc un élément qui conditionne de façon importante la durée de vie des roulements. En réalité la durée de vie d'un roulement est liée au cube de la charge.

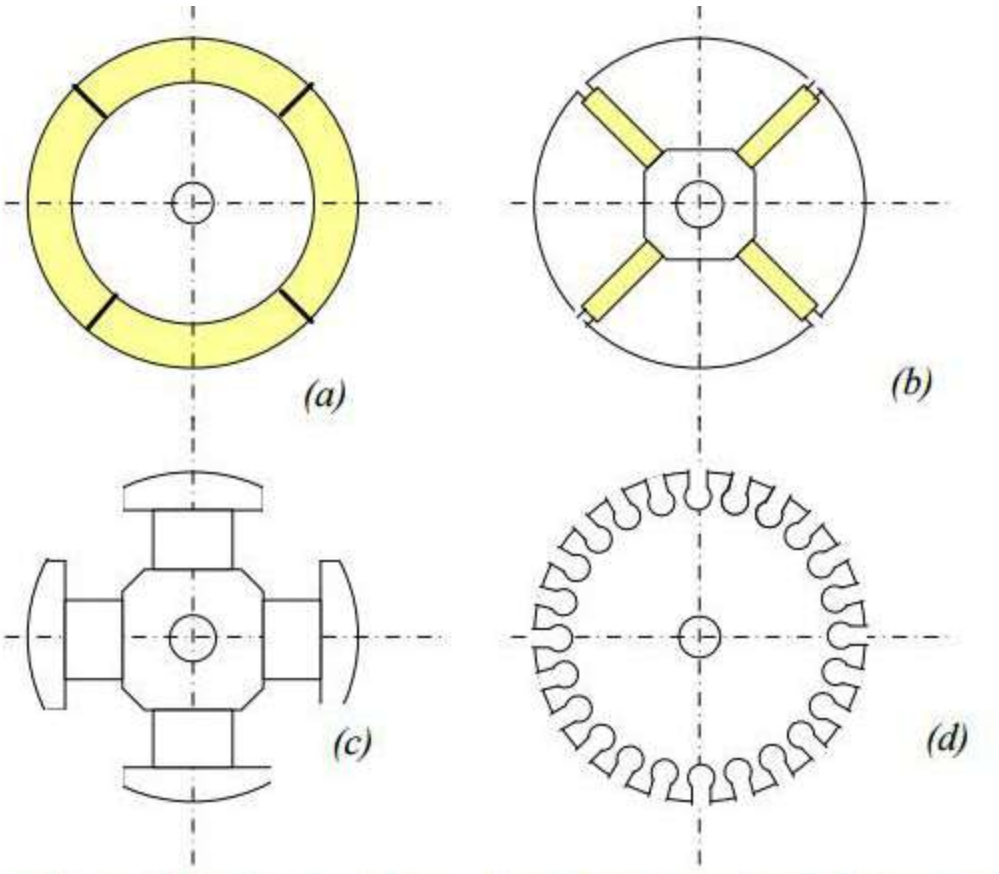


Figure 2.8: Différents types de rotors:(a) aimants permanents distribués en surface;(b) aimants permanents enterrés,(c) rotor bobiné à pôle saillant(d) rotor bobiné ou cage à pôle lisse.

La non-symétrie de la distribution des masses autour de l'axe de rotation entraîne l'apparition de forces tournantes. Il s'agit d'une force tournant à la vitesse Ω.

Cette force, appelée balourd, peut être statique ou dynamique. En cas de balourds statiques les deux paliers supportant le rotor vont subir en même temps l'effort centrifuge dû au déséquilibre ; il n'y a donc pas de déphasage.

En cas de balourds dynamiques, au contraire, les efforts subis par les deux paliers seront opposés en phase.

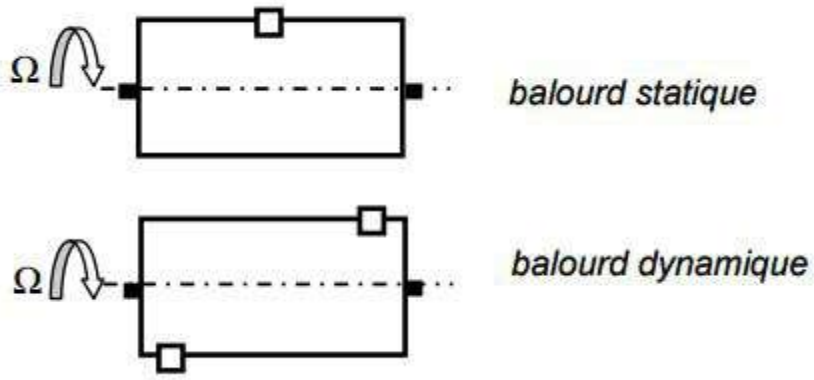


Figure 2.9 : Types de Balourds

II.4.1.Le stator :

Le stator est constitué d'un empilement de tôles qui sont fixées à la carcasse de la machine.

Généralement l'épaisseur du stator est faible par rapport au rayon et à la longueur du moteur. Le stator peut donc se déformer.

Ces déformations seront importantes si la fréquence des sollicitations correspond à l'une des fréquences de résonance du stator.

