

**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

## **UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET**

**FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES**  
**DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

# **MEMOIRE DE FIN D'ETUDES**

**Pour l'obtention du diplôme de Master**

**Domaine : Sciences & Technologie**

**Filière : Génie Mécanique**

**Parcours : Master Académique**

**Spécialité : Modélisation et Simulation en Génie Mécanique**

## **THÈME**

**Contrôles semi actif des vibrations d'une ligne d'arbre rigide par des paliers Ferro fluides**

*Préparé par : Mr. MATELA Taki ddine*  
*Mr. BELGUERCHI Benameur*

**Soutenu le :29/01/2017**

**Devant le Jury :**

<b>Nom et prénom</b>	<b>Grade</b>	<b>Lieu d'exercice</b>	<b>Qualité</b>
<b>BOUZIDANE Ahmed</b>	Professeur	UIK Tiaret	Président
<b>DEBBIH senoussi</b>	M.A.A.	UIK Tiaret	Examineur
<b>ATHMANI Houari</b>	M.A.A	UIK Tiaret	Encadreur
<b>BENAADA Mohamed</b>	doctorant	UIK Tiaret	Invité

**PROMOTION 2016 /2017**

# *Remerciements*

*Tout d'abord, nous remercions Allah, notre créateur de nos avoir donné les Forces pour accomplir ce travail.*

*Premièrement et avant tout, nous adressons le grand remerciement à notre Encadreur Mr : **ATHMANI Houari** et Mr : **BENAADA MOHAMED** ET LE PROFESSEUR **BOUWJDANE AHMED** pour ses conseils et ses dirigés.*

*Nous voulons également remercier tous les étudiants de notre promotion et Nous souhaitons le bon courage a tous les étudiants pour finir ces études.*

*Nous voulons également remercier tout ce qui participe de réaliser ce Mémoire ce commence par nos parents.*

# DEDICACE

*Nous avons le grand honneur de dédier ce modeste travail à :*

*Nos très chers parents*

*Toute la famille*

*À tous nos amis*

*À tous nos camarades des groupes*

*À tous les amis d'études*

*À tous les enseignants et toutes les enseignantes qui ont  
contribué*

*À nos formations tout au long de nos vies d'étude*

*À tous ceux que nous aimons et qui nous aiment*

# Sommaire

---

<b>REMERCIEMENTS</b>	
<b>DÉDICACE</b>	
<b>INTRODUCTION GÉNÉRALE</b>	01
<b>CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIES</b>	
<b>I.1 INTRODUCTION</b>	02
<b>I.1.1. REVUE HISTORIQUE</b>	02
<b>I.2 ROTOR</b>	02
<b>I.2.1. ELÉMENTS DE ROTOR</b>	03
<b>I.2.2. ROTORS FLEXIBLES</b>	04
<b>I.3. DIFFERENTES TYPES DES PALIERS</b>	04
<b>I.3.1. PALIER À ROULEMENTS</b>	04
<b>I.3.2. PALIERS LISSES</b>	06
<b>I.3.3. PALIERS HYDRODYNAMIQUES</b>	06
<b>I.3.4. PALIERS MAGNÉTIQUES</b>	07
<b>I.3.4. LES PALIERS HYDROSTATIQUES</b>	08
<b>I.4. PRINCIPE DE LA LUBRIFICATION HYDROSTATIQUE</b>	11
<b>I.5. CONTROLE DES VIBRATIONS DE ROTORS</b>	14
<b>I.5.1. CONTRÔLE PASSIF</b>	14
<b>I.5.2. CONTRÔLE ACTIF</b>	14
<b>I.5.3. CONTROLE DES PRESSIONS ET AMORTISSEMENT</b>	14
<b>I.6.LES FLUIDES INTELLIGENTS</b>	15
<b>I.6.1.FLUIDES ER (ELECTRO RHEOLOGIQUE)</b>	15
<b>I.6.2.FLUIDE MR (MAGNÉTO RHÉOLOGIQUE)</b>	17
<b>I.7.LES FERRO FLUIDES</b>	18
<b>I.7.1.COMPOSITION</b>	19
<b>I.7.1.1.LES PARTICULES SOLIDES</b>	20
<b>I.7.1.2.LE LIQUIDE PORTEUR</b>	20
<b>I.7.2.PROPRIÉTÉS PHYSIQUES</b>	20
<b>I.7.2.1.PROPRIÉTÉS MAGNÉTIQUES</b>	24
<b>CHAPITRE II : MODELISATION DU SYSTEME</b>	
<b>II.1.INTRODUCTION</b>	20
<b>II.2.ETUDE STATIQUE</b>	20
<b>II.2.1. SCHEMATISATION D'UNE BUTEE A DOUBLE EFFET A DEUX PATINS</b>	20

# Sommaire

II.2.2.	CALCUL D'UNE BUTEE HYDROSTATIQUE A DOUBLE EFFET	22
II.2.3.	EQUATION DE REYNOLDS	23
II.2.4.	METHODE ANALYTIQUE	24
II.2.4.	BUTEE HYDROSTATIQUE INFINIMENT LONGUE A SIMPLE EFFET	24
II.2.4.1	A. CALCUL DU CHAMP DE PRESSION	25
II.2.4.1.	B. CALCUL DES CARACTERISTIQUES	26
	A. LA CHARGE PORTANTE	26
	B. DEBIT DU LUBRIFIANT	27
II.2.4.1.	C. CALCUL DE LA PRESSION DANS L'ALVEOLE	29
II.2.5.	BUTEE HYDROSTATIQUE INFINIMENT LONGUE A DOUBLE EFFET	29
II.2.5.1.	CALCUL DES CARACTÉRISTIQUES	31
II.3.	ETUDE DYNAMIQUE	31
II.3.1	MODÉLISATION LINÉAIRE	31
II.3.2.	CALCUL DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES	32
II.3.3.	BUTEE HYDROSTATIQUE INFINIMENT LONGUE	34
II.3.3.1.	CALCUL DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUE	34
II.3.3.1.1.	COEFFICIENT DE RAIDEUR	34
II.3.3.1.2.	COEFFICIENT D'AMORTISSEMENT	34
II.3.3.1.3.	TAUX D'AMORTISSEMENT	35
II.4.	EQUATION ROTOR DYNAMIQUE	35
II.4.1.	REPONSE D'UN SYSTEME AMORTI SOUS HARMONIE FORCE	36
CHAPITRE III : RESULTATS ET INTERPRETATIONS		
III.1	INTRODUCTION	38
III.2	CARACTERISTIQUES DYNAMIQUE DU MODELE	38
III.3	MÉTHODE DE RÉOLUTION	39
III.4	ORGANIGRAMME DE RÉOLUTION	40
III.5	RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS	41
III.5.1	AMPLITUDES DE VIBRATIONS	41
III.5.2	FORCES TRANSMISES	42
III.6	RÉPONSES TEMPORELLES	44
III.7	STRATÉGIE DE CONTRÔLE	46
III.8	CONCLUSION	48
CONCLUSION GÉNÉRALE		
BIBLIOGRAPHES		

# *Sommaire*

---

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Schéma de rotor entre palier.....	07
Figure 1.2 : Eléments de base d'un rotor .....	07
Figure 1.3 : écarts d'usinage (excentricité, parallélisme).....	08
Figure 1.4 : Roulements.....	09
Figure 1.5 : Palier lisse.....	10
Figure 1.6 : palier hydrodynamique.....	11
Figure 1.7 : palier magnétique.....	12
Figure 1.8 : palier hydrostatique.....	13
Figure 1.9 : Configurations de paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques.....	14
Figure 1.10 : Schématisation d'une butée hydrostatique.....	16
Figure 1.11 : L'alimentation à débit constant.....	17
Figure 1.12 : L'alimentation à pression constante.....	17
Figure 1.13 : Schéma d'alimentation à pression constante cas réel principe de fonctionnement d'un palier hydrostatique à 4 butées hydrostatiques.....	18
Figure II.1. schématisation d'une butée hydrostatique à deux patins identiques.....	21
Figure II.2. Butée hydrostatique à simple effet n°1.....	21
Figure II. 3. Système d'axe.....	22
Figure II.4. butée hydrostatique infiniment longue n°i.....	24
Figure II.5. Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue n°1.....	24
Figure II.6 : Résistance hydraulique de type capillaire.....	29
Figure II.7 : Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à simple effet.....	32
Figure II.8 : Modèle de roulement de journal soumis à un déséquilibre.....	36
Figure III.1 : Variation de la charge en fonction de l'excentricité.....	46
Figure III.2 : Influence du coefficient de Junkies $\lambda$ sur l'amplitude adimensionnelle de vibration en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe X.....	48
Figure III.3 : Influence du coefficient de Junkies $\lambda$ sur l'amplitude adimensionnelle de vibration en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe Y.....	48

<b>Figure III.4 : Influence du coefficient de Junkies <math>\lambda</math> sur l'amplitude des forces transmises en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe X.....</b>	<b>49</b>
<b>Figure III.5 : Influence du coefficient de Junkies <math>\lambda</math> sur l'amplitude des forces transmises en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe Y.....</b>	<b>50</b>
<b>Figure III.6 : Comparaison des amplitudes de vibration aux des seuils critiques suivant l'axe X.....</b>	<b>51</b>
<b>Figure III.7 : Comparaison des amplitudes de vibration aux des seuils critiques suivant l'axe Y .....</b>	<b>52</b>
<b>Figure III.8 : Comparaison des forces transmises pour la vitesse de 50000 RPM suivant l'axe X.....</b>	<b>52</b>
<b>Figure III.9 : Comparaison des forces transmises pour la vitesse de 50000 RPM suivant l'axe Y.....</b>	<b>53</b>
<b>Figure III.10 : Contrôle de l'amplitude des forces transmises suivant l'axe X.....</b>	<b>53</b>
<b>Figure III.11 : Contrôle de vibrations du système par lambda suivant l'axe X.....</b>	<b>54</b>
<b>Figure III.12 : Contrôle de l'amplitude des forces transmises suivant l'axe Y.....</b>	<b>54</b>
<b>Figure III.13 : Contrôle de vibrations du système par lambda suivant l'axe Y.....</b>	<b>55</b>



## Introduction générale

Les arbres ou les rotors sont définis comme étant tout élément tournant autour d'un axe fixe. Ils constituent les pièces maîtresses des machines tournantes leurs domaines d'applications industrielles sont très vastes (machines-outils, turbines, véhicules, turbocompresseurs, nucléaire, l'industrie pétrolière, etc.). Parmi leurs fonctions on peut citer la transmission de puissance ou la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique. L'augmentation des vitesses de rotation des machines tournantes exige des conceptions de rotors qui doivent fonctionner aux delà d'une ou plusieurs de leurs vitesses critiques.

Pour cela des types variés de vibrations apparaissent dans ce système mécanique et souvent limitent les performances et mettent en danger la sécurité de tout le système.

L'exigence d'atténuation des vibrations du rotor nécessite que les charges dynamiques transmises à travers les paliers soient minimisées, ce qui permet de réduire la sollicitation des supports dont le poids constitue une contrainte de conception, de répondre aux exigences sévères d'utilisation, pour améliorer les performances de rotors sans affecter la sécurité de l'état des machines tournantes. Le contrôle semi - actif des vibrations de rotors à l'aide de paliers ferro fluides intelligents s'avère très recommandé, afin de tenir compte des effets de forte charge dynamique ou bien le cas où le rotor travaille hors de sa zone de stabilité.

Le présent travail est organisé en trois chapitres :

Dans le premier, nous commençons par une étude bibliographique concernant les paliers hydrostatiques, leur lubrification hydrostatique et les études faites pour le calcul de leurs caractéristiques avec des généralités sur les Ferro fluides, caractéristique et ses domaines d'application et les différentes méthodes de contrôles

Dans le deuxième chapitre, nous donnons la formulation mathématique du problème.

Dans le dernier chapitre, nous présentons les résultats obtenus ainsi que leurs interprétations et enfin la stratégie de contrôle choisie à vitesse de rotation sur la réponse vibratoire (l'amplitude des forces transmises).

Enfin, une conclusion générale sur l'étude réalisé avec les principaux résultats.

# **Chapitre I : Etude bibliographique**

---

**I.1 Introduction**

L'objet de ce chapitre est de faire un aperçu bibliographique concernant les paliers et les rotors et le contrôle active des vibrations.

La première partie est consacrée à définir les rotors et les paliers, le principe de lubrification hydrostatique. La deuxième partie concerne une brève étude sur le contrôle active des vibrations.

**I.1.1. Revue historique**

La constante augmentation de la productivité et de l'efficacité des machines tournantes est le fruit de l'évolution des nouvelles technologies en conception et en fabrication. Ces améliorations engendrent des problèmes vibratoires et/ou d'instabilité qui sont susceptibles de se manifester lors du fonctionnement de ces machines. Un rotor est une structure souple qui peut être soumise à plusieurs types de perturbations : l'effet des balourds lors d'une montée et descente en vitesse, les sollicitations extérieures..., Le contrôle vibratoire nécessite un modèle adéquat de la structure. Les modélisations ont évolué au cours du temps. Le rotor a tout d'abord été supposé rigide. Puis ULBRICH [1] développe une méthode de modélisation de l'ensemble rotor/actionneurs appelée "système hybride multi corps". Puis des modélisations de type Eléments Finis (E.F.) ont été proposées. En 1989 BONNEAU [2] et KASSAI [3] modélisent un rotor avec plusieurs dizaines de degrés de liberté prenant en compte les efforts gyroscopiques. Ils utilisent la méthode de réduction dite "pseudo-modale" développée par LALANNE et FERRARIS en dynamique des rotors [4]. CHU et al. en 1993 [5] utilisent une méthode numérique rapide qui permet de prévoir les réponses asynchrones. Dans les modèles E.F., les actionneurs et les capteurs peuvent être facilement intégrés [6]. La maîtrise du comportement dynamique du rotor a tout d'abord concerné l'équilibrage, le contrôle passif par les paliers et l'optimisation des formes et des matériaux dès la conception.

**I.2 Rotor**

Un corps en rotation équipé de tourillons (ou portées) supporté par des paliers par définition un rotor. Un rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées les parties actives (roues, bobinages, engrenages, etc.). Il est maintenu dans le stator par des liaisons tournantes (des paliers radiaux et une butée axiale) ; les tourillons sont les parties de l'arbre en regard des paliers.

--

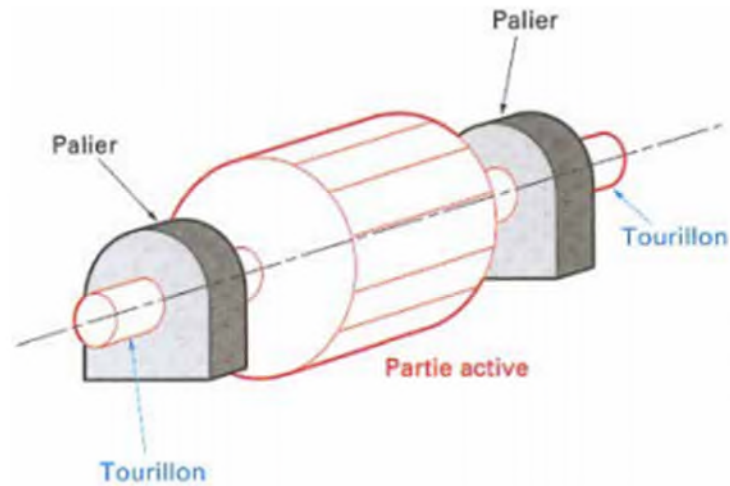


Figure I.1 : Schéma de rotor entre palier [7]

Le rotor est soumis, entre autres, à un ensemble d'efforts stationnaires radiaux de fonctionnement, comme le poids, une réaction de denture pour un engrenage, des forces hydrodynamiques ou aérodynamiques pour des turbos machines, la résultante des paliers et de la butée, etc [7].

### I.2.1. Eléments de rotor :

Les éléments de base d'un rotor sont : (voir Figure 1. 2)

Le disque, l'arbre, les paliers et le balourd

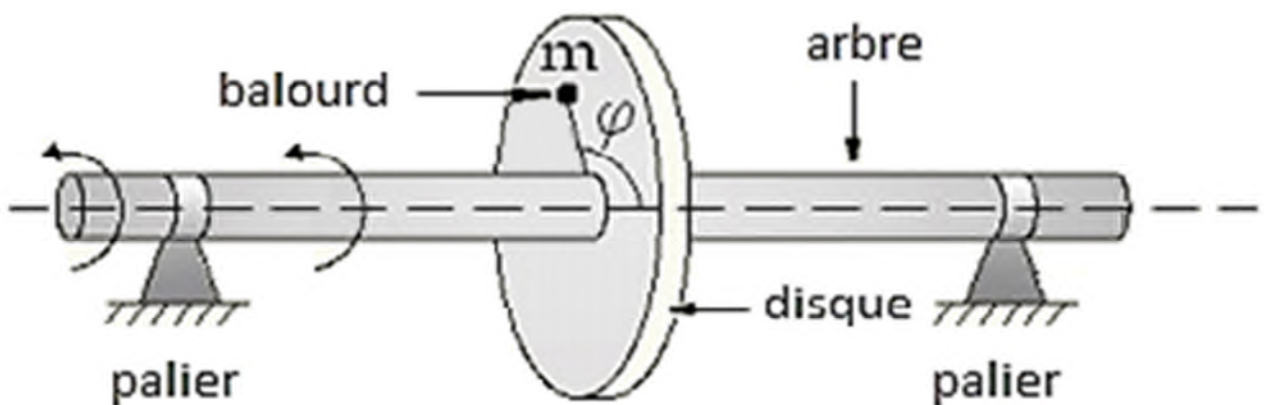


Figure I.2 : Eléments de base d'un rotor

### I.2.2. Rotors flexibles :

Les sources de vibrations des machines sont multiples, parmi elle, la plus communes est certainement l'effort tournant engendré par un déséquilibre massique lorsque le centre de gravité de rotor n'est pas sur l'axe de rotation (voir figure 1.3).

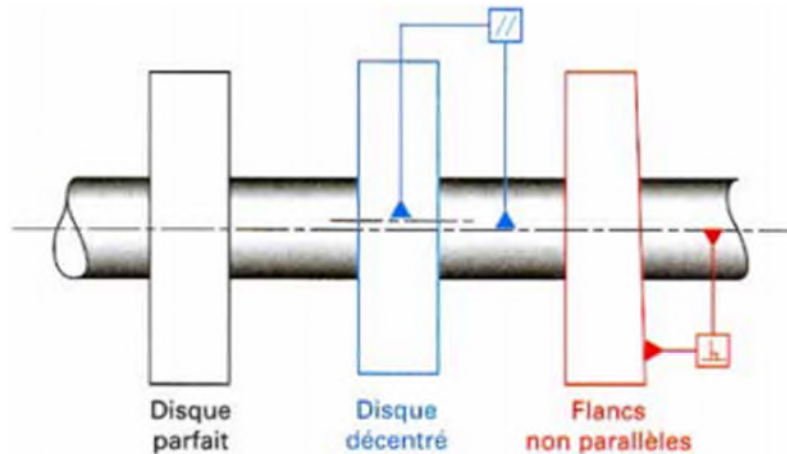


Figure I.3 : Ecart d'usinage (excentricité, parallélisme) [7]

Les rotors étant en principe symétriques, leur centre de gravité devrait être confondu avec leur centre de rotation. Contrairement au rotor rigide, un rotor flexible se déforme. Le rotor à arbre élastique représente le rotor flexible le plus répandu dans la conception des machines tournantes. Ce faisant, il déplace le centre de gravité des différentes tranches du rotor et les efforts.

### I.3. Différents types des paliers

#### I.3.1. Palier à roulements

Entre l'arbre et l'alésage, il est interposé des roulements à billes ou à rouleaux généralement de fabrication standard. Ce mode de guidage en rotation est extrêmement répandu et très fiable s'il est correctement étudié, réalisé et exploité ; il autorise également de grandes vitesses de rotation et peut supporter de fortes charges. Son emploi en milieu aquatique est délicat et doit être réservé à des applications exceptionnelles nécessitant des rendements élevés et pour lesquelles la maintenance devra être aisée [8].

Pour une question de fiabilité et de sécurité, le guidage du rotor est généralement assuré par des roulements à billes ou à rouleaux lesquels ne fournissent qu'un amortissement très faible. Il en résulte des pics de vibration d'amplitude dangereusement importante lorsque des vitesses

critiques sont traversées. La vitesse maximale d'un palier à roulement croit lorsque le diamètre du rotor et la charge diminuent. A titre d'exemple, la vitesse maximale d'un palier à roulement ordinaire supporté par un arbre de diamètre de 100 mm ayant une charge maximale de 400 kN peut atteindre 30 krpm [9].



**Figure I.4 : Roulements**

### **Avantages**

- Le roulement constitue un tout qui peut être facilement changé en cas d'usure.
- La valeur du jeu fonctionnel est garantie par le fabricant.
- Installation simple et facile à remplacer.
- Durée de vie plus grande.
- Possibilité de graissage à vie.
- Possibilité de supporter des charges combinées.
- Faible coût.

### **Inconvénients**

- Nécessitent encore un peu d'entretien périodique.
- Faible capacité d'amortissement.
- Problèmes de fatigue plus importants et de bruits.
- Fréquence de rotation limitée.

**I.3.2. Paliers lisses**

Ils sont caractérisés par un déplacement relatif des surfaces dans une phase appelé parfois mixte où le contact est métallique en présence de lubrifiant. Les paliers lisses sont utilisés pour supporter des arbres en rotation et chargés de forces radiales. Lorsque la bague couvre le tourillon sur 360°. Un film fluide sépare l'arbre de l'alésage palier, en alimentant le par un fluide sous pression(voir figure 1.5).

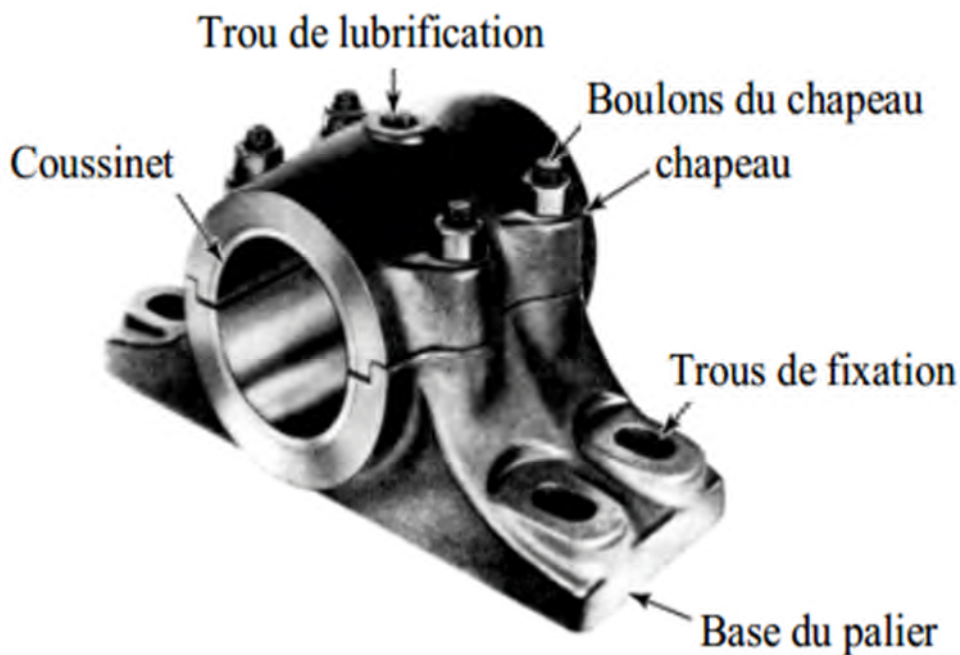


Figure I.5 : Palier lisse [10]

**Avantages**

- Solution économique et simple à maitre en œuvre.

**Inconvénients**

- Frottement plus élevés que les autres paliers.
- Lubrification pas toujours bien maitrisée dans le temps (penser à recharger en graisse...si c'est possible !).
- Performances limitées (vitesses et efforts).
- Ils nécessitent un grand couple au démarrage à des basses températures.

**I.3.3. Paliers hydrodynamiques**

Leur conception permet la formation d'un film de lubrifiant qui sépare complètement les surfaces solide de l'arbre et son alésage. Les paliers hydrodynamiques doivent atteindre une certaine vitesse de rotation pour que s'établisse un régime stable de lubrification qui est fonction du nombre de SOMMERFELD (voir ci-contre) [8].



**Figure I.6 : Palier hydrodynamique**

### **Avantages**

- Assez économique à mettre en œuvre (pas forcément besoin d'une pompe, sinon pour faire circuler le lubrifiant à travers plusieurs paliers, mais à faible pression)
- Frottement assez faible une fois le régime hydrodynamique atteint.
- S'il y a circulation de lubrifiant. celui-ci sert en même temps à refroidir le palier.

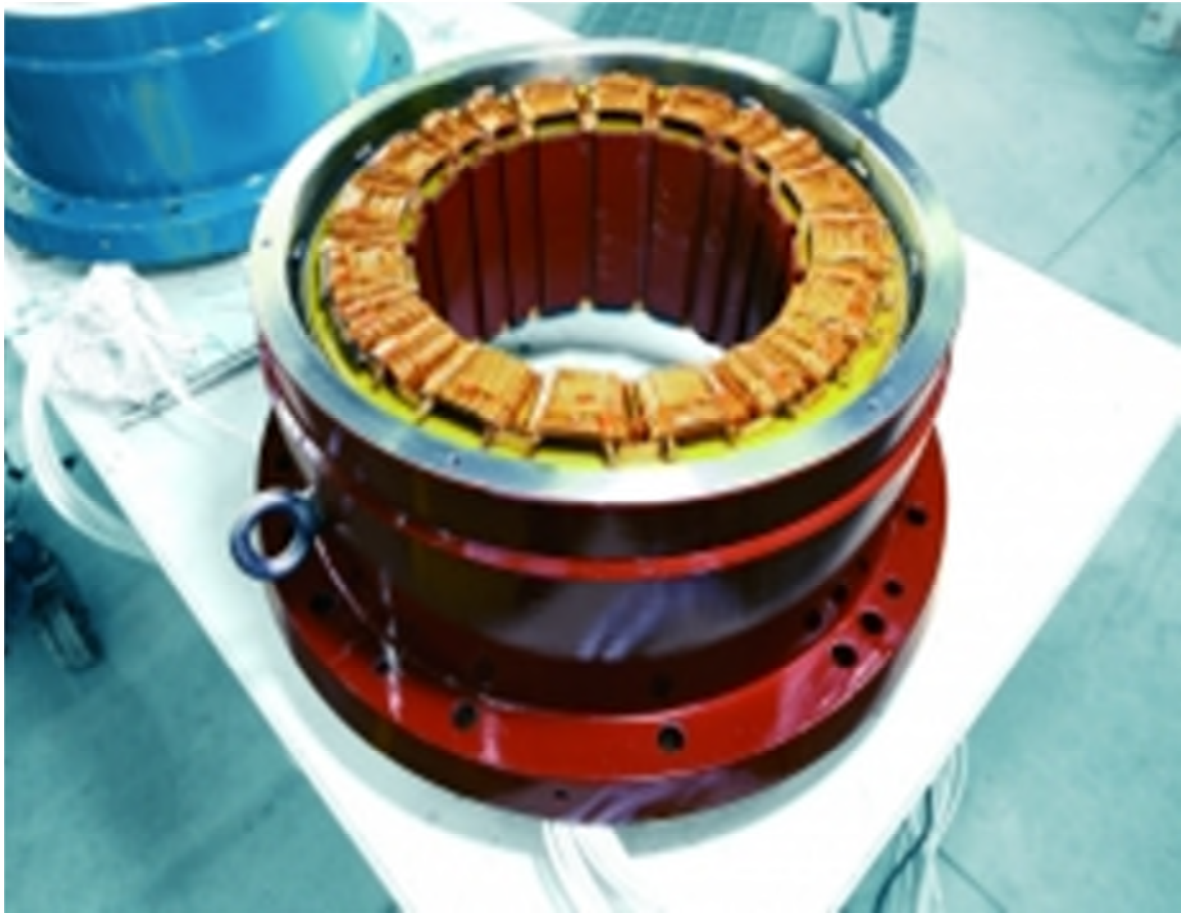
### **Inconvénients**

- Les surfaces sont mal lubrifiées au démarrage, surtout après une longue période d'arrêt.

### **I.3.4. Paliers magnétiques**



L'axe est constitué par un rotor ferromagnétique qui flotte dans le champ magnétique créé par des électro-aimants, la position du rotor par rapport au stator est asservie électroniquement. Ce type de palier autorise de grande vitesses de rotation convient pour les charges faibles a très fortes (plusieurs tonnes).son fonctionnement est particulièrement silencieux et sans usure. 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 poussière ou un lubrifiant, supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance [12].



**Figure I.7 : Palier magnétique**

### **I.3.5. Les paliers hydrostatiques :**

Les paliers hydrostatiques fonctionnent également sur le principe de la séparation des surfaces solides par un film de lubrifiant dont la pression et la circulation sont assurées dès le démarrage à l'aide d'une pompe. Peuvent être utilisés quel que soit la charge et la vitesse. Ils sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges [8].

Cependant, l'utilisation d'un palier hydrostatique dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support « ressort -amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable.

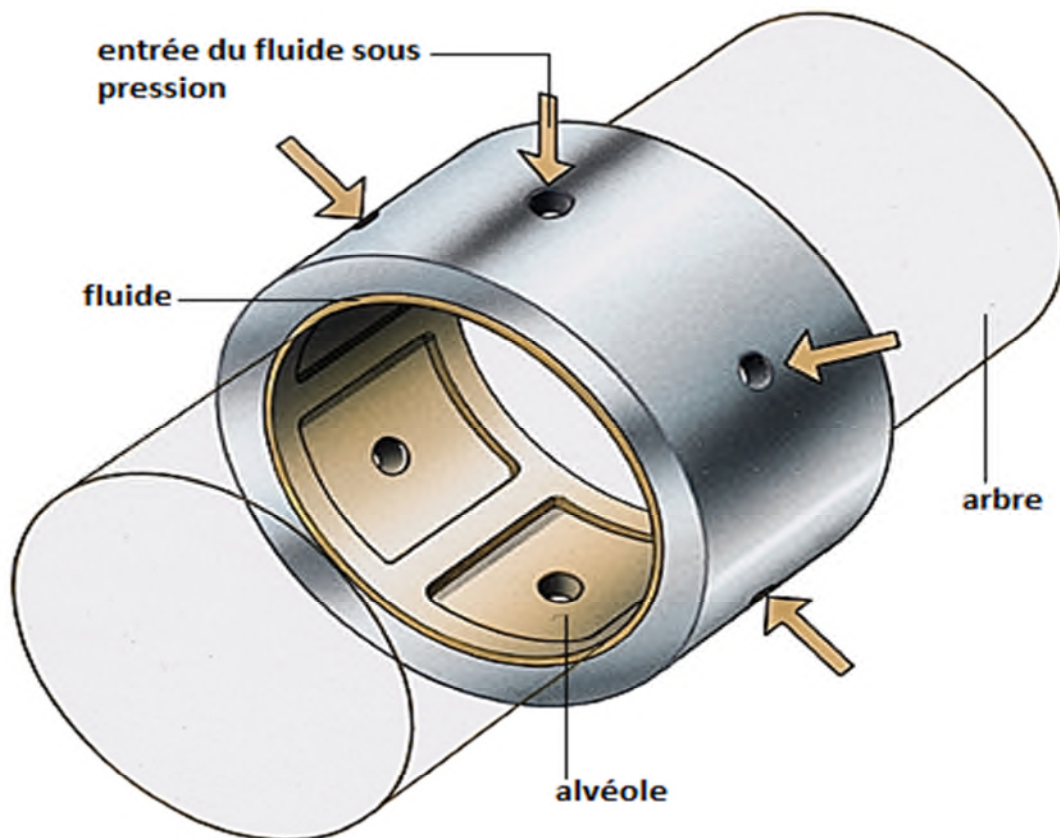


Figure I.8 : Palier hydrostatique [8]

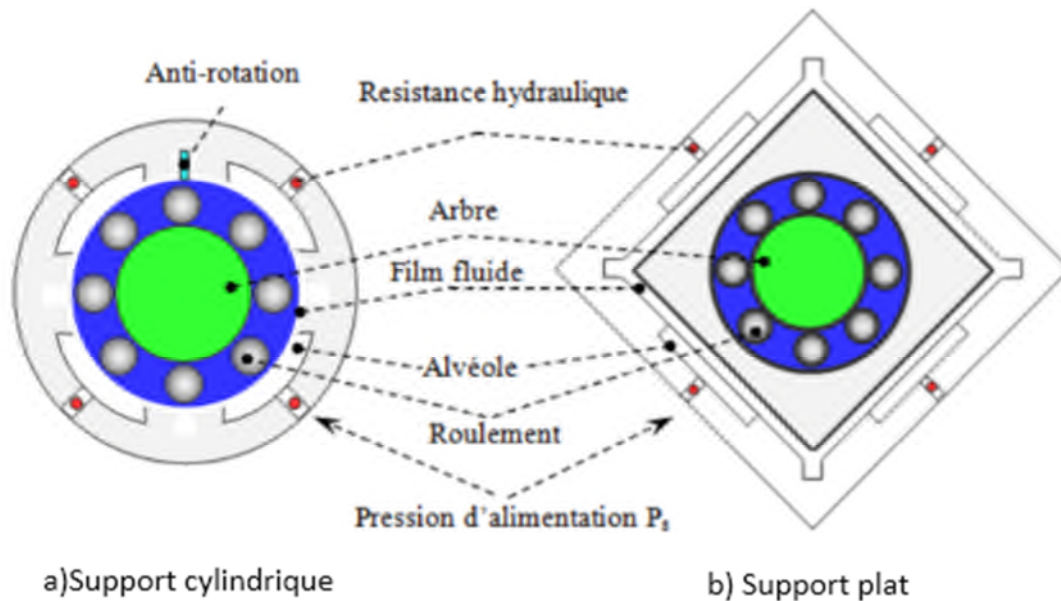


Figure I.9 : Configurations de paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques

### Avantages

- Excellente efficacité, y compris au démarrage
- Frottements très faible
- La circulation de lubrifiant permet de maîtriser le refroidissement du palier
- une très grande raideur, permettant de conserver un positionnement précis malgré des fluctuations de charge importantes
- les défauts de forme des surfaces en présence ayant moins d'importance qu'en régime hydrodynamique, car la pression dans l'alvéole est fonction du débit global, C'est-à-dire de la distribution d'épaisseur de film et non pas de l'épaisseur en un point
- l'inexistence de concentrations de contraintes car, la pression étant sensiblement constante dans l'alvéole, la charge est supportée par une grande surface
- des problèmes thermiques au sein du film lubrifiant très souvent secondaires, car on est en présence d'un écoulement forcé à débit important ; ainsi, l'hypothèse d'un régime d'écoulement isotherme est justifiée
- **Inconvénients**
  - Mise en œuvre difficile et coûteuse.
  - Nécessité d'une pompe externe, qui exige de la puissance (il faut à la fois un débit et une pression suffisants) et des filtres, des régulateurs de pression.

#### I.4. Principe de la lubrification hydrostatatique

Dans un dispositif hydrostatatique, une des deux surfaces en regard est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) reliées à un générateur de pression (figure 1.10).