III.1. Introduction

Les machines tournantes, par leur forte sensibilité aux vibrations, imposent de lourdes contraintesde fiabilité et de sécurité qui nécessitent des modélisations complexes, en particulier dans les secteurs de l'énergie, de la propulsion, notamment en aéronautique.

En effet, les machines tournantes sont le siège de phénomènes vibratoires particuliers

Ce séminaire permet une vue globale des problèmes et aide à la compréhension des phénomènes en vue de se donner les moyens de les maîtriser.

Dans les machines tournantes, les rotors sont soumis aux différents modes de chargements, il s'agit de leur propres poids, des charges statiques et des charges dynamiques.

Ces dernières sont dues à une fonction alternative ou des défauts d'usinage ou de montage. Les paliers constituent les éléments principaux qui supportent les charges radiales et le guidage en rotation dans ces machines, ils deviennent ainsi l'origine de beaucoup d'incidents.

Pour éviter les incidents dans ces machines, on doit élaborer des études pour la détermination des paramètres de fonctionnement, en particulier les paramètres vibratoires.

Aussi, dans le présent travail, ont utilisé les performances issues de cette modélisation pour étudier la stabilité. La méthode de ROUTH-HURWITZ a été utilisée pour cet effet.

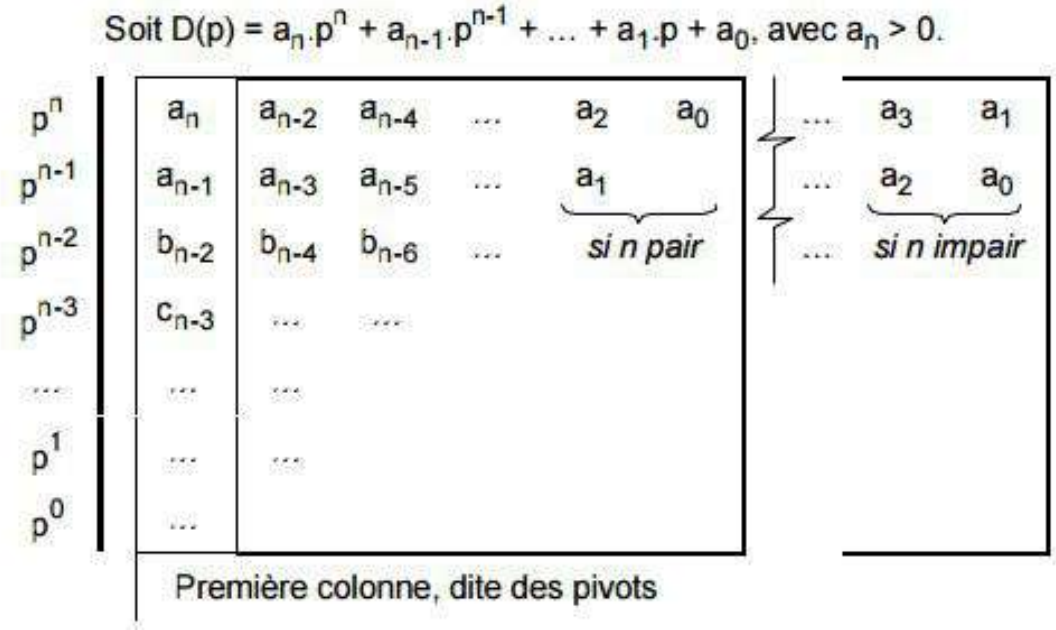
III.2. Méthode de Routh (ou Routh-Hurwitz)

On appelle critère de Routh un critère algébrique permettant d'évaluer la stabilité d'un système à partir des coefficients du dénominateur D(p) de sa fonction de transfert en boucle fermée (FTBF).

Il est équivalent au critère graphique du revers quant aux conclusions induites. Ce critère est issu d'une méthode qui permet de décompter le nombre de racines à partie réelle positive ou nulle du polynôme D(p).

Cette méthode est elle-même déduite de l'étude des polynômes d'Hurwitz, et consiste à former le tableau suivant :

Construction du tableau des coefficients



La première ligne contient les coefficients des termes en p^{n-2k}, dans l'ordre des puissances décroissantes.

La deuxième ligne contient les coefficients des termes en p^{n-1-2k}, et se termine suivant la parité de n. Les lignes suivantes sont remplies en suivant les lois de formation suivantes :

$$b_{n-2} = \frac{-1}{a_{n-1}} \begin{vmatrix} a_n & a_{n-2} \\ a_{n-1} & a_{n-3} \end{vmatrix} \qquad b_{n-i} = \frac{-1}{a_{n-1}} \begin{vmatrix} a_n & a_{n-i} \\ a_{n-1} & a_{n-i-1} \end{vmatrix}$$

$$c_{n-3} = \frac{-1}{b_{n-2}} \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_{n-3} \\ b_{n-2} & b_{n-4} \end{vmatrix} \qquad c_{n-j} = \frac{-1}{b_{n-2}} \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_{n-j} \\ b_{n-2} & b_{n-j-1} \end{vmatrix}$$

Si nécessaire, une case vide est prise égale à zéro.
Le calcul des lignes est poursuivi jusqu'à ce que la première colonne soit remplie.

Enoncé du critère:

Le système est stable si et seulement si tous les termes de la première colonne sont strictement positifs.