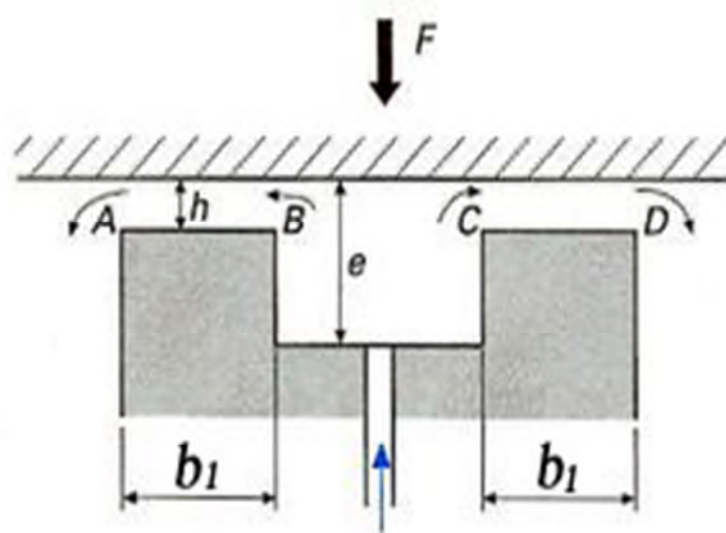


Figure I.10 : Schématisation d'une butée hydrostatatique [13]

On a deux régions :

- Une zone représentée par les portées (AB) et (CD) de largeur (a) où l'épaisseur (h) du film lubrifiant est mince :  $h/a < 1$ .
- Une zone (BC) constituée par la cavité où l'épaisseur du film lubrifiant (e) est grande :  $e/h > 20$  ; dans cette région, la pression est supposée être constante :  $p = p_a$  ; cette hypothèse est très souvent vérifiée expérimentalement [13].

Il y a deux méthodes principales utilisées pour introduire le liquide à l'intérieur de la butée :

- Alimentation à débit constant : on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole. Ce système est peu employé car, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles (ce qui est pratiquement toujours le cas), il faut soit alimenter chacun d'entre eux par une pompe individuelle, soit utiliser des régulateurs à débit constant. Cette solution, qui assure une grande raideur, est complexe et coûteuse.

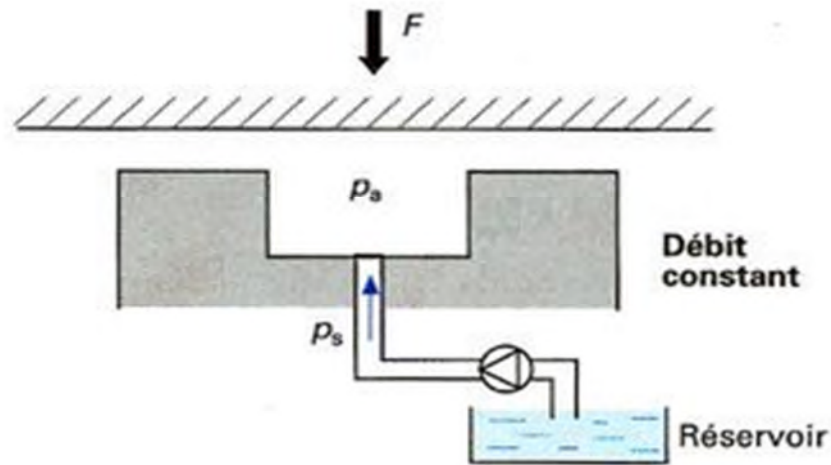


Figure I.11 : L'alimentation à débit constant [13]

- Alimentation à pression constante : on place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Le rôle de cette résistance est de créer une perte de charge, c'est-à-dire d'asservir le débit à la chute de pression. Ce système, simple à mettre en œuvre, permet d'alimenter plusieurs alvéoles avec une seule pompe à condition, bien évidemment, que le débit de celle-ci soit suffisant.

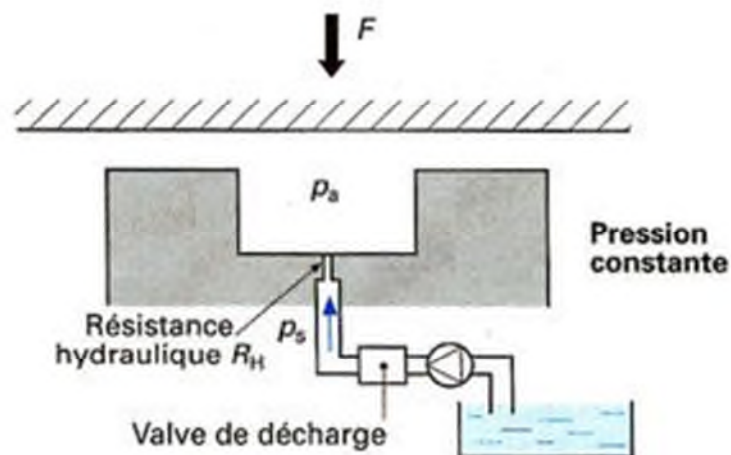


Figure I.12 : L'alimentation à pression constante [13]

Dans la pratique, le système hydraulique est plus complexe, donne le schéma du circuit pour l'alimentation à pression constante d'un palier hydrostatique à quatre alvéoles. Une pompe alimente le palier à un débit supérieur d'environ 30 % à celui nécessaire. Le surplus de liquide retourne au réservoir par l'intermédiaire d'un

Régulateur de pression. Un capteur de pression permet d'arrêter l'entraînement du rotor si la pression atteint une valeur trop faible. Le clapet anti-retour et l'accumulateur hydraulique assurent l'alimentation du palier jusqu'à l'arrêt complet de l'arbre. On peut aussi prévoir une pompe de secours. L'écoulement est ensuite dérivé vers chaque alvéole sur chaque portion du circuit. On peut prévoir un clapet anti-retour en cas de surpression dans une alvéole. La résistance hydraulique  $R_H$  doit être placée au plus près de l'alvéole afin d'éviter les instabilités de type pneumatique dues à la compressibilité du lubrifiant. Une pompe peut être nécessaire pour assurer le retour du lubrifiant vers le réservoir. Un thermocouple permet de contrôler la température du liquide à la sortie du palier et déclencher l'arrêt si celle-ci devient trop importante. Enfin, un système de refroidissement assure une température constante au niveau de l'alimentation [9]. Dans la pratique, le système hydraulique est plus complexe. La figure 1.13 donne le schéma du circuit pour l'alimentation à pression constante d'un palier à quatre alvéoles

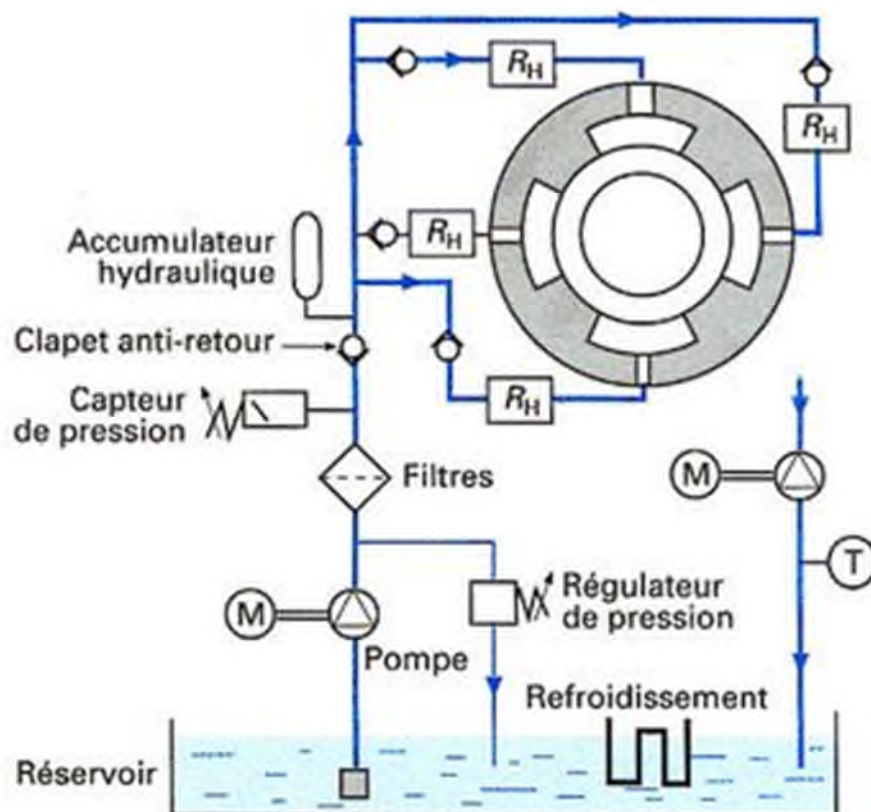


Figure I.13 : Schéma d'alimentation à pression constante cas réel principe de fonctionnement d'un palier hydrostatique à 4 butées hydrostatiques [13]

**I.5. Contrôle des vibrations de rotors****I.5.1. Contrôle passif**

Durant les dernières années, le contrôle des vibrations des rotors rigide ou flexible, a été utilisé dans un nombre croissant d'applications, surtout dans les pompes turbo moléculaires, les compresseurs, les broches tournantes des machines à moleter et les turbines à vapeur. Le réglage passif des paramètres du système n'aboutit généralement pas au comportement dynamique désiré à cause des effets des fortes charges dynamiques. C'est une des raisons pour lesquelles on doit s'intéresser au contrôle des vibrations des rotors [9].

**I.5.2. Contrôle actif**

Les paliers intelligents deviennent ainsi un moyen pour contrôler les vibrations des rotors et les forces transmises aux bâtis lors du passage aux vitesses critiques. L'emploi de l'amortissement par écrasement du film d'huile, appelé également film fluide- amortisseur, ("squeeze film dampers"), constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations lors des passages des vitesses critiques. Une étude sur le contrôle des vibrations de rotors à l'aide des paliers hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique (Paliers intelligents) fait l'objet de cette étude [9].

**I.5.3. Contrôle des pressions et amortissement**

La tendance à des vitesses élevées de la rotation des machines tournantes et notamment plus élevées que les résonances fait que le comportement des rotors devient flexible. L'emploi de SFD (Squeeze film dampers) pour contrôler les vibrations des rotors a fait l'objet de nombreuses études. Burrows et autres (1983) ont étudié la possibilité de contrôler la pression dans un SFD pour diminuer la vibration des rotors. Adams et Zahloul, (1987) ont étudié le contrôle de vibrations des rotors à l'aide du contrôle de la pression d'alimentation dans un palier hydrostatique à quatre patins. Les coefficients dynamiques de paliers hydrostatiques ont été déterminés en utilisant la méthode de l'analogie électrique. Mu et al (1991) a suggéré un SFD actif avec un anneau conique mobile d'amortisseur. Cependant, dans un SFD, il en résulte que le premier mode est très dangereux par rapport au deuxième et troisième mode. Le réglage des paramètres du système par optimisation passive n'aboutit généralement pas au comportement dynamique désiré [9].

## I.6. Les fluides intelligents :

### I.6.1. Fluides ER (électro rhéologique) :

Un fluide électro rhéologique (fluide ER) est une suspension de particules conductrices dispersées dans un fluide isolant. La taille des particules peut varier de quelques nanomètres à plusieurs micromètres, avec une fraction volumique (rapport entre le volume des particules et le volume total) généralement de l'ordre de 20 % à 30 %. Découvert la première fois par W. M. Winslow en 1947, ce fluide présente des propriétés très intéressantes d'un point de vue tant scientifique que technologique. En fonction du champ électrique appliqué, les propriétés rhéologiques (viscosité, contrainte seuil...) d'un fluide ER sont considérablement modifiées. Cela permet d'obtenir même une « solidification » du fluide. Ce phénomène peut s'expliquer d'une façon macroscopique par la formation des fibres parallèles au champ par les particules. Ces fibres génèrent une liaison entre électrodes et augmentent donc la viscosité de fluide [15].

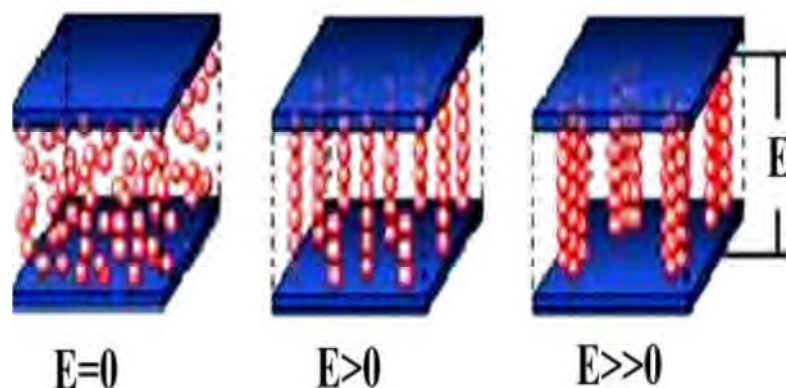


Figure I.14. Solidification du fluide dans l'axe du champ [5].

Le champ d'application de ce fluide est très prometteur car il existe plusieurs avantages. La réponse est rapide (quelques ms) et le phénomène est totalement réversible. Les fluides ER sont également considérés comme matériaux « intelligents » et consomment peu d'énergie. Plusieurs applications ont été proposées (embrayage automobile, amortisseur, contrôle actif de vibration, actionneur...). Pourtant, la contrainte seuil habituelle de quelques kPa du fluide ER n'est pas suffisante pour de vraies applications industrielles. Une autre difficulté est sa stabilité (sédimentation, stabilité thermique, agrégation des particules...).



La caractéristique rhéologique d'un fluide ER est présentée par un rhéogramme donnant la variation de la contrainte de cisaillement en fonction de la vitesse de cisaillement. Le modèle de Bingham est souvent utilisé pour décrire un fluide ER idéal.

Récemment, l'équipe de Weijia Weng (Institut Nanoscience de Hongkong) a réussi à développer une nouvelle génération de fluide ER avec une contrainte seuil dépassant 100 kPa (20 fois plus élevée que la contrainte seuil habituellement observée). Le phénomène découvert par les chercheurs chinois est appelé ainsi « Effet ER géant » [16].

La caractérisation principale d'un fluide ER est donnée par la variation de la contrainte mécanique en fonction du gradient de vitesse et du champ électrique appliqué [17].

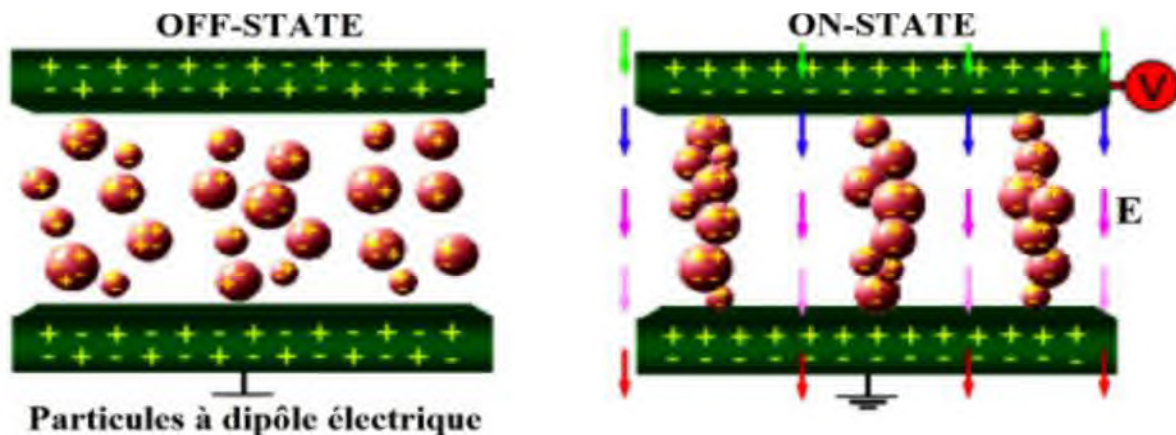


Figure I.15. Fluide avec liaison de particules à dipôle électrique [18].

En l'absence de champ, les particules sont dispersées de façon aléatoire dans le fluide. Lorsqu'un champ est appliqué, les particules se disposent selon des chaînes de direction colinéaire au champ (comme le montre la figure). Sur le dessin, on suppose que le déplacement du fluide s'effectue parallèlement aux plaques extérieures et que ces dernières sont fixes.

Le fluide électro-rhéologique ER pourrait être utilisé dans l'industrie automobile pour l'embrayage, frein, systèmes d'amortissement, actionneurs, injection du carburant, soupapes. Il pourrait également être utilisé dans les articulations des bras robotisés et des mains.

Parmi ces dispositifs, les appareils ER d'amortissement ont reçu une attention intensive, parce qu'ils ne nécessitent pas le fluide ER d'avoir une limite d'élasticité très élevée ou très large plage de température [19].

Les appareils ER n'ont pas encore été commercialisés. Les principaux problèmes sont :

- la limite d'élasticité n'est pas assez élevé ;
- la plage de température de travail n'est pas assez large, parce que l'effet ER diminue fortement lorsque la température est plus grande à 100 ;
- la stabilité de la suspension ER contre la sédimentation est très pauvre. Une fois que la ségrégation se produit, aucun effet ER n'est disponible ;
- le fluide ER parfois mal fonctionne une fois il est contaminé.

### **I.6.2.Fluide MR (magnéto rhéologique) :**

La première découverte et le développement des fluides MR peuvent être accredités à Jacob Rabinow à la fin des années 1940. Mais ils restent considérablement moins connus que leurs prédécesseurs les fluides électro-rhéologiques (ER). Les deux fluides MR sont formés de particules polarisables ayant une dimension de l'ordre de quelques microns. Les fluides MR sont des matériaux dont le comportement rhéologique est réversible et change quand on leur applique un champ magnétique. Ils sont composés de particules polarisables suspendues dans un fluide diélectrique. Typiquement, les FMR contiennent 20-40 % en volume de particules. Ces fines particules, dont le diamètre est de 0,1 à 10 microns, peuvent être de fer, de nickel, cobalt dispersées dans un liquide aqueux ou minéral [19].

La réponse des fluides MR résulte de la magnétisation induite dans les particules en suspension par l'application d'un champ électrique extérieur. L'interaction entre les dipôles résultants fait que les particules forment une structure en colonnes parallèles au champ appliqué. Cette structure en chaîne restreint le mouvement du fluide, ce qui a pour conséquence d'augmenter la viscosité du fluide. L'énergie mécanique nécessaire pour produire cette microstructure, résultant de la contrainte produite par le champ, augmente quand le champ appliqué augmente. En l'absence de champ appliqué, les fluides MR montrent un comportement de type Newtonien.

Récemment les fluides MR ont eu un regain d'intérêt grâce à leur faible voltage comparé aux fluides ER. En effet, soumises à un champ magnétique de l'ordre de 24 V, il y a formation d'agrégats de particules magnétisées qui s'organisent sous forme de colonnes orientées dans le sens du champ magnétique. Il en résulte une augmentation de la

viscosité et de la contrainte de cisaillement. La figure ci-dessous illustre le comportement de ces fluides.

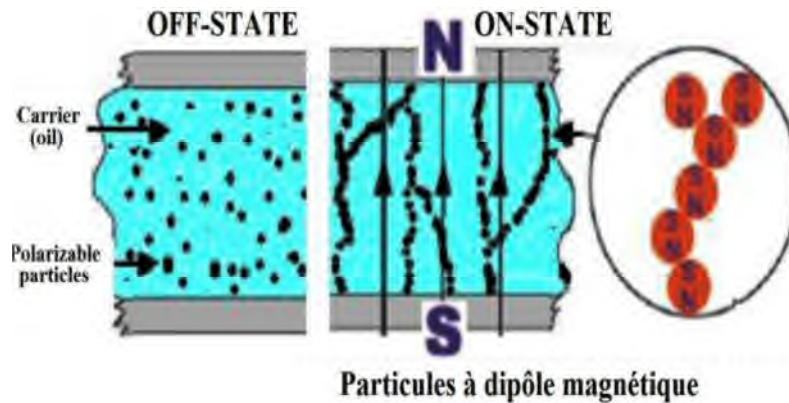


Figure I.16. Fluide avec des particules à dipôle magnétique [18].

### I.7. Les Ferro fluides :

Les Ferro fluides sont des solutions colloïdales de nanoparticules ferromagnétiques ou ferrimagnétiques d'une taille de l'ordre de 10 nanomètres dans un solvant ou de l'eau. Ces liquides deviennent magnétiques lors de l'application d'un champ magnétique extérieur tout en conservant leur stabilité colloïdale. Une conséquence spectaculaire de cette propriété est que ces liquides sont attirés par les aimants ou les électroaimants, exactement comme un morceau de fer. Dans certains cas, et si le champ magnétique est suffisant, ils se hérissent de pointes dont la topologie varie selon les paramètres du champ. Ces pointes sont peu rigides puisqu'elles se déforment si on les touche : la force exercée par le doigt l'emporte sur la cohésion du fluide. Ils ont des applications dans des domaines extrêmement variés.

Les Ferro fluides sont le plus fréquemment composés de nanoparticules de magnétite ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ ) ou de maghémite ( $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ ), qui sont tous deux des oxydes de fer.



Figure I.17 : Les Ferro fluides [20].

Les Ferro fluides sont apparus dans la deuxième moitié du XX<sup>e</sup> siècle. Ils n'existent pas à l'état naturel, il a donc fallu les synthétiser.

La première approche des fluides magnétiques (ou Ferro fluides) a été réalisée par Wilson [20] en 1779 qui a préparé un fluide constitué de fines particules de fer dans de l'eau. Cependant, on ne peut parler d'une réelle synthèse de Ferro fluide qu'à partir de 1963. C'est Stephen Papell [21] qui a effectué cette synthèse en mélangeant de la poudre de magnétite à du kérosène (essence) en présence d'acide oléique (tensioactif). Il a ensuite, dans le but d'obtenir des nanoparticules, broyé pendant 10 mois le liquide. L'objectif était de fabriquer un liquide de propulsion pour fusées en absence de gravité. Pour la première fois, un Ferro fluide stable était créé.

Les travaux de Rosenzweig amenèrent à une amélioration du procédé, permettant l'obtention d'un Ferro fluide plus concentré et magnétique. Il en découla une production industrielle et une commercialisation des Ferro fluides, dans un premier temps essentiellement par l'entreprise Ferro fluidics. Depuis, la recherche scientifique apporte quotidiennement des avancées dans la synthèse des Ferro fluides [21].



**Figure I.18.**Un Ferro fluide sur une pointe aimantée [22].

### **I.7.1.Composition :**

Deux constituants entrent dans la composition d'un Ferro fluide : des particules magnétiques solides et un liquide porteur dans lequel elles baignent.

**I.7.1.1. Les particules solides :**

Les oxydes magnétiques, principalement des particules de magnétite ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ ), ferrite ( $\text{MFe}_2\text{O}_4$  où M est un cation divalent :  $\text{M}=\text{Ni}^{\text{II}}$ ,  $\text{Co}^{\text{II}}$ ,  $\text{Zn}^{\text{II}}$ ,  $\text{Ba}^{\text{II}}$ ...) ou de maghémite ( $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ ) constituent une grande proportion des particules utilisées dans les Ferro fluides. Pour les obtenir, on procède soit à un broyage, soit à une alcalinisation d'un mélange aqueux.

Les particules peuvent être aussi de type métallique (c'est-à-dire constituées par un métal au degré d'oxydation 0), par exemple le nickel, le cobalt, le fer, etc. L'avantage de ces particules est leur forte aimantation. Toutefois, leur rapide oxydation entraîne la diminution ou la perte de cette aimantation.

**I.7.1.2. Le liquide porteur :**

On en distingue deux types :

- Les solvants organiques : essentiellement utilisés dans les applications commerciales, ils doivent avoir une grande stabilité à la température. Comme exemple, on peut citer : hydrocarbure aliphatique, diester carboxylique, huile de silicone, polyphényléther... .
- Les solvants polaires : principalement employés dans les applications médicales. L'eau et les alcools sont les exemples essentiels.

Un autre exemple de liquide porteur est le mercure, qui est un fluide métallique présentant des conductivités thermiques et électriques élevées. Cependant le mercure est visqueux [23].

**I.7.2. Propriétés physiques :**

Les Ferro fluides possèdent de très fortes propriétés magnétiques :

- lorsque le fluide magnétique n'est soumis à aucun champ magnétique, les moments magnétiques portés par les nanoparticules sont orientés aléatoirement. L'aimantation totale du fluide est donc nulle.
- lorsque le Ferro fluide est soumis à un champ magnétique, on observe une aimantation. Les moments des particules ont tendance à s'aligner avec le champ auquel elles sont soumises.

Les nanoparticules sont constituées d'un matériau qui peut être ferromagnétique ou ferrimagnétique mais elles ont un comportement global qui est habituellement super paramagnétique. La stabilité du Ferro fluide est facilitée par le super paramagnétisme, puisque l'aimantation des nanoparticules change spontanément de sens avec l'agitation thermique, réduisant ainsi les interactions magnétiques entre nanoparticules. L'aimantation d'un Ferro fluide à saturation est égale, à la dilution près, à celle des matériaux qui le compose. [21], [23].

# **Chapitre II : Modélisation du système**

---

**II.1.Introduction : <sup>2</sup>**

L’objet de ce chapitre est de présenter la méthode du calcul, permettant d’obtenir à partir du champ de pression dans le film lubrifiant, les caractéristiques de la butée hydrostatique à double effet telles que les forces engendrées par le film et les débits du lubrifiant.

Une résolution analytique sera présentée dans le cas d’hypothèse particulière d’une butée hydrostatique infiniment longue à double effets.

Nous supposons ici que l’écoulement de fluide à travers la butée hydrostatique est incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent.

**II.2.Etude statique :**

**II.2.1.Schématisation d’une butée à double effet à deux patins :**

Sur la (Fig.II.1) nous avons schématisé une butée hydrostatique à double effet ayant chacun à un alvéole central, pour le cas général, ou la position du centre du grain mobile est excentrée. Les indices 1 et 2 indiquent les caractéristiques des butée à simple effet, qui par assemblage constituent la butée hydrostatique à double effet. La butée hydrostatique à double effet est alimentée en fluide par les alvéoles, eux-mêmes alimentés par une pression extérieure à travers des résistances hydrauliques.

La butée hydrostatique à double effets est constituée de deux parties :

- Une partie fixe : représentée par deux patins identiques, ou chaque patin à un alvéole central, qui est contrôlé et alimenté par une résistance hydraulique de type capillaire.
- Une partie mobile : représentée par le grain mobile.

L’épaisseur et la vitesse du film relatives à chaque butée hydrostatique à simple effet sont données respectivement dans le repère.

- Butée hydrostatique à simple effet n°1 :

$$h_1 = h_0 + x_1 \tag{II.1}$$

$$Vp1 = \frac{\partial h_1}{\partial t} = V \tag{II.2}$$

- Butée hydrostatique à simple effet n°2 :

$$h_2 = h_0 - x_1$$

$$Vp2 = \frac{\partial h_2}{\partial t} = -Va$$

Notons que :

$$B' + h_1 + h_2 = Cte \rightarrow \text{la quantité } 2h_0 = h_1 + h_2 = Cte \tag{II.3}$$

avec :

$h_0$  : représente l'épaisseur du film en position centrée

$B'$  : représente l'épaisseur du grain du mobile

$x_1, V_a$  : représentent respectivement le déplacement linéaire et la vitesse d'écrasement du grain mobile suivant l'axe X.

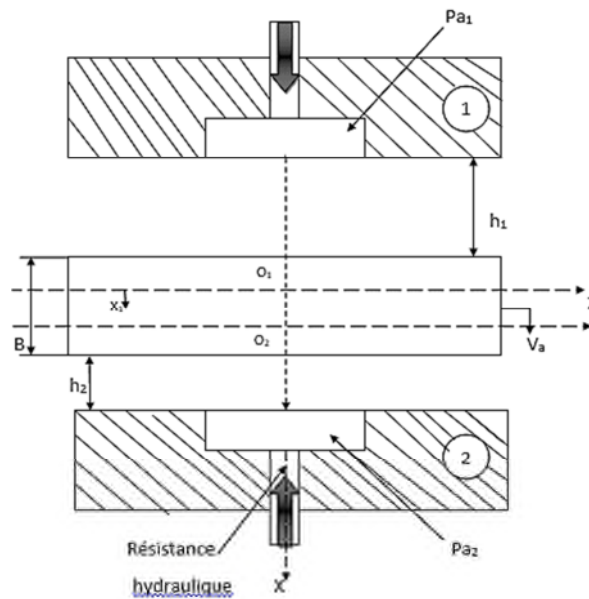


Figure II.1 : Schématisation d'une butée hydrostatique à deux patins identiques.

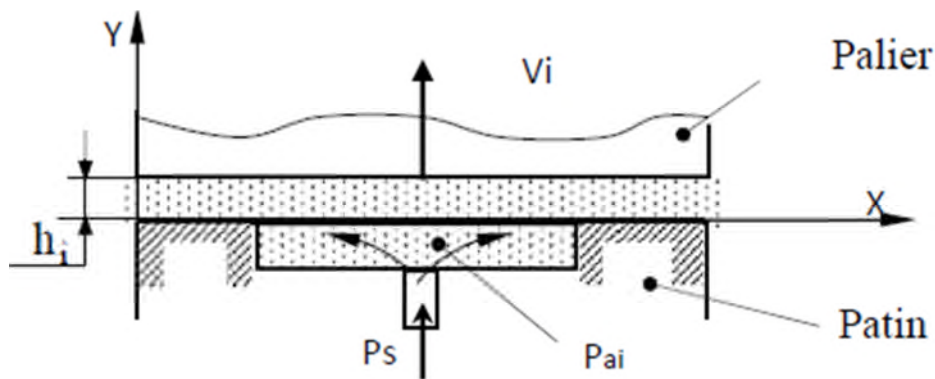


Figure II.2 : Butée hydrostatatique à simple effet n°1.

### II.2.2.Calcul d'une butée hydrostatatique à double effet :

Le calcul des caractéristiques d'une butée hydrostatatique à double effet peut être effectué de deux manières différentes :



- Soit en considérant la butée hydrostatique à double effet comme un ensemble indissociable.
- Soit en considérant la butée hydrostatique à double effet comme la juxtaposition de deux butées hydrostatiques à simple effet se fait successivement.

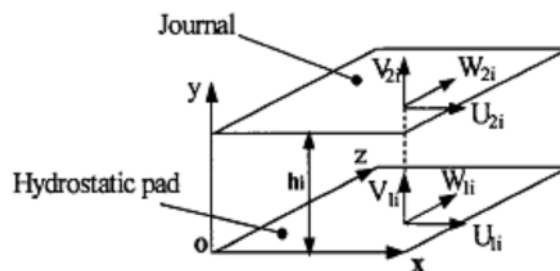
Dans la présente étude nous allons utiliser la seconde méthode car, elle est couramment utilisée. Elle nous permet de réduire les dimensions des programmes du calcul, mais impose la connaissance de la pression dans l'alvéole et les pressions aux extrémités libres au niveau de chaque butée à simple effet. Le calcul des caractéristiques d'une butée hydrostatique à double effet revient donc, au calcul des caractéristiques de deux butées hydrostatiques partielles dont l'étude est analogue à celle d'une butée hydrostatique à simple effet.

Le calcul de la butée hydrostatique à double effet sera effectué en utilisant la méthode du calcul analytique qui sera présenté dans le cas hypothèse particulière d'une butée hydrostatique infiniment longue.

**II.2.3. Equation de Reynolds :**

L'équation de Reynolds permet de connaître la répartition de pression  $P(X, Z)$ . Cette équation est résolue selon différentes méthodes numériques comme celle de la méthode des différences finies centrées qui consiste à discrétiser le domaine d'intégration ou analytique représenté dans le cas d'hypothèse particulière d'une butée infiniment longue.

Dans une butée hydrostatique, si l'on suppose qu'il n'existe pas de glissement entre le fluide et les parois, les conditions aux limites associées au champ de vitesse sont les suivantes (Fig.II.3) :



**Figure II. 3. Système d'axe.**

Sur le patin ( $y = 0$ ) :  $U_{1i} = 0$  ;  $V_{1i} = 0$  ;  $W_{1i} = 0$

Sur le grain mobile ( $L_y = h_i$ ) :  $U_{2i} = 0$  ;  $V_{2i} = V_{pi} \neq 0$  ;  $W_{2i} = 0$

$U_{1i}$  ;  $V_{1i}$  et  $W_{1i}$  sont respectivement les vitesses de surface du patin relatives à la butée à simple effet dans les directions X, Y et Z.

$U_{2i}$  ;  $V_{2i}$  et  $W_{2i}$  sont respectivement les vitesses de surface du palier relatives à la butée à simple effet dans les directions X, Y et Z.

Avec ces conditions et pour un fluide incompressible et iso visqueux en régime permanent, l'équation de Reynolds relative à la butée à simple effet s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{h_i^3}{\mu} \left( \frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{h_i^3}{\mu} \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12V_{pi} \quad \text{II.4}$$

Pour notre cas un Ferro fluide et butée infiniment longue en utilisant le model de Jenkins, notre équation devient comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{h_i^3}{1-\lambda} \left( \frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{h_i^3}{1-\lambda} \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12V_{pi}$$

Ou :

$$\lambda = \frac{\rho \alpha^2 \bar{\mu}}{2\eta} H \quad \text{II.5}$$

Avec :

$P_i$  : Pression en point quelconque relative à la butée à simple effet n°i.

$V_{pi}$  : vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet n°i.

#### **II.2.4. Méthode analytique :**

La méthode analytique est appliquée, pour le calcul d'une butée hydrostatique à double effet sauf, dans le cas d'hypothèse particulière comme la butée hydrostatique infiniment longue. C'est ce cas que nous allons appliquer.

##### **II.2.4.1. Butée hydrostatique infiniment longue à simple effet :**

Soit une butée hydrostatique plane infiniment longue à simple effet n°i, qui est constitué par une partie fixe appelé patin à un alvéole central et une partie mobile appelé grain mobile animé d'une vitesse linéaire (vitesse d'écrasement)  $V_{pi}$ .

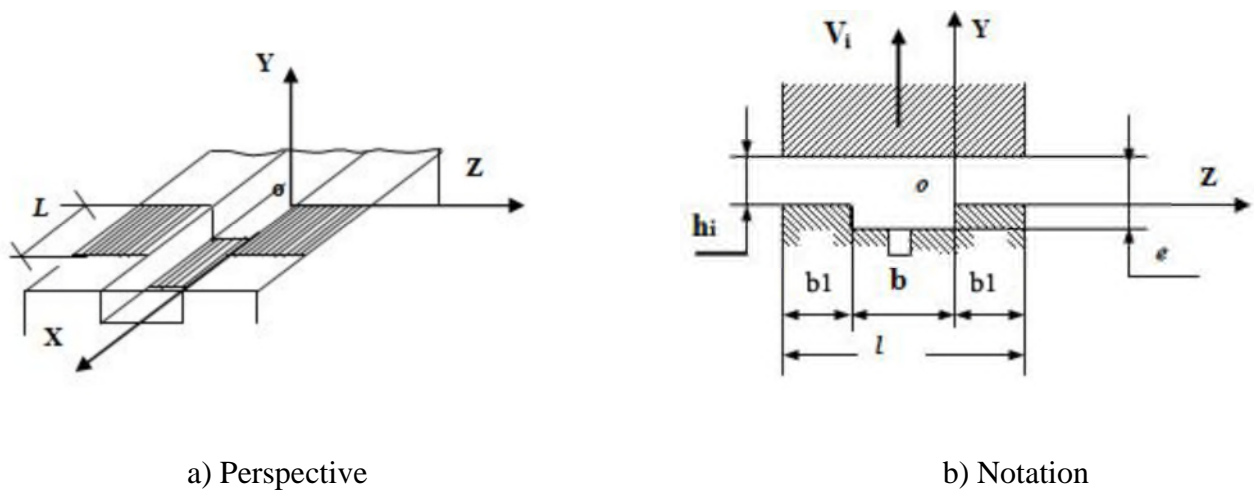


Figure II.4 : Butée hydrostatique infiniment longue n°1.

a) Calcul du champ de pression :

Lorsque le rapport A/B de la longueur A (A=L) à la largeur B de la butée à simple effet n°1 est grand, on peut négliger le débit sortant suivant la longueur A devant le débit sortant suivant la largeur B, l'écoulement se fait purement suivant la largeur B.