Propriétés de la méthode:

- Il y a autant de racines à partie réelle positive que de changements de signe dans la première colonne. ·

- L'apparition de lignes de zéros indique l'existence de racines imaginaires pures (par paires).

  Dans ce cas, correspondant à un système oscillant, on continue le tableau en remplaçant la ligne nulle par les coefficients obtenus en dérivant le polynôme reconstitué à partir de la ligne supérieure, les racines imaginaires pures étant les racines imaginaires de ce polynôme bicarré reconstitué.

III.3. Les coefficients dynamiques :

III.3.1.Déterminer les coefficients dynamiques :

Pour l'étude de la stabilité on considère un rotor symétrique constitué par un arbre tournant à une vitesse de rotation ω. la masse totale du rotor est 2M répartie uniformément sur les deux

Paliers fluides identiques (figure 3.1. a). Le film d'huile entre l'arbre et le coussinet est modélisé par huit coefficients dynamiques (figure 3.1.b).

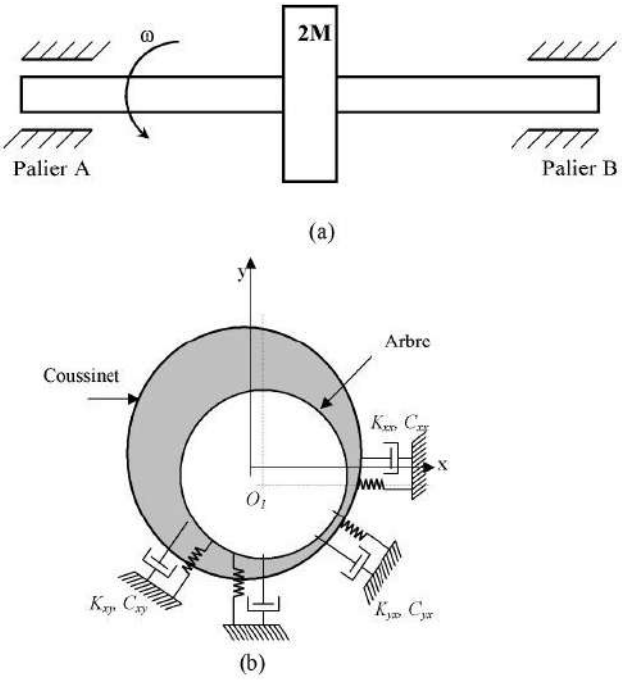


Figure 3.1: modélisation d'un rotor supporté par deux paliers fluides
(a). Forme du rotor rigide, (b). Modélisation dynamique

Les coefficients dynamiques ont été déterminés par la relation numérique de l'équation de lubrification dite de Reynolds (1). La méthode de résolution est basée sur la MEF et a été présenté dans la référence. [14]

(3.1)

P : pression dans le film lubrifiant.

H : épaisseur du film.

U_x : vitesse linéaire de l'arbre

Une perturbation autour de la position d'équilibre donne naissance à des vibrations. Dans le cas des petits déplacements, le système linéaire associé à la figure (3.1) est donné par:

(3.2)

Avec :

M: Masse du rotor

$[K_{ij}]$: la matrice des coefficients de raideur

$[C_{ij}]$: la matrice des coefficients d'amortissement

x et y sont les déplacements du centre de l'arbre à partir de la position d'équilibre.

$\dot{x}(\ddot{x})$ et $\dot{y}(\ddot{y})$ sont les vitesses (accélérations) selon ces directions.

La solution correspond au systéme d'équation (3.2) sera donc :

(3.3)

Avec :

A et B sont les amplitudes de vibrations suivant x et y respectivement et j =

La substitution de (3.3) dans (3.2) nous conduit au système homogène suivant :

(3.4)

Ce système homogène admet une solution si son polynôme caractéristique est nul
Donc :

(3.5)

Les coefficients A_i dû polynôme caractéristiques sont déterminés par le développement de la matrice du système (3.4)

Selon le critère de ROUTH- HURWITZ, la stabilité d'un système est en relation direct avec ces coefficients
La résolution de système (3.4) permet d'établir les expressions de la masse critique Mc et la vitesse tourbillonnaire adimensionnée (whirl frequency ratio WFR) Ws en fonction des coefficients dynamiques.

$$\varpi_s^2 = \frac{\left(\overline{K}_{xx} - \overline{K}_{eq}\right)\left(\overline{K}_{yy} - \overline{K}_{eq}\right) - \overline{K}_{xy}\overline{K}_{yx}}{\overline{C}_{xx}\overline{C}_{yy} - \overline{C}_{xy}\overline{C}_{yx}}$$

$$\overline{M}_c = \frac{\overline{K}_{eq}}{\varpi_s^2}$$

Avec $\overline{K}_{eq}$ est un coefficient de raideur équivalent donné par :

$$\overline{K}_{eq} = \frac{\overline{K}_{xx}\overline{C}_{yy} + \overline{K}_{yy}\overline{C}_{xx} - \overline{K}_{xy}\overline{C}_{yx} - \overline{K}_{yx}\overline{C}_{xy}}{\overline{C}_{xx} + \overline{C}_{yy}} = \frac{CM\omega^2}{W_0}$$

ω : est la vitesse de rotation de l'arbre en rad/sec.
M : la masse supporté par le pallier.