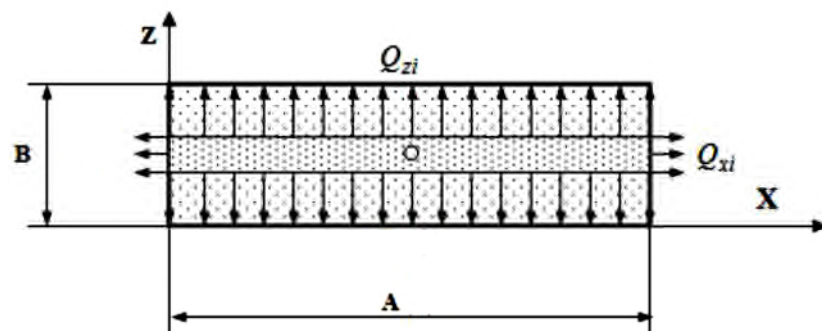


Figure II.5 : Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue n°1.

Ou bien :

$$Q_{xi} \ll Q_{zi} \Rightarrow \frac{\partial P_i}{\partial x} = 0 \quad (\text{Pas de variation de pression suivant l'axe X})$$

Avec :

$$\begin{cases} Q_{xi} = Q_{xi}^+ + Q_{xi}^- \\ Q_{zi} = Q_{zi}^+ + Q_{zi}^- \end{cases}$$

ou :

$Q_{xi}$  : débit volumique sortant suivant l'axe X relatif à la butée à simple effet

$Q_{zi}$  : débit volumique sortant suivant l'axe Z relatif à la butée à simple effet

Ainsi, l'équation de Reynolds relative à la butée à simple effet n°1 devient :

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( h_i^3 \frac{\partial P_i}{\partial z} \right) = 12\mu \dot{h}_i \quad \text{II.6}$$

Avec :

$$\dot{h}_i = V_{pi} = \frac{\partial h_i}{\partial t}$$

L'intégration de cette équation et l'application des conditions aux limites sur la pression :

$$P_i = P_{ai} \quad \text{pour } Z=0$$

$$P_i = 0 \quad \text{pour } Z=b1$$

(La pression ambiante est prise comme pression de référence), donne :

$$P_i = \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} Z^2 - \left( \frac{P_{ai}}{b1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b1 \right) Z + P_{ai} \quad 0 \leq Z \leq b1$$

$$P_i = \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} Z^2 + \left( \frac{P_{ai}}{b1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} (b1 + 2b) \right) Z + \left( \frac{P_{ai}}{b1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b \right) (b1 + b) \quad \text{II.7}$$

$$-(b + b1) \leq Z \leq -b$$

**Cas particulier :**

Pour  $\dot{h}_i = 0$  (cas statique)

La pression dans le film est déduite de la relation :

$$P_i = P_{ai} \left( 1 - \frac{Z}{b1} \right) \quad 0 \leq Z \leq b1 \quad \text{II.8}$$

$$P_i = \left( \frac{P_{ai}}{b1} \right) (Z + b1 + b) \quad -(b + b1) \leq Z \leq -b$$

**b) Calcul des caractéristiques :**

❖ **La charge portante :**

La charge portante pour une longueur L relative à la butée à simple effet s'écrit :

$$W_{pi} = \int_S P_i ds = \int_{S_1} P_i ds + \int_{S_2} P_i ds \quad \text{II.9}$$

Où S1 représente la surface de l'alvéole et S2 la surface des portées de largeur b1. Après intégration, on obtient :

$$W_{pi} = P_i L (b_1 + b) - \frac{2\mu h_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad \text{II.10}$$

On peut écrire cette relation sous une forme plus générale :

$$W_{pi} = P_i S K_w - \frac{2\mu h_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad \text{II.11}$$

Où : S : représente la surface totale du patin de la butée à simple effet, K<sub>w</sub> : un coefficient de la charge compris entre 0 et 1 : tel que K<sub>w</sub>=1-b<sub>1</sub>/B

La relation peut également s'écrire :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - \frac{2\mu h_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad \text{II.12}$$

Où β<sub>i</sub> = P<sub>i</sub> / P<sub>s</sub> représente le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe relative à la butée à simple effet n°1.

**Cas particulier :**

Pour : h<sub>i</sub> = 0 (cas statique)

La charge portante relative à la butée à simple effet n°1 est déduite de la relation :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w \quad \text{II.13}$$

❖ **Débit du lubrifiant :**

- **Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe Z :**

La vitesse du fluide est donnée par la relation

$$u_{zi} = \frac{1}{2\mu} \frac{dP_i}{dz} y(y - h_i) \quad \text{II.14}$$

Le débit volumique  $Q_{si}$  du fluide qui sort de la butée n°1 est obtenu par intégration de la vitesse :

$$Q_{si} = L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = b_1) - L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = -b_1 - b) dy = \frac{L h_i^3 \left( P a_i - \frac{6\mu h_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6 b_1 \mu} \quad \text{II.15}$$

Soit en introduisant le coefficient du débit  $KQ = \frac{L}{6 b_1}$

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( P a_i - \frac{6\mu h_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu} KQ \quad \text{I} \quad \text{I.16}$$

D'où on peut déduire que le débit donné par :

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( \beta_i P_s - \frac{6\mu h_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu} KQ \quad \text{II.17}$$

**Cas particulier :**

Pour :  $h_i = 0$  (cas statique)

Le débit volumique  $Q_{si}$  du fluide relatif à la butée n°1 est déduit de la relation :

$$Q_{si} = \frac{\beta_i P_s h_i^3}{\mu} KQ \quad \text{II.18}$$

**Débit de la variation du volume dans l'alvéole :**

Le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à la butée à simple effet n°i est donné par :

$$Q_{vol i} = \frac{dv_i}{dt} \quad \text{II.19}$$

avec :

$$v_i = S_1 \times e_i$$

$$e_i = h_i + e_a$$

où :

$v_i$ : Volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n°i

$S_1$ : Surface de l'alvéole

$e_i$ : Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet n°i

$e_a$ : Profondeur de l'alvéole

$h_i$ : Épaisseur de film dans la zone de surface de la portée relative à la butée à simple effet n°i

Ainsi:

$$Q_{vol i} = S_1 \frac{dh_i}{dt} \tag{II.20}$$

**Débit des résistances hydrauliques de type capillaire :**

Parmi les types de résistances hydrauliques les plus fréquemment utilisés, on cite les types capillaires.

Un capillaire est un tube relativement long dont le rapport de la longueur  $L_c$  au rayon  $r$  est grand ( $L_c / r > 50$ ); lorsque l'écoulement est laminaire (c'est à dire pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1000) le débit [5] est donné par la loi de Hagen-Poiseuille:

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) \tag{II.21}$$

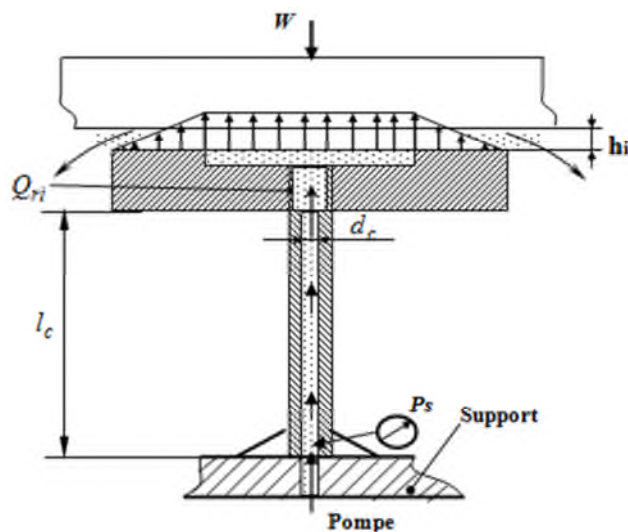
Avec :

$P_{ai}$ : Pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n°  $i$ .

$P_s$ : La pression d'alimentation.

$d_c L_c$ : Caractéristiques géométriques du capillaire.

$\mu_{FR}$ : Viscosité dynamique.



**Figure II.6 : Résistance hydraulique de type capillaire [21]**

**c) Calcul de la pression dans l'alvéole :**

Le calcul de la pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n°  $i$  est effectué en écrivant la conservation du débit volumique, en tenant compte de la variation du volume de fluide dans l'alvéole due au déplacement du grain mobile.

L'équation de conservation du débit volumique s'écrit :

$$Q_{ri} = Q_{si} + Q_{vol i} \quad \text{II.22}$$

Où :

$Q_{ri}$ : Débit à travers une résistance hydraulique relatif à la butée à simple effet n° $i$

$Q_{si}$ : Débit sortant de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n° $i$ .

$Q_{vol i}$  : Débit du à la variation du volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n° $i$ .

L'équation (2.22) peut s'écrire comme suit :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu_{ER} L_c} (P_s - P_{ai}) = Q_{si} + Q_{vol i} \quad \text{II.23}$$

Lorsque l'écoulement est laminaire, le débit pour une résistance hydraulique de type capillaire est donné par la loi de Hagen-Poiseuille :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu_{ER} L_c} (P_s - P_{ai}) = \frac{K_c}{\mu_{ER}} (P_s - P_{ai}) \quad \text{II.24}$$

$$\text{où : } K_c = \frac{\pi d_c^4}{128 L_c} \quad \text{II.25}$$

L'égalité du débit du capillaire à celui de débit sortant de la butée à simple effet n° $i$  permet d'exprimer la pression dans l'alvéole  $P_{ai}$ :

Soit :

$$\frac{K_c}{\mu_{ER}} (P_s - P_{ai}) = \frac{\left( P_{ai} - \frac{6 \mu_{ER} \dot{h}_l}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3}{\mu_{ER}} K_Q + S_1 \dot{h}_l \quad \text{II.26}$$

Donc :

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6 b_1^2 K_Q - S_1) \frac{\mu_{ER} \dot{h}_l}{K_c}}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3} \quad \text{II.27}$$

**Cas particulier**

Pour :  $\dot{h}_l = 0$

La pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n° $i$  s'écrit :

$$P_{ai} = P_s / \left( 1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3 \right) \quad \text{II.28}$$

$$\text{Donc : } \beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} = \frac{1}{\left( 1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3 \right)} \quad \text{II.29}$$



Soit  $\beta_i = \beta_0$  et  $h_i = h_0$ , la relation de l'épaisseur du film de lubrifiant  $h_0$  est déduite de la relation (2.29)

$$h_0 = \left[ \frac{K_c}{K_Q} \left( \frac{1}{\beta_0} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{II.30}$$

où :  $\beta_0$  : représente le rapport de pression de fonctionnement.

**II.2.5. Butée hydrostatique infiniment longue à double effet :**

**II.2.5.1. Calcul des caractéristiques :**

**a. La charge totale :**

La charge totale de la butée hydrostatique infiniment longue à double effet est obtenue en faisant la somme des charges portantes correspondantes aux deux butées à simple effet. La charge totale de la butée hydrostatique infiniment longue à double effet est donnée dans le repère par :

$$W = Wp = (\beta_2 - \beta_1) P_s S K w - 2\mu b l^3 L \left( \frac{h_2}{h_2^3} - \frac{h_1}{h_1^3} \right) \quad \text{II.31}$$

**b. du lubrifiant Débit total :**

Le débit du lubrifiant total de la butée hydrostatique infiniment longue à double effet est obtenu en faisant la somme des débits correspondants aux butées à simple effet.

$$Q = \sum_{i=1}^2 \left( h_i^3 \left[ \beta_i P_s - \frac{6\mu h_i}{h_i^3} b l^2 \right] K Q / \mu + S l h_i \right) \quad \text{II.32}$$

**II.3. Etude dynamique :**

**II.3.1. Modélisation linéaire :**

Dans l'analyse dynamique du grain mobile (ligne d'arbre) supporté par des butées hydrostatiques, le comportement de la butée est gouverné par les forces hydrostatiques engendrées par le film lubrifiant et qui s'opposent au mouvement du grain mobile.

Dans le cas général, celles-ci sont obtenues par intégration du champ de pression calculé à partir de l'équation de Reynolds écrite en régime dynamique.

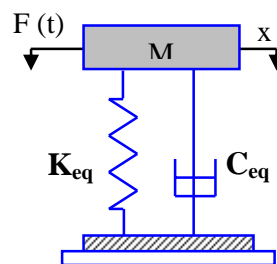
Ces forces étant des fonctions non linéaires de la position et de la vitesse du centre de l'arbre. L'analyse exacte d'un système grain mobile - butées est donc très complexe puisqu'elle nécessite la résolution simultanée des équations relatives au mouvement du grain mobile et de l'équation relative au comportement hydrostatique de chaque butée.

Cette étude peut néanmoins être largement simplifiée si l'on suppose le grain mobile parfaitement rigide et l'on se limite aux petits déplacements au voisinage d'une position d'équilibre statique.

Une étude simplifiée peut être réalisée en linéarisant les équations, elle comporte deux étapes :

- Une analyse statique permettant de déterminer la position d'équilibre du grain mobile (l'arbre) à l'intérieur de la butée sous une charge extérieure  $W_0$  ;
- Une analyse dynamique linéarité pour le mouvement du grain mobile (la ligne d'arbre) au voisinage de la position d'équilibre statique  $O_{as}$ .

Cette analyse linéaire du comportement d'une butée fluide autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par deux coefficients dynamiques à savoir le coefficient de raideurs et le coefficient d'amortissements (Figure II.7).



**Figure II.7 : Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à simple effet [21]**

La détermination de ces coefficients permet :

- de connaître la stabilité d'un point de fonctionnement (masse critique),
- d'introduire l'effet du film fluide sur la réponse d'une structure (ligne d'arbre soumis à des sollicitations dynamiques de faible amplitude ; le balourd par exemple),
- de rechercher les vitesses critiques du grain mobile (d'une ligne d'arbre).

### II.3.2. Calcul des caractéristiques dynamiques :

Le calcul des coefficients dynamiques se fait à partir d'une méthode des petits déplacements et vitesses de déplacement. Nous allons calculer tout d'abord les coefficients dynamiques de la butée hydrostatique à simple effet n°1, pour cela, on a la démarche suivante :

Si on impose un petit déplacement  $L_{11}$  et une petite vitesse de déplacement  $M_{11}$  au voisinage de la position d'équilibre statique  $h_x, h_y$ , colinéaire à l'axe  $(o, Y)$ , on peut écrire :

$$W_{p1}(h_x, h_y + \Delta h_1, \dot{h}_x = 0, \dot{h}_y = \Delta \dot{h}_1) =$$

$$W_{p1}(h_x, h_y, 0, 0) + \Delta h_1 \left( \frac{\partial W_{p1}}{\partial h_1} \right) + \Delta \dot{h}_1 \left( \frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{h}_1} \right) + \dots$$

En se limitant au premier ordre, la relation précédente peut se mettre sous la forme :

$$W_{p1}(h_x, h_y + \Delta h_1, \dot{h}_x = 0, \Delta \dot{h}_1) - W_{p1}(h_x, h_y, 0, 0) = -K_{p1} \Delta h_1 - C_{p1} \Delta \dot{h}_1$$

Les coefficients  $K_{p1}$  et  $C_{p1}$  correspondent respectivement à la raideur et à l'amortissement dus à l'existence du film lubrifiant de la butée hydrostatique à simple effet n°1, au voisinage du point d'équilibre statique.

Ils sont donc obtenus par identification des équations :

$$K_{p1} = - \left( \frac{\partial W_{p1}}{\partial h_1} \right) , \quad C_{p1} = - \left( \frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{h}_1} \right)$$

Le calcul des coefficients dynamiques est effectué en utilisant la méthode de différentiation numérique. C'est la méthode la plus simple à mettre en œuvre et également la plus utilisée.

Dans cette approche, les dérivées partielles sont calculées numériquement.

La démarche de cette méthode est la suivante :

- Recherche de la position d'équilibre statique ; celle-ci étant caractérisée par  $(h_x, h_y)$
- Calcul de la dérivée  $\left( \frac{\partial W_{p1}}{\partial h_1} \right)$  : L'équation est résolue pour une position du centre du grain mobile défini par :  $(h_x, h_y + \Delta h_1, \dot{h}_x = 0, \dot{h}_y = 0)$

L'intégration du champ de pression permet de calculer la composante  $W_{p1}$  de la force hydrostatique correspondante à cette position. On en déduit donc :

$$\frac{\partial W_{p1}}{\partial h_1} = \frac{W_{p1}(h_x, h_y + \Delta h_1, 0, 0) - W_{p1}(h_x, h_y, 0, 0)}{\Delta h_1}$$

- Calcul de la dérivée  $\left( \frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{h}_1} \right)$  : L'équation de Reynolds est résolue dans le cas où  $(h_x, h_y, \dot{h}_x = 0, \dot{h}_y = \Delta \dot{h}_1)$

On déduit :

$$\frac{\partial Wp1}{\partial h1} = \frac{Wp1(hx, hy, 0, \Delta h1) - Wp1(hx, hy, 0, 0)}{\Delta h1}$$

Ainsi, les coefficients dynamiques de la butée :

$$\frac{\partial Wp1}{\partial h1} = \frac{Wp1(hx, hy + \Delta h1, 0, 0) - Wp1(hx, hy, 0, 0)}{\Delta h1}$$

$$\frac{\partial Wp1}{\partial h1} = \frac{Wp1(hx, hy, 0, \Delta h1) - Wp1(hx, hy, 0, 0)}{\Delta h1}$$

**II.3.3. Butée hydrostatique infiniment longue :**

**II.3.3.1. Calcul des caractéristiques dynamique :**

Nous allons utiliser la méthode analytique pour le calcul des caractéristiques dynamiques de la butée hydrostatique qu'elle n'est utilisable que dans le cas d'hypothèse particulière comme la butée infiniment longue.

**II.3.3.1.1. Coefficient de raideur :**

Le coefficient de raideur de la butée hydrostatique infiniment longue est défini par le taux de variation de la capacité de la charge sur l'épaisseur du film et il est donné par la relation :

$$Kpi = -\frac{dWpi}{dhi} = -\frac{dWpi}{dPai} \frac{dPai}{dhi} \tag{II.33}$$

avec :

$$dWpi = Pai S Kw \tag{II.34}$$

$$Pai = \frac{Ps}{1 + \frac{KQ}{Kc} h_i^3}$$

donc :

$$Kpi = \frac{3 S Kw Ps}{hi} \beta i (1 - \beta i) \tag{II.35}$$

Ou :

$$\beta i = \frac{Pai}{Ps}$$

**II.3.3.1.2. Coefficient d'amortissement :**

L'amortissement de la butée hydrostatique plane infiniment longue est défini par le taux de variation de la capacité de la charge sur la vitesse du grain mobile et il est donné par la relation :

$$C_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{dh_1} = -\frac{dW_{pi}}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{dh_1} \quad \text{II.36}$$

D'après la relation, on a :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - [1 - \lambda] \frac{2\mu h_i}{h_i^3} b^3 L$$

Et après la relation, on a :

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6 b^3 K_Q - S_1)[1 - \lambda] \frac{h_i}{K_c}}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3}$$

Alors :

$$C_{pi} = -L(b + b^3) \frac{(6 b^3 - S_1)[1 - \lambda] \frac{\mu}{K_c}}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3\right)} + 2 L b [1 - \lambda] \frac{\mu b^2}{h_i^3} \quad \text{II.37}$$

### II.3.3.1.3. Taux d'amortissement :

Le taux d'amortissement est par la variation de la charge sur le double de la racine carrée de la raideur par la masse et il donnée par la relation :

$$\xi = \frac{C_{P_i}}{2\sqrt{K_{P_i} \cdot M}}$$

$$\text{Avec } M = \frac{W_i}{9.81}$$

## II.4. Equation Rotor Dynamique :

La vibration forcée dans un système de rotor rigide est très souvent excitée par des forces centrifuges en raison de déséquilibre de masse résiduel. Afin de réduire l'amplitude excessive des vibrations forcées ou pour réduire la force transmise à la base, une étude d'application sur le comportement dynamique d'un le rotor soutenu par le nouveau roulement de tourillon hydrostatique est présenté. Le roulement consiste en quatre tampons plats hydrostatiques alimentés par des capillaires de restriction et sont alimentés avec un liquide négatif NER.

II.4.1. Réponse fréquentielles :

a) Déséquilibre en rotation

On prend  $(0, x, y)$  être un système de coordonnées inertiels avec l'origine au centre du boîtier.

C'est Supposé que :

- ✓ les boîtiers pour le rotor, l'arbre et les paliers sont rigides ;
- ✓ le déplacement dans la direction  $x$  et  $y$  du rotor est découplé ;
- ✓ Rotor équilibré, où le centre d'inertie  $G$  est à la distance  $e_b$  ( $e_{bx}$ ,  $e_{by}$ ) à

Le centre géométrique  $O_a$  (figure 2.3)

Les équations du mouvement du rotor dans les coordonnées cartésiennes peuvent être écrites comme suit :

$$\begin{cases} M\ddot{X} + C_{eqx}\dot{X} + K_{eqx}X = Me_{bx} \omega^2 \cos\omega t \\ M\ddot{Y} + C_{eqy}\dot{Y} + K_{eqy}Y = Me_{by} \omega^2 \sin\omega t \end{cases} \quad \text{II.38}$$

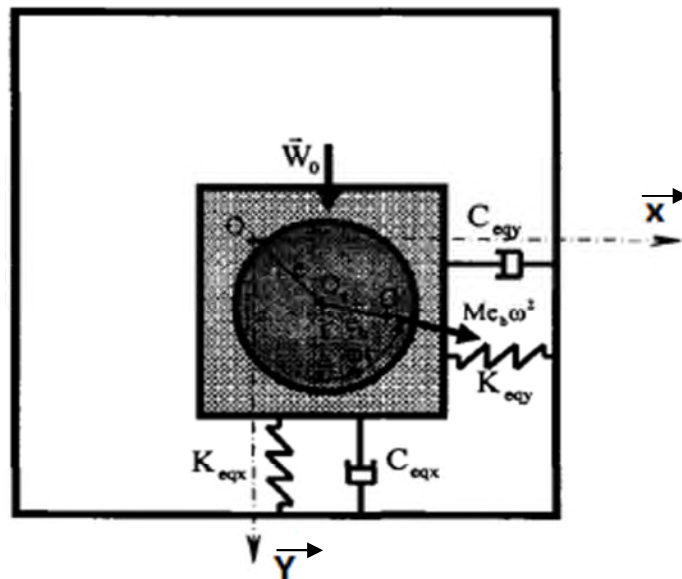


Figure II.8 : Modèle de roulement de journal soumis à un déséquilibre [9]

où:  $M$  est la masse du rotor,  $\omega$  la fréquence d'excitation;  $e_{bx} = \varepsilon_b h_{ox}$  et  $e_{by} = \varepsilon_b h_{oy}$ ;  $\varepsilon_b$  est l'excentricité du déséquilibre;  $h_{ox}$  et  $h_{oy}$  sont l'épaisseur du film, dans la direction  $x$  et  $y$  à Point d'opération, respectif  $m : Y$ ; et  $W_0$  est une charge statique.

En négligeant les vibrations transitoires et compte tenu uniquement de l'état d'équilibre, la

réponse des déplacements x et y en raison d'une force balourd est donnée par:

$$\begin{cases} X(t) = X \cos(\omega t - \varphi_x) \\ Y(t) = X \sin(\omega t - \varphi_y) \end{cases} \quad \text{II.39}$$

et

$$\begin{cases} X = \frac{\varepsilon_b h_{ox} r_x^2}{\sqrt{(1-r_x^2)^2 + (2\xi_x r_x)^2}}; r_x = \frac{\omega}{\omega_{nx}}; \xi_x = \frac{C_{eqx}}{2\sqrt{MK_{eqx}}} \\ Y = \frac{\varepsilon_b h_{oy} r_y^2}{\sqrt{(1-r_y^2)^2 + (2\xi_y r_y)^2}}; r_y = \frac{\omega}{\omega_{ny}}; \xi_y = \frac{C_{eqy}}{2\sqrt{MK_{eqy}}} \end{cases} \quad \text{II.40}$$

Où  $\omega_{nx}$  et  $\omega_{ny}$  sont les fréquences naturelles dans les directions x et y, et les phases sont

$$\begin{cases} \varphi_x = \tan^{-1} \left( \frac{2\xi_x r_x}{1-r_x^2} \right) \\ \varphi_y = \tan^{-1} \left( \frac{2\xi_y r_y}{1-r_y^2} \right) \end{cases} \quad \text{II.41}$$

**b) Force transmise en raison du déséquilibre de rotation**

Les forces transmises ( $F_{tx}$  et  $F_{ty}$ ) à la base par le déséquilibre rotatif sont données par :

$$\begin{cases} F_{tx} = K_{eqx}X + C_{eqx}\dot{X} = K_{eqx}X \cos(\omega t - \varphi_x) - C_{eqx}\omega X \sin(\omega t - \varphi_x) \\ F_{ty} = K_{eqy}Y + C_{eqy}\dot{Y} = K_{eqy}Y \sin(\omega t - \varphi_y) - C_{eqy}\omega Y \cos(\omega t - \varphi_y) \end{cases} \quad \text{II.42}$$

L'amplitude de la force transmise en raison d'un déséquilibre de rotation selon les axes x et y a été défini comme suit :

$$\begin{cases} |F_{tx}| = M\varepsilon_b h_{ox} r_x^2 \sqrt{\frac{1+(2\xi_x r_x)^2}{(1-r_x^2)^2 + (2\xi_x r_x)^2}}; r_x = \frac{\omega}{\omega_{nx}}; \xi_x = \frac{C_{eqx}}{2\sqrt{MK_{eqx}}} \\ |F_{ty}| = M\varepsilon_b h_{oy} r_y^2 \sqrt{\frac{1+(2\xi_y r_y)^2}{(1-r_y^2)^2 + (2\xi_y r_y)^2}}; r_y = \frac{\omega}{\omega_{ny}}; \xi_y = \frac{C_{eqy}}{2\sqrt{MK_{eqy}}} \end{cases} \quad \text{II.43}$$

# **Chapitre III : Résultats et interprétations**

---



**III.1 Introduction**

L'exigence d'atténuation des vibrations du rotor nécessite que les charges dynamiques transmises à travers les paliers soient minimisées, ce qui permet de réduire la sollicitation des supports dont le poids constitue une contrainte de conception, de répondre aux exigences sévères de fiabilité et la commandabilité, pour améliorer les performances de rotors sans affecter la sécurité de l'états des machines tournantes. Dans le cadre de le contrôle vibratoire des machines tournantes , les paliers ont fait et font encore l'objet de nombreuses études. Ce sont des éléments très sollicités et susceptibles de présenter des défauts qui évoluent rapidement vers la détérioration.

L'objet de ce chapitre, est de présenter les résultats et les interprétations dans atténuer les vibrations de rotors et les forces transmissibles lors du passage des vitesses critiques, à l'aide des paliers intelligents à amortisseur adaptatif à patins hydrostatiques.

**III.2 Caractéristiques dynamique du modèle :**

L'étude vibratoire du de la ligne d'arbre a été effectuée sur un modèle dont les caractéristiques sont indiquées dans le tableau suivant :

**Tableau III.1 : Caractéristiques du système modélisé. [9]**

	$\lambda=0$	$\lambda=0.2$	$\lambda=0.4$	$\lambda=0.6$	$\lambda=0.8$
Kx (N/m)	1.315192E+07	1.315192E+07	1.315192E+07	1.315192E+07	1.315192E+07
Ky (N/m)	4.444099E+07	4.444099E+07	4.444099E+07	4.444099E+07	4.444099E+07
Cx (N.s/m)	5829.662000	4503.211000	3224.403000	2052.605000	983.186800
Cy (N.s/m)	8664.478000	6688.141000	4771.180000	2990.866000	1515.370000

D'après le graphe de la figure III.1 on constate que la charge ne change pas par la variation de coefficient de Junkies  $\lambda$ .

La charge  $W_s= 301.135$  pour une excentricité de  $\epsilon=0.2$

avec : une masse du rotor de  $M=301.135/9.81=30.7$  Kg

On rappelle que :

$$M = \frac{Ws}{9.81}$$

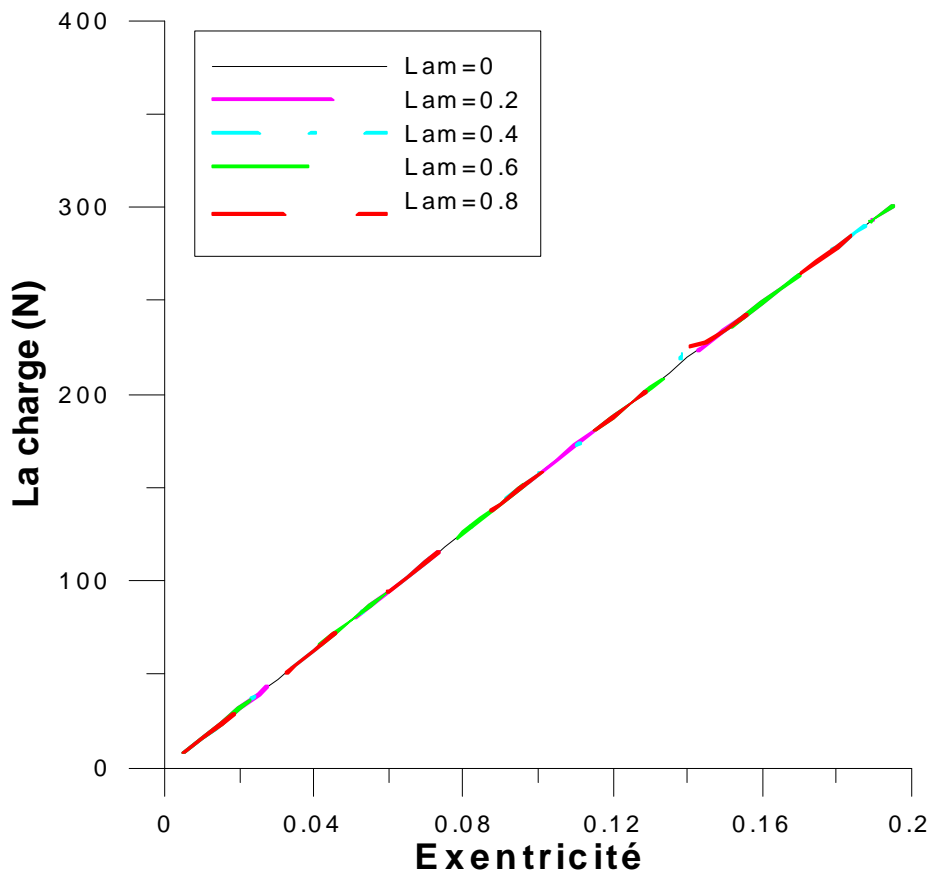
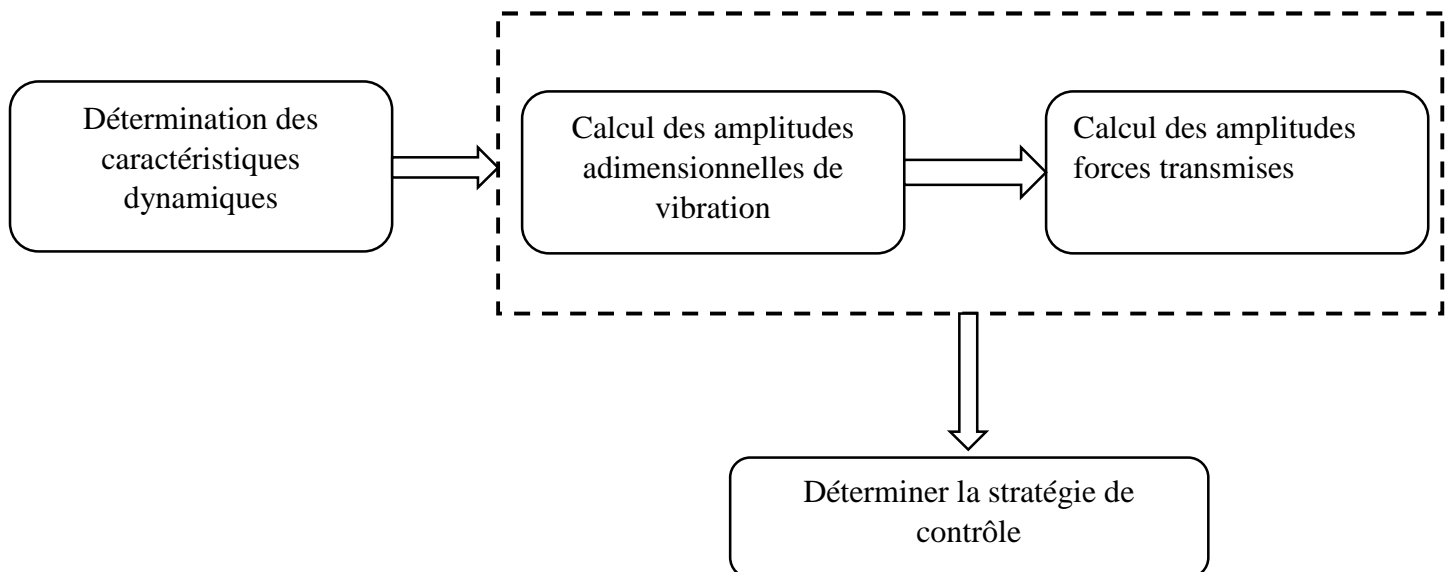
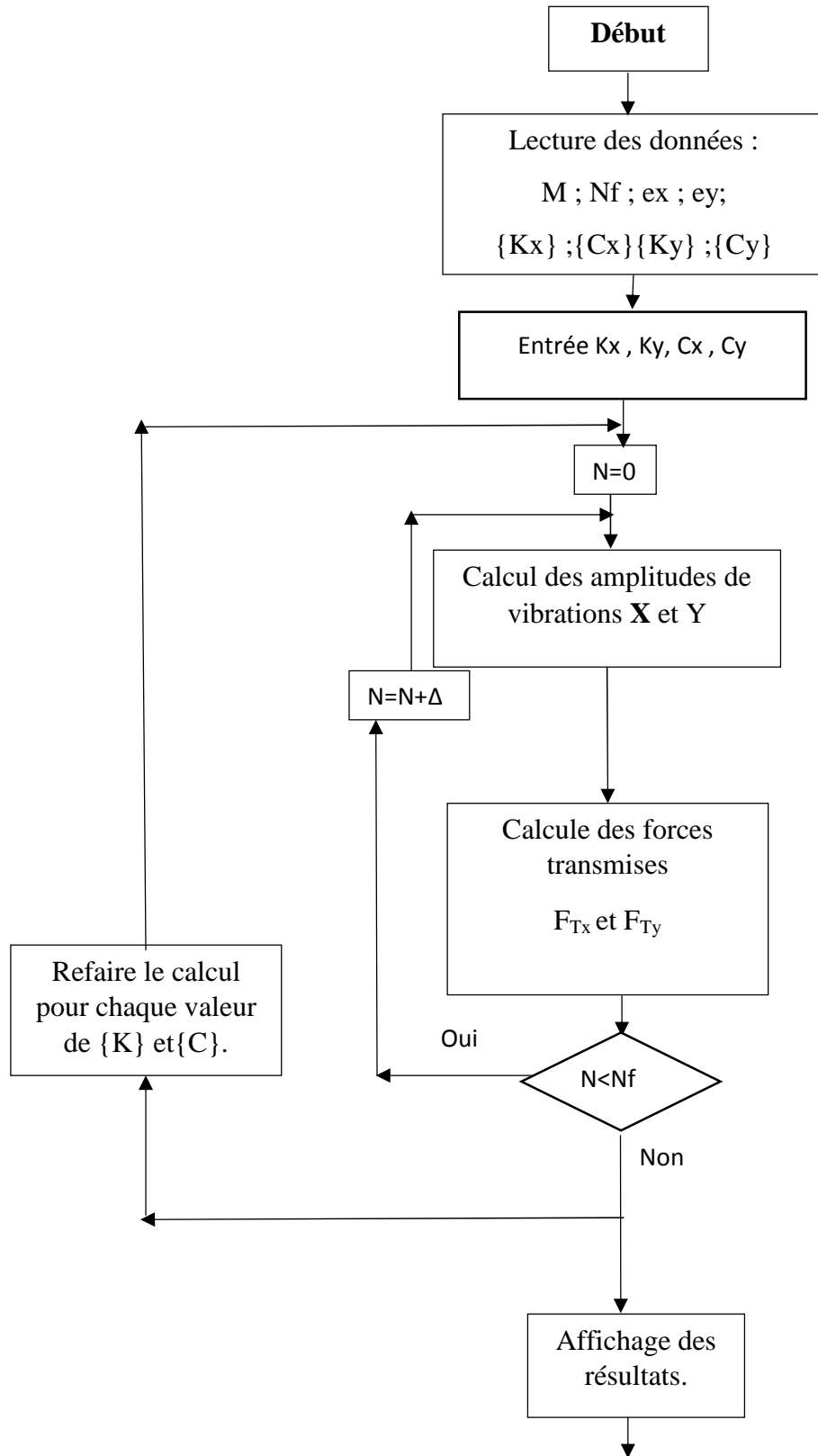


Figure III.1 : Variation de la charge en fonction de l'excentricité.