III.3.2. La carte de stabilité :

La carte de stabilité est une courbe représentant la variation de la masse critique adimensionnée en fonction du nombre de Sommerfiel

III.4. Vitesse critique :

III.4.1. Masse critique :

La masse critique en Kilogramme représente la masse maximale que peut supporter le palier fluide. Elle est donnée en fonction de la masse critique adimensionnée par la relation suivante: [1]

(3.10)

Avec :

W_0 est la charge supporté par le palier

C : je jeu radial dans le palier

ω : la vitesse de rotation angulaire de l'arbre en rad/sec

Nos résultats sont confrontés à ceux présentés dans la référence … issus de la méthode des différences finis.

On remarque ici, que la masse critique est proportionnelle à l'excentricité relative. Cela veut dire qu'un palier fortement chargé Est plus stable qu'un palier faiblement chargé.

On remarque la bonne corrélation entre les deux résultats pour des excentricités relatives allant jusqu'à la valeur 0.6. Au-delà de cette valeur un éloignement progressif est constaté.

III.4.2. Vitesse critique de rotation:

Parmi les phénomènes classiquement observés en dynamique des rotors, on a la notion de vitesse critique. Selon Nelson [14], l'une des premières citations concernant la notion de vitesse critique remonte à la fin du XVIIIè siècle lors d'essais expérimentaux réalisés par Dunkerley,

Il définit alors la vitesse critique comme la vitesse à la résonance d'une structure élastique non tournante où les vibrations de la machine atteignent des niveaux élevés.

Aujourd'hui le concept de vitesse critique a évolué et se rattache d'un point de vue théorique à la notion de valeurs propres du système tournant, la vitesse critique correspond à la vitesse où l'excitation par balourd coïncide avec une des fréquences propres du système.

Il est connu que les modes propres d'un système conservatif en rotation sont des modes complexes deux à deux conjugués à pulsations propres purement imaginaires.

Cela est dû aux effets gyroscopiques induits par la rotation, qui couplent les déplacements horizontaux et verticaux.

Ils peuvent cependant être associés pour obtenir des modes réels qualifiés soit de direct, soit de rétrograde, suivant que le mouvement de précession qui leur est associé est dans un sens identique ou contraire au mouvement de rotation.

Le point essentiel est la dépendance de leur fréquence propre en fonction de la vitesse de rotation.

Le graphique représentant l'évolution de celles-ci en fonction de s'appelle le diagramme de Campbell [10].

On peut démontrer que la partie de l'énergie cinétique relative aux termes gyroscopiques est positive (négative) pour les modes directs (rétrogrades), si bien que les effets gyroscopiques tendent à rigidifier (assouplir) la structure [11].

Ainsi, les courbes croissantes (décroissantes) du diagramme de Campbell sont relatives au mode direct (rétrograde).

La détermination des vitesses critiques demande donc le tracé du diagramme de Campbell c'est-à-dire un calcul des modes propres à chaque vitesse de rotation (méthode de balayage en fréquence), Le temps de calcul est donc important.

Pour traiter efficacement les systèmes de taille importante, G. GENTA ,a proposé une technique itérative basée sur la décomposition en parties proportionnelle et non proportionnelle des matrices d'amortissement et gyroscopique pour le calcul de valeurs propres.

Dans le cas particulier de systèmes non amortis et sans couplage directionnel, il est possible de calcule directement les vitesses critiques (c'est-à-dire sans passer par l'extraction des fréquences propres pour diverses valeurs de la vitesse de rotation).

Il suffit d'injecter la relation Dans l'équation homogène du mouvement, le signe étant positif (négatif) pour les vitesses critiques directes (rétrogrades).

La résolution du problème aux valeurs propres alors obtenu fournit d'emblée les vitesses critiques.

Le coefficient est introduit pour la conversion des unités ainsi que pour gérer les excitations induites par les balourds d'autres rotors ou rechercher les éventuels pics de réponses juste ou sous-harmoniques.

Les structures réelles peuvent être considérées comme une série de plus en plus fines regroupées approximations de masse qui se rapprochent d'une distribution de masse continue.

La structure continue a un nombre infini de fréquences naturelles, chacune avec sa forme caractéristique propre vibration.

Un titre d'exemple, considérons une structure simple poutre supportée par des joints broches à chaque extrémité.

Cette structures assez simple qu'une solution de forme formée pour les fréquences naturelles et les modes sont possibles. Les trois premières formes de mode sont représentées sur la figure 3.2:

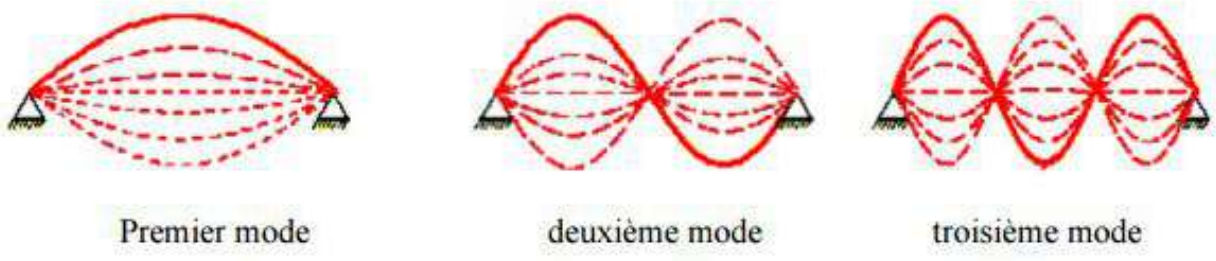


Figure 3.2: Les trois premières formes de flexion d'une poutre appuyée aux deux extrémités

Le mécanisme de rotation équivalent au système masse-ressort amortisseur unique est une masse ponctuelle sur une masse inférieure, arbre élastique.