III.3 Méthode de résolution :



III.4 Organigramme de résolution :



III.5 Résultats et interprétations :

III.5.1 Amplitudes de vibrations :

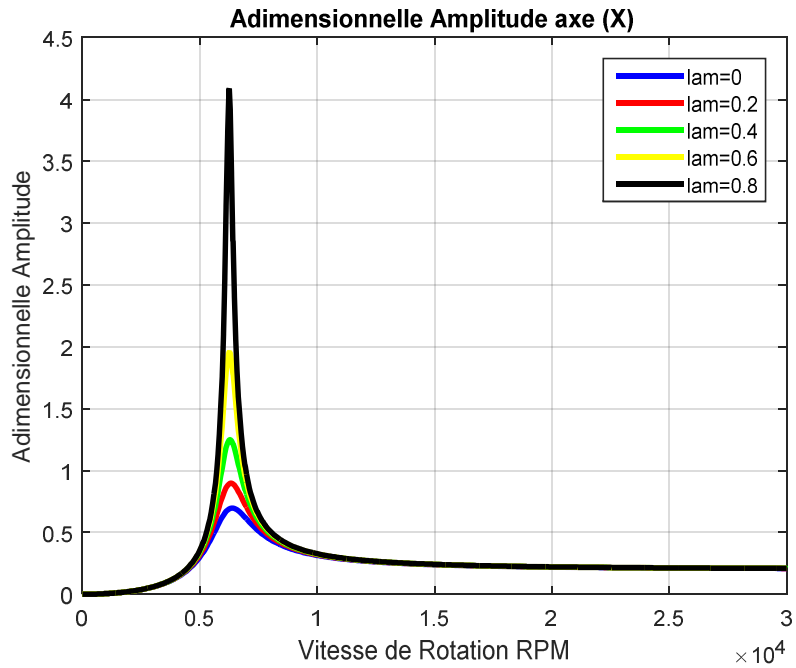


Figure III.3 : Influence du coefficient de Junkies  $\lambda$  sur l'amplitude adimensionnelle de vibration en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe X.

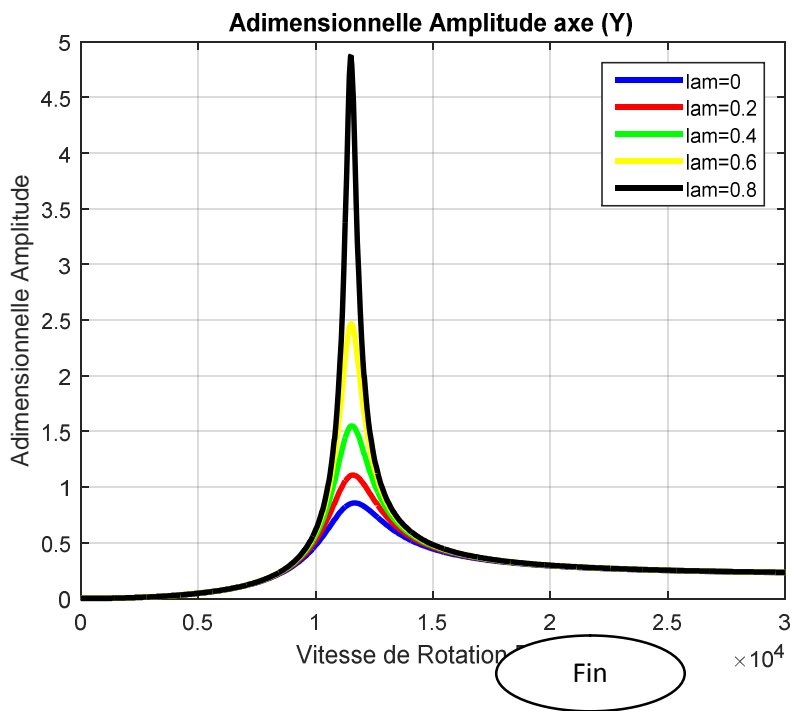
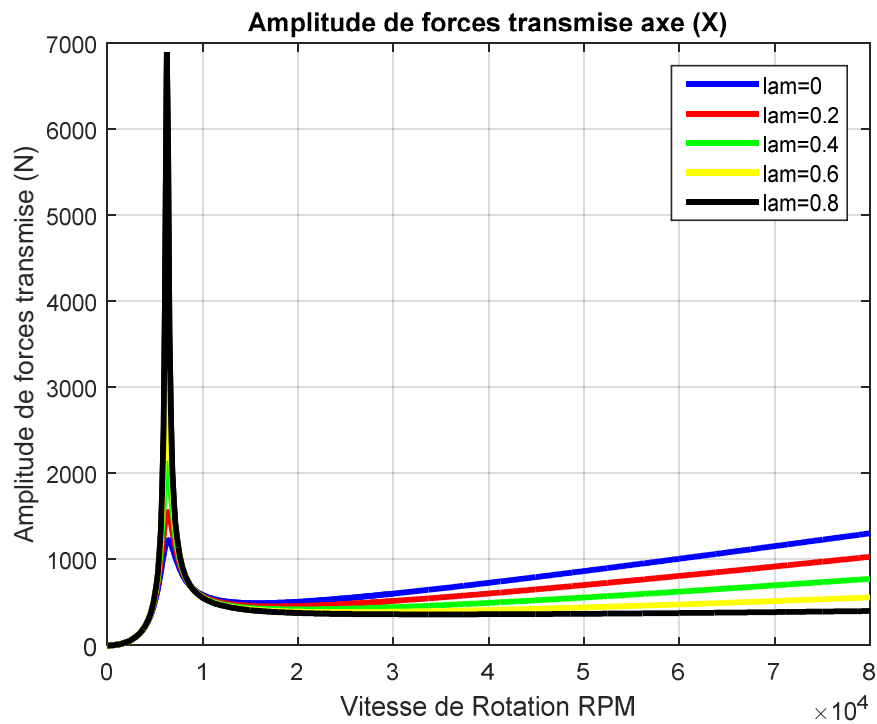


Figure III.4 : Influence du coefficient de Junkies  $\lambda$  sur l'amplitude adimensionnelle de vibration en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe Y.

Les figures III.3 et III.4 représentent respectivement l'influence de la vitesse de rotation sur l'amplitude adimensionnelle de vibration suivant le système d'axe X et Y pour des différentes valeurs du coefficient de Junkies  $\lambda$  pour des excentricités  $e_x=0.2$  ;  $e_y=0.2$ .

On constate que pour des vitesses de rotation inférieure à 5000 RPM suivant l'axe X et 10000 RPM suivant l'axe Y l'amplitude ne représente aucune variation pour les différentes valeurs du coefficient de Junkies  $\lambda$ . Un seuil critique du niveau de vibration est atteint pour les vitesses de rotation de 6000 RPM et 12000 RPM respectivement suivant les axes X et Y. Ce seuil critique augmente considérablement avec l'augmentation de coefficient de viscosité. Au-delà de ces seuls on remarque une baisse de l'amplitude et devient similaire.

**III.5.2 Forces transmises :**



**Figure III.5 : Influence du coefficient de Junkies  $\lambda$  sur l'amplitude des forces transmises en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe X.**

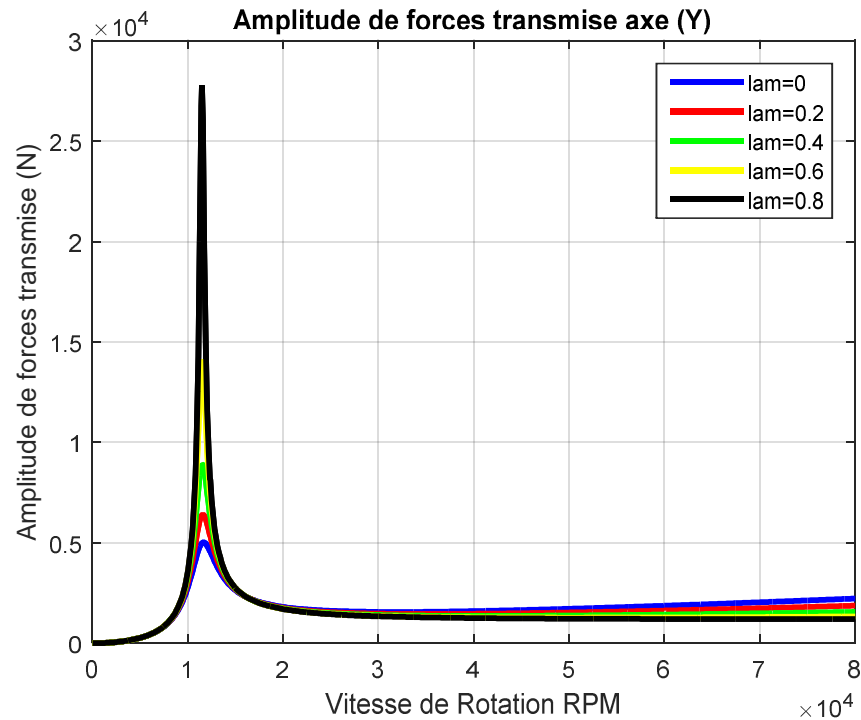


Figure III.6 : Influence du coefficient de Junkies  $\lambda$  sur l'amplitude des forces transmises en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe Y.

Des résultats obtenus pour prédire les amplitudes des forces transmises représentés respectivement par les figures III.5 et III.6 on peut déduire que :

Une augmentation de l'amplitude des forces transmises est constatée pour les différentes valeurs de  $\lambda$  avec l'apparition d'un seuil critique de cette amplitude pour les mêmes valeurs des vitesses de rotation, aux mêmes seuils constatés pour l'amplitude adimensionnelle de vibration c'est-à-dire 6000 RPM et 12000 RPM suivant les axes X et Y.

Ces amplitudes diminuent ensuite et augmentent avec l'augmentation de la vitesse de rotation mais on constate aussi la baisse de l'amplitude avec l'augmentation des valeurs de  $\lambda$ .

Une stratégie de contrôle de ces amplitudes peut être mise en place en fonction des valeurs de  $\lambda$  ou on remarque les amplitudes des forces transmises ont les mêmes valeurs pour une vitesse de 10000RPM et 17000RPM respectivement suivant les axes X et Y.

### III.6 Réponses temporelles :

Les différentes amplitudes de déplacements aux niveaux des seuils critiques pour les valeurs de  $\lambda = 0$  et  $\lambda = 0.8$  sont illustrés par les figures III.7 et III.8 respectivement suivant les axes X et Y, les vitesses de rotation étant de l'ordre de 6000 RPM et 12000 RPM.

D'autre part les figures III.9 et III.10 montrent les réponses temporelles des amplitudes des forces transmises pour la vitesse de 50000RPM respectivement suivant les axes X et Y.

Ces résultats montrent :

- ❖ Les amplitudes de vibrations au niveau des seuils critiques ont considérablement diminuées, ou de diminution atteint 80% suivant X et 84% suivant Y.
- ❖ Pour les forces transmises ont été réduites de 25% et 30% suivant X et suivant Y pour la vitesse de rotation choisie.
- ❖ On remarque que l'augmentation de la viscosité engendre une diminution des amplitudes des vibrations ainsi que les forces transmises.

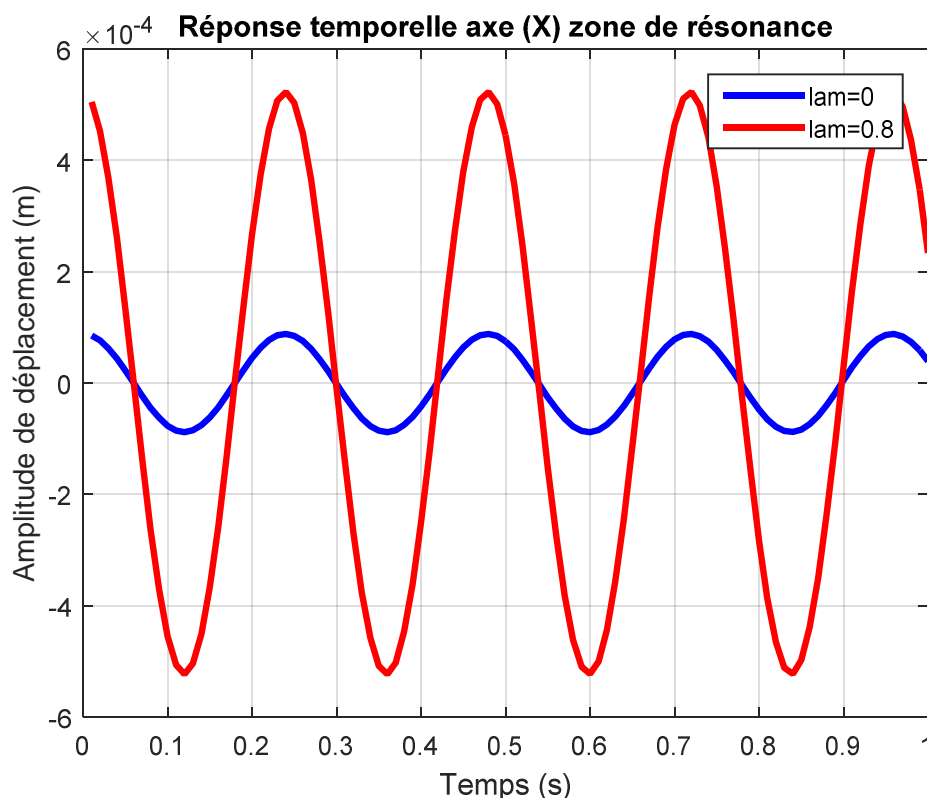


Figure III.7 : Comparaison des amplitudes de vibration aux des seuils critiques suivant l'axe X

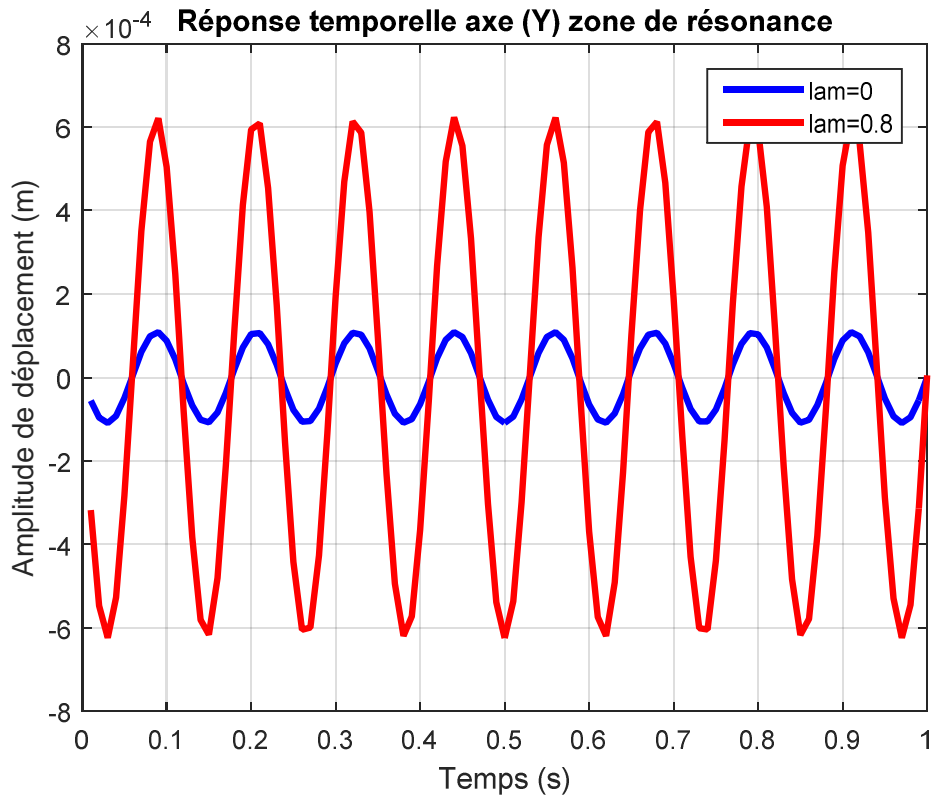


Figure III.8 : Comparaison des amplitudes de vibration aux des seuils critiques suivant l'axe Y.