Ce modèle, historiquement considéré comme un «Jeffcott» ou «Laval» modèle, est un système à seul degré de liberté qui est généralement utilisé pour introduire des caractéristiques dynamiques du rotor.

Si l'on suppose que la machine ne tourne pas et qu'il existe trois versions de cette machine avec des paliers souples, intermédiaires et rigide. Puis, en effectuant un essai sur modèle, nous pouvons trouver un ensemble de fréquences propres et des modes.

La Figure 3.3: montre les trois premières formes de modes et des fréquences pour les trois raideurs d'appui.

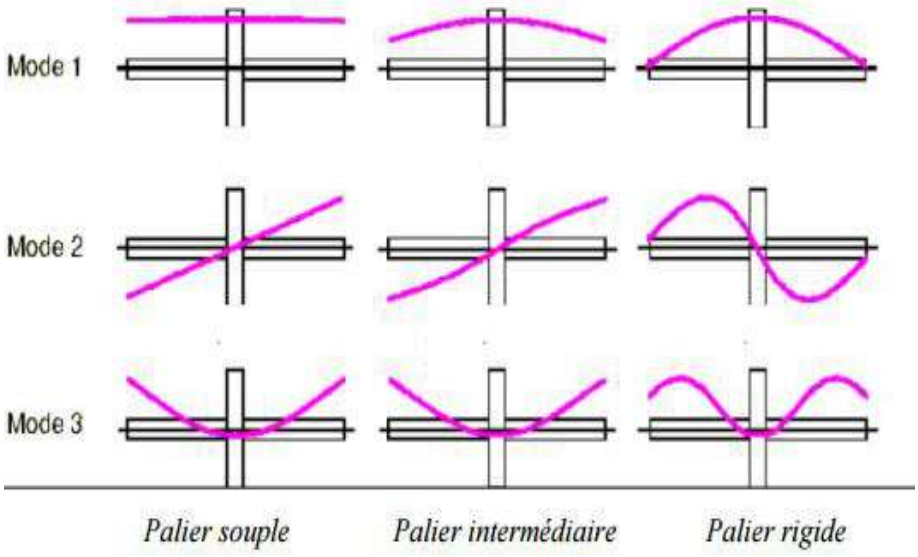


Figure 3.3 : déformé modale par rapport à la rigidité des paliers

Le ratio de la rigidité de palier à la rigidité de l'arbre a un impact significatif sur les formes des modes. Pour les paliers souples et intermédiaires de l'arbre ne se plie pas beaucoup dans les deux modes inférieurs.

Ceux-ci sont généralement appelés les modes de rotor rigide. En considérant le mouvement de rotation du rotor, la déformée modale ressemble au cas du rotor non-tournant (déformée statique).

Mais maintenant, ils impliquent des mouvements circulaires au lieu de mouvements planificateur. Voir les figures (3.4) et (3.5)

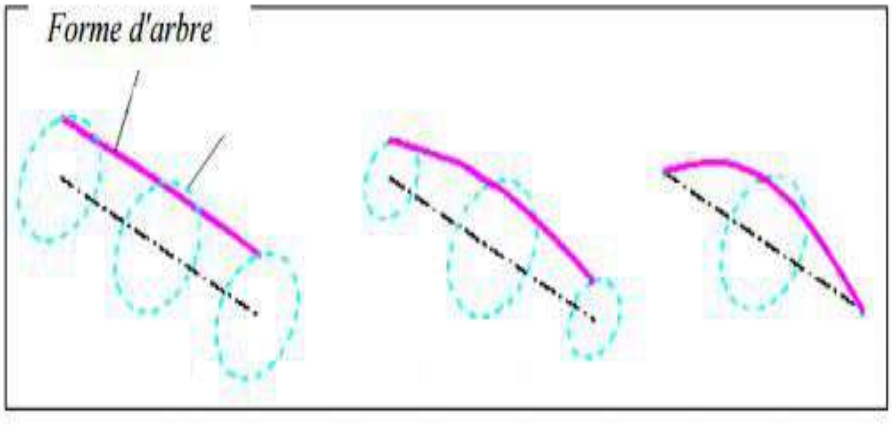


Figure 3.4: 1^{éres} formes de vibration d'arbre avec différents disques

Comme représenté sur la Figure 3.4, la rotation de l'arbre de trace le contour d'un cylindre bombé. Ce mode est donc appelé mode cylindrique.

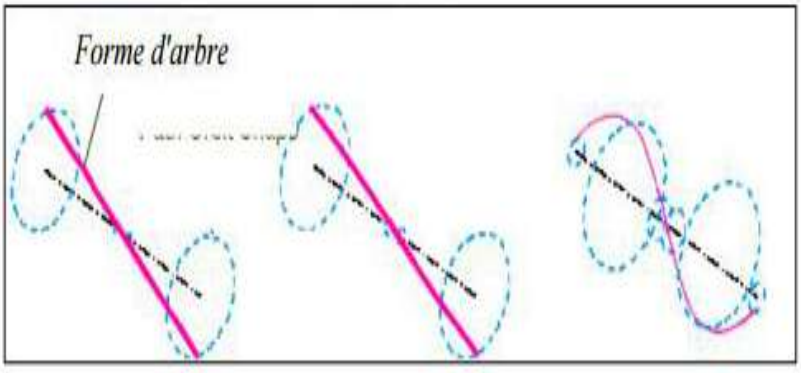


Figure 3.5 : 2émes formes de modes et les fréquences des tours de l'arbre rotatif

Comme représenté sur la figure 3.7, la rotation de l'arbre trace du contour de cônes saillants. Ce mode est donc appelé mode conique.

III.5. Les prédictions du comportement dynamique des rotors :

Un système de rotor peut être constitué de disques et d'aubages de différentes formes, de différents diamètres des arbres et des paliers situés dans des positions différentes.

Dans l'analyse des vibrations du système complexe du rotor sont simplifié et un modèle mathématique approprié est utilisé.

Dans le processus de modélisation, nous devons savoir quels paramètres sont importants pour le système.

Les rotors des machines tournantes sont classés en fonction de leurs caractéristiques, comme suit:

a) Rotor rigide

Si la déformation de l'arbre de rotation est négligeable dans la plage de vitesse de fonctionnement, il est appelé un rotor rigide.

b) Rotor flexible

Un rotor est généralement considéré comme étant souple ou flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle (vitesse critique).

La règle de base est de considérer un rotor flexible s'il fonctionne à 70% de la 1ère critique ou plus rapide. Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des

vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible. La déformation la plus élevée d'un rotor est en général au voisinage de la vitesse critique.

Donc la plage de la vitesse de fonctionnement par rapport aux vitesses critiques détermine si le rotor est rigide ou flexible.

III.5.1. Les différents mouvements de rotor :

La dynamique des rotors peut être divisée en trois types de mouvement, latéral, longitudinal et de torsion.

- Latéral appelé aussi dynamique des rotors de pliage et est associé à la courbure du rotor.

- De torsion sont les modes lorsque le rotor tournant autour de son propre axe [12].

- Modes longitudinaux sont obtenus, lorsque les parties du rotor se déplacent dans la direction axiale.

Chaque système a ses propres fréquences naturelles et si la fréquence de la force perturbatrice est proche de l'une des fréquences naturelles, l'amplitude peut devenir très grande.

Ce phénomène est appelé résonance. Pour maintenir les amplitudes à un niveau décent, l'amortissement peut être appliqué au système. L'amortissement est par exemple appliqué avec l'aide des roulements.

Lorsqu'il s'agit d'un mouvement de torsion du système dans son ensemble en même temps que le générateur doit être modélisé, même s'il y a une transmission entre eux, car les mouvements de torsion ont une incidence sur l'autre.

L'ensemble du système ne doit pas être modélisée lorsque les modes latéraux et longitudinaux doivent être analysés. Les vibrations latérales, les vibrations de torsion et les vibrations longitudinales ne peuvent pas toujours être calculé séparément les unes des autres parce qu'elles ont une incidence les unes sur les autres [13]

III.5.2. Les divers types d'excitations :

Les rotors sont soumis à diverses sollicitations extérieures, outre le poids propre, on trouve les efforts de balourd, qui sont propres aux machines tournantes.

Ceux-ci correspondent aux forces d'inertie générées par le mouvement rotatif des masses excentrées et non équilibrées du rotor.

Lorsqu'une pièce d'un rotor possède des axes principaux d'inertie transversale non orthogonaux à l'axe de rotation, un couple est aussi produit.

On le qualifie de balourd dynamique, par opposition à balourd statique usuellement employé pour désigner la force.

Pour une vitesse de rotation constante, l'expression de ces efforts dans un repère fixe est de la forme a :

Ou m, I_d et I_p sont respectivement la masse, l'inertie diamétrale et l'inertie polaire, e l'excentricité du centre de gravité, τ l'angle d'inclinaison de l'axe d'inertie (supposé faible), α et βleur phase.

Si la vitesse de rotation n'est pas constante, des termes de couplage en ˙ Viennent s'ajouter. L'origine des efforts de balourd est variée.

Il peut être soit des problèmes d'usinage, de montage, voir les gradients thermiques qui peuvent induire un fléchissement de l'arbre. Puisqu'ils constituent la source majeure d'excitation, il faut tenter de les minimiser.

Pour cela, l'usinage des pièces tournantes des organes est toujours suivi d'une rectification pour respecter des tolérances sévères. Ensuite, durant la phase de montage, un très grand soin est apporté; on effectue de plus un équilibrage.

Cette opération consiste à apporter des ajouts de masses ponctuels pour compenser les balourds résiduels, et permet de se retrouver avec un balourd final admissible.

Les réponses dynamiques pour ces balourds exceptionnels se distinguent de celles observées en condition normale de fonctionnement (induit par un faible balourd).

En effet, les mécanismes qui rentrent en compte sont nombreux et très complexes: mouvement de grandes amplitudes et déformations importantes, problèmes de contacts et frottement avec le stator plastification des certaines pièces et propagation des fissures, desserrements de boulons et ouvertures de brides, décélération rapide des rotors.

1. Introduction :

Dans cette partie de travail nous allons présenter les résultats de calcul obtenus à partir des tableaux de coefficients dynamiques pour la carte de stabilité et les vitesses critiques.

2. Etude de la stabilité d'un pallier court L /D=0.5

1. Données du problème

Dans cet exemple nous avons les données du problème suivant :

- La longueur des pallier 0.025m
- Le diamètre des pallier 0 .05m

On définit ici le nombre d'excentricité du pallier

- ext : c'est la distance entre les axes de l'arbre et du coussinet
- C : c'est le jeu radial
- e : c'est l'excentricité relative avec :
- e = ext/c
- Sommerfeld : la charge supportée par le palier sous dimension inversement proportielle

Les tableaux suivant représentent les performances dynamiques d'un palier lisse circulaire en fonction de l'excentricité relative.

E	S	Kxx	Kxy	Kyx	Kyy
0.1	4.326289	1.364400	1.022953	-7.833629	2.183071
0.2	2.035733	1.508311	5.504494	-3.734307	2.087537
0.3	1.224654	1.698055	4.112521	-2.247611	2.015291
0.5	0.522904	2.577110	3.212655	-6.201135	1.683153
0.6	0.331093	3.202078	3.172128	-2.175107	1.594339
0.7	0.194408	4.176216	3.295707	1.263363	1.510831
0.8	0.098139	5.901448	3.649973	4.627570	1.446024

Tableau (4.1) : coefficients De rigidité d'un palier (L/D = 0.5) [14]

e	S	Cxx	Cxy	Cyx	Cyy
0.1	4.326289	2.043716	2.119943	2.119943	1.579387
0.2	2.035733	1.081309	2.001987	2.001987	7.827818
0.3	1.224654	7.876812	1.955684	1.955684	5.074343
0.5	0.522904	5.758543	1.508250	1.508250	2.261709
0.6	0.331093	5.572206	1.452083	1.452083	1.685187
0.7	0.194408	5.745435	1.413881	1.413881	1.263606
0.8	0.098139	6.457905	1.430340	1.430340	9.488729

Tableau (4.2) : coefficients d'amortissement d'un palier (L/D = 0.5) [14]

2. Variation de la vitesse critique en fonction du l'excentricité relative

e Wc

0,1	9,8058958
0,2	6,7893988
0,3	1,7883193
0,5	0,2838692
0,6	0,6982851

Figure4.1 : variation de la vitesse critique en fonction du l'excentricité relative

3. **Variation de la masse critique en fonction de l'excentricité relative**

e	Mc
0,1	6,72
0,2	6,516
0,3	6,34
0,4	6,13
0,5	6,89
0,6	9,33
0,7	36,68

Figure 4.2 : variation de la masse critique en fonction du l'excentricité relative

4. La carte de stabilité

F(s)	Mc
0,194	36,68
0,331	9,33
0,522	6,89
0,79	6,13
1,22	6,34
2,03	6,516
4,32	6,72

Figure 4.3 : La carte de stabilité pour un palier L/D = 0.5

3. Etude de stabilité

1. Introduction :

Dans cette partie de travail nous allons présenter les résultats de calcul obtenu à partir de tableau de coefficient dynamique pour la carte de stabilité et vitesse critique.

2. Etude de la stabilité d'un pallier court L /D=1.5

Dans cet exemple nous les donner les problèmes suivant

- La longueur des pallier 0.075m
- Le diamètre des pallier 0 .15m

On définit ici le nombre l'excentricité de pallier

- E : c'est la distance les axes
- C : c'est le jeu radial

Les tableaux suivant donner les performances dynamique en fonction de l'excentricité.

e	S	Kxx	Kxy	Kyx	Kyy
0.1	4.326289	0.9619	10.1177	-5	1.7396
0.2	2.035733	1.1866	5.2032	-2.4852	1.5291
0.3	1.224654	1.2983	3.6449	-1.6052	1.4696
0.5	0.522904	1.7208	2.5478	-0.621	1.3711
0.6	0.331093	1.9808	2.4344	-0.3891	1.4
0.7	0.194408	2.6688	2.4344	0.48909	1.3666
0.8	0.098139	3.6214	2.7595	0.2685	1.5338

Tableau (4.3) : coefficients De rigidité d'un palier (L/D = 1.5)

e	S	Cxx	Cxy	Cyx	Cyy
0.1	4.326289	20.56	1.8017	1.8017	10.0707
0.2	2.035733	10.7213	1.4244	1.4244	5.2102
0.3	1.224654	7.6051	1.3562	1.3562	3.6209
0.5	0.522904	5.322	1.2052	1.2052	2.0497
0.6	0.331093	5.13494	1.3465	1.3465	1.8046
0.7	0.194408	4.9093	1.2123	1.2123	1.3295
0.8	0.098139	5.7286	1.5098	1.5098	1.2281

Tableau (4.4) : coefficients d'amortissement d'un palier (L/D = 1.5)

1. **Variation de la vitesse critique en fonction du l'excentricité relative**

e Wc

0,1	2,79408222
0,2	0,33101955
0,3	0,26700175
0,5	0,24465883
0,6	0,12519115
0,7	0,14391442

Figure 4.4: variation de la vitesse critique en fonction du l'excentricité relative

Variation de la masse critique en fonction de l'excentricité relative

e	Mc
0,1	29,12729
0,2	15,89
0,3	6,4
0,4	5,61
0,5	5,08
0,6	5,98
0,7	4,71

Figure 4.5: variation de la masse critique en fonction du l'excentricité relative

2. La carte de stabilité

F(s)	Mc
0,057	29,12729
0,0696	15,89
0,114	6,4
0,161	5,61
0,23	5,08
0,366	5,98
0,96	4,71

Figure 4.6 : La carte de stabilité pour un palier L/D = 1.5

4. Discussion et résultat :

Sur la figure (4.1) et (4.4), présent la variation de la vitesse critique en fonction de l'excentricité relative.

On remarque que cette variation est décroissante, ce qui signifie qu'un palier peut chargé et plus stable

Les figures (4.2) (4.5), présent la variation de la masse critique en fonction du l'excentricité relative.

On remarque que cette variation est croissante, ce qui signifie qu'un palier fortement chargé est plus stable

Les figures (4.3) et (4.6), présent la carte de stabilité.Cette carte devise le plan en deux parties, zone stable et zone instable.

Pour un bon fonctionnement de la machine on doit se placer dans la région stable représentée par les figures précédentes.

Conclusion général

Le problèmetraité par cette étude est le phénomène de stabilité d'une machine tournante supportée par deux paliers lisses circulaire à graissage hydrodynamique.

Le comportement dynamique d'une machine tournante dépond essentiellement des performances dynamiques des paliersqui sont les coefficients de rigidité Kij et les coefficients amortissement Cij).

Dans cette étude nous avons déterminéla vitesse critique et la masse critique de rotor afin de prédire la stabilité.

On remarque ici que les caractéristiques géométriquesainsi que la charge supportée par les paliers jouent un rôle important dans la stabilité de machine.

Ce travail nous permit d'éviter la zone critique et les vitesses de résonance pour éviter la destruction de la machine causée par des amplitudes de vibrations importantes.

En perspective, la prise en compte de tous les paramètres géométriques et de fonctionnement pour mieux caractériser une machine tournante

Bibliographie:

[1]. Jean Frêne et autre, ″Lubrification Hydrodynamique Palier et Butées″, direction des études et recherches d'électricité, France, 1990.

[2]. Genta, G. ″Vibration of Structures and Machines″, Springer, New York, (1993).

[3]. Rankine, W. J.McQ., ″On the centrifugal Force of RotatingShafts″, Engineer, vol.27, 1869

[4]. Dunkerley, S., ″On the Whirling and vibration of Shafts″, Phil. Trans. R. Soc., London, Ser. A, vol.185, 1894.

[5]. Foppl, A., ″DasProblem der LavalschenTurbinewelle″, Der Civilingenieur, vol. 41,1895.

[6]. Jeffcott, H. H., ″The Lateral Vibration of LoadedShafts in the Neighbourhood of a Whirling Speed ″, Phil. Mag., Vol 6, no 37, 1919.

[7]. MeramiaWafa ″ Etude de l'effet dynamique d'un palier lisse par Analyse vibratoire″ thése de magister, université Badjie Mokhtar, annaba, 2007.

[8]. K. Zenati et H.Menacer, ″etude de déformation d'une structure axisymétrique souùmis à un chargement non axisimétrique application au palier hydrodynmiqye″, these de master, université Dr Yahia Feras, Médéa, 2015.

[9]. J. FRENE, Technique de l'ingénieur : paliers hydrodynamiques, Vol B ; art. 671 ; édition technique de l'ingénieur, année 1982.

[10]. Campbell R. Théorie Générale de l'Equation de Mathieu (et de quelques autres équations essentielles de la mécanique), Paris, Masson et Cie, 1955,

[11]. W. J. Chen. Energyanalysis to the design or rotor-bearingsystems‖. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, (1997).

[12]. Erich, Fredric F (1992) Handbook of Rotor dynamics, USA: McGraw-HILL, Inc.

[13]. Boyce, Meherwan P Ph.D (2004) Gas Turbine Engineering Handbook, Houston: Gulf Professional Publishing

[14]. Dj. BOUKHLEF, A.BOUNIF et Dj. AMAR BOUZID ″dynamicchracterization and stabilityanalisis of hydrodynamique journal bearingusing the FEM″, Mechanika 17 (5), 2011.

Liste des tableaux :

Tableau (4.1) : coefficients de rigidité d'un palier (L/D = 0.5)……49

Tableau (4.2) : coefficients d'amortissement d'un palier (L/D = 0.5)……..49

Tableau (4.3) : coefficients de rigidité d'un palier (L/D = 1.5)……54

Tableau (4.4) : coefficients d'amortissement d'un palier (L/D = 1.5)……..54

Table des matières

Introduction générale

Chapitre I

Etude bibliographique

Chapitre II

Description

D’une machine tournante

Chapitre III

Étude de stabilité

Chapitre IV

Résultats et discussion

Conclusion générale

Bibliographie

Table des figures

Liste des tableaux