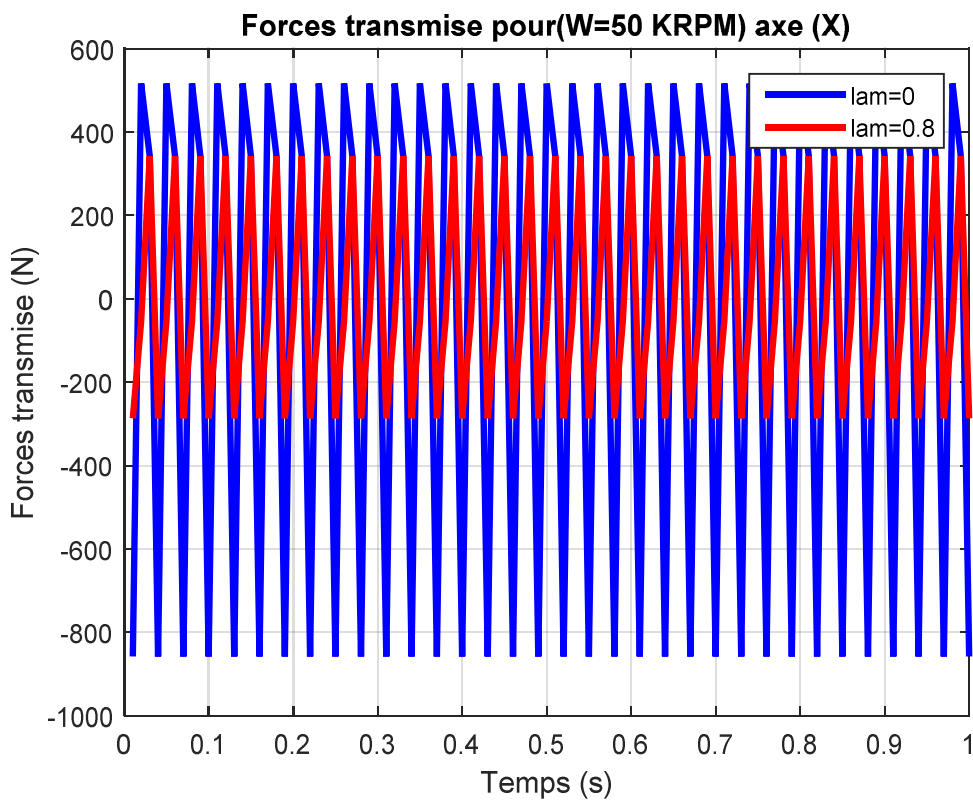


Figure III.9 : Comparaison des forces transmises pour la vitesse de 50000 RPM suivant l'axe X



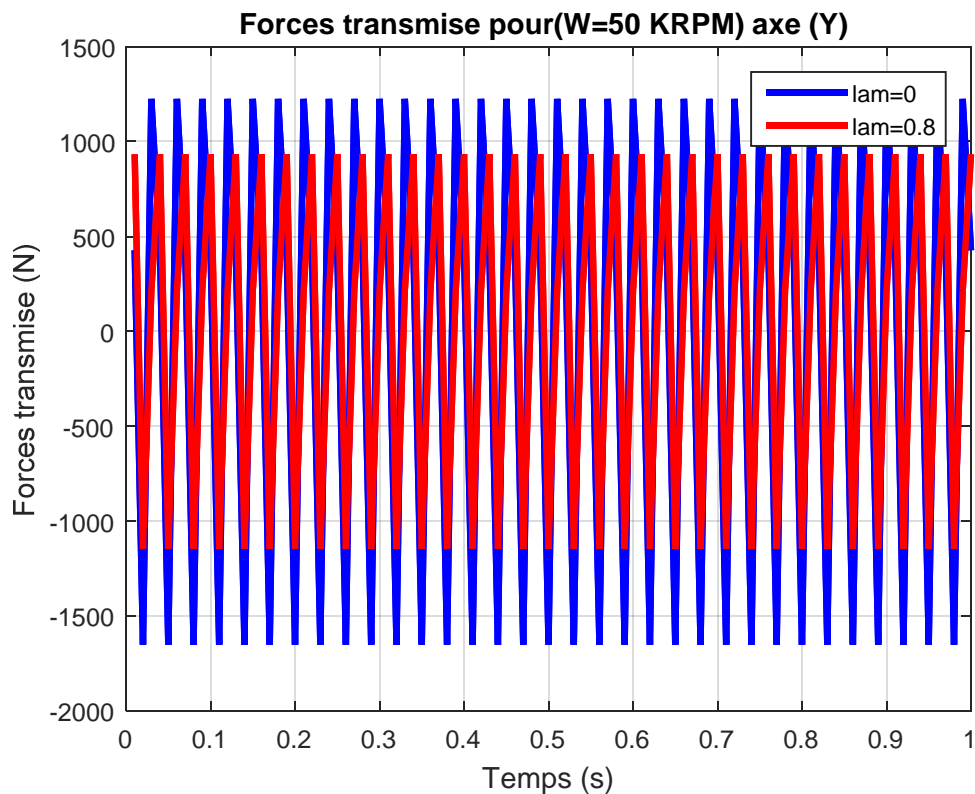


Figure III.10 : Comparaison des forces transmises pour la vitesse de 50000 RPM suivant l’axe Y.

III.7 Stratégie de contrôle :

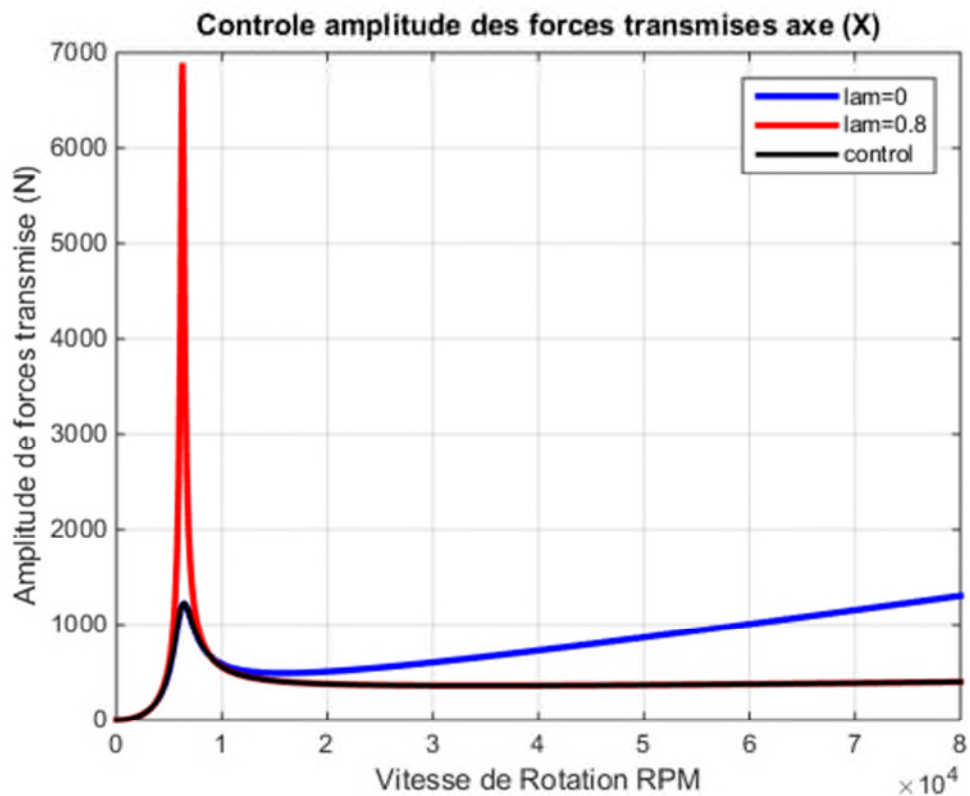


Figure III.11 : Contrôle de l’amplitude des forces transmises suivant l’axe X.

Les figures III.11, III.12, III.13 et III.14 représentent respectivement les contrôles des amplitudes des forces transmises suivant les axes X et Y pour une excentricité de 0.2.

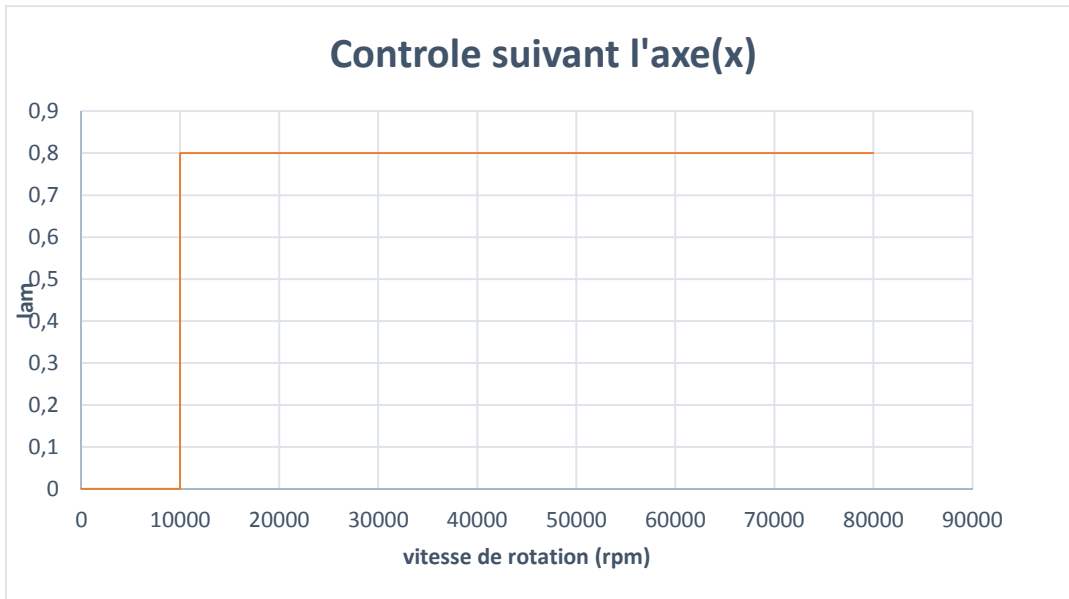


Figure III.12 : Contrôle de vibrations du système par lambda suivant l'axe X.

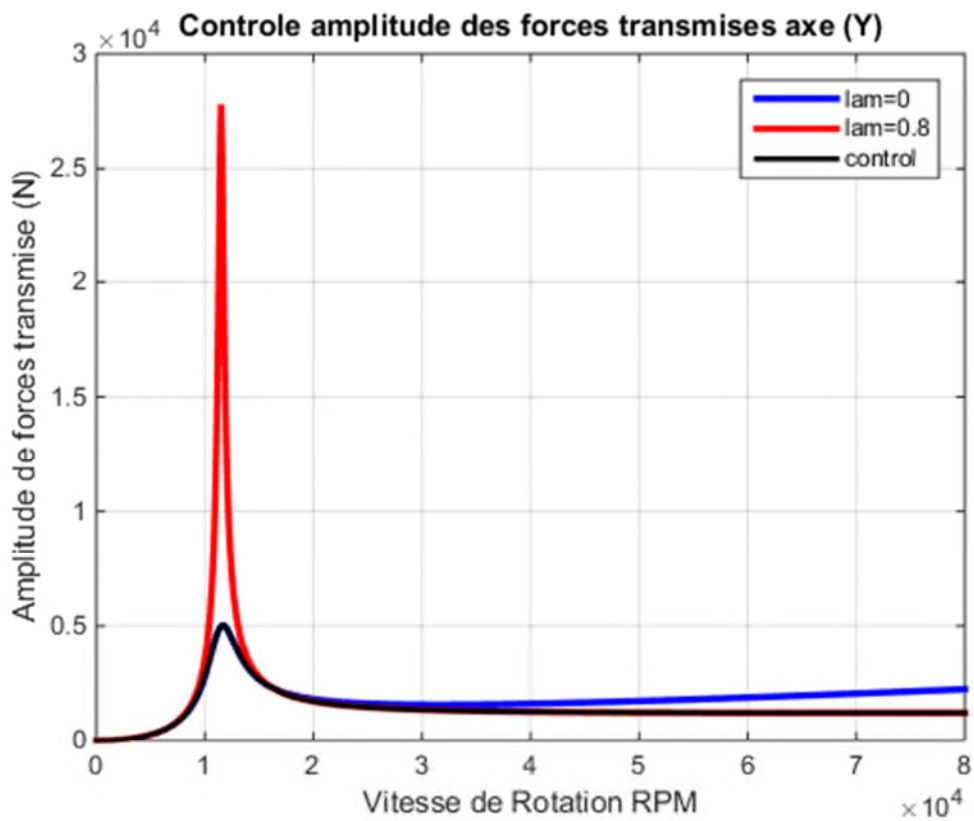


Figure III.13 : Contrôle de l'amplitude des forces transmises suivant l'axe Y.

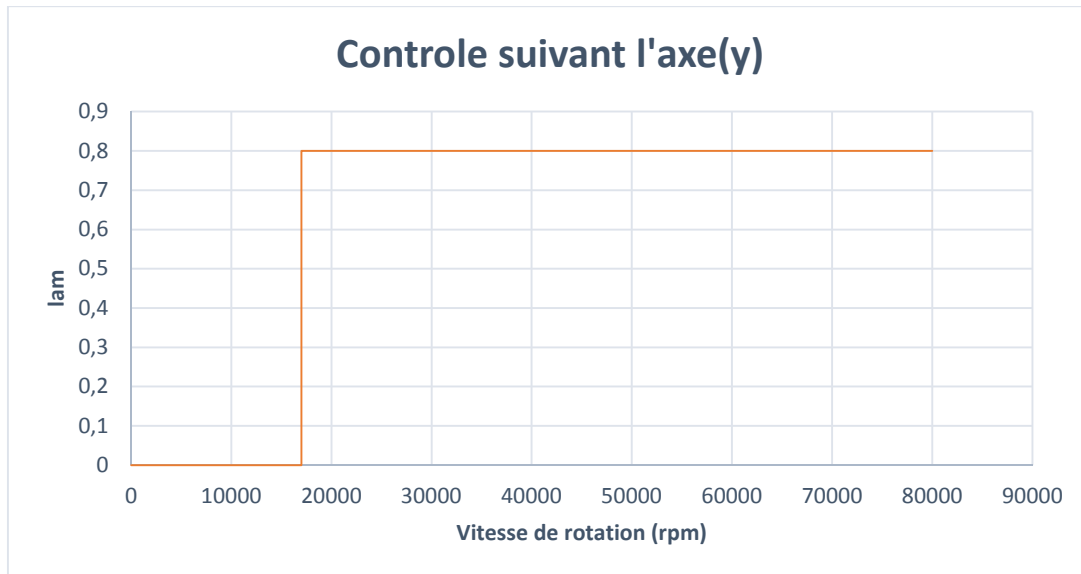


Figure III.14 : Contrôle de vibrations du système par lambda suivant l'axe Y.

La stratégie de contrôle est basée sur l'idée de l'utilisation d'un palier ferro fluide, on une fois qu'on atteint la valeur de 10000 RPM suivant l'axe X et 17000 RPM suivant l'axe Y on fait augmenter la viscosité du par action d'un champ magnétique ramenant le coefficient de Jenkins à 0.8 entraînant une baisse importante de l'amplitude des forces transmises

### III.8 Conclusion :

Les résultats que nous avons obtenus montrent que :

La stratégie du contrôle consiste à contrôler la viscosité du ferro fluide par action d'un champ magnétique et par conséquent contrôler la rigidité des paliers pour réduire les vibrations lors du passage par les vitesses critiques.

Cette stratégie, nous a permis d'éviter complètement l'effet de la résonance et de garder les amplitudes de mouvement au minimum autour des vitesses critiques. Ce type de modélisation met en évidence le rôle des paliers ferro fluides sur le comportement d'une ligne d'arbre rigide.

### Conclusion générale

L'objet principal de ce travail est d'étudier le comportement vibratoire d'une ligne d'arbre rigide par des paliers ferro fluides lubrifiés. Une analyse analytique a été réalisée afin d'étudier l'effet du paramètre de matériau d'un Ferro fluide selon le modèle Jenkins, les caractéristiques statiques et dynamiques d'une butée hydrostatique à double effets lubrifiée par un film Ferro fluide en régime laminaire, isotherme et permanent sous l'effet d'un champ magnétique uniforme de type Jenkins.

La modélisation d'un arbre rigide monté sur un nouveau palier hydrostatique a été effectuée selon la formulation linéaire. L'exigence d'atténuation des vibrations du rotor nécessite que les charges dynamiques transmises à travers les paliers soient minimisées, ce qui permet de réduire la sollicitation des supports dont le poids constitue une contrainte de conception, de répondre aux exigences sévères d'utilisation, pour améliorer les performances de rotors sans affecter la sécurité de l'état des machines tournantes.

Les programmes de résolution sont écrits sur MATLAB.

L'étude de l'effet de la viscosité du film d'huile et de la vitesse de rotation sur la réponse vibratoire (amplitudes de vibration) et les forces transmissibles a été effectuée sur une ligne d'arbre rigide supportée par deux paliers hydrostatiques à quatre patins hydrostatiques.

Les résultats que nous avons obtenus montrent que :

L'amplitude ne représente aucune variation pour les différentes valeurs du coefficient de Jenkins  $\lambda$  mais un seuil critique du niveau de vibration est atteint pour des vitesses de rotation bien déterminées suivant chaque axe.

Une augmentation de l'amplitude des forces transmises est constatée pour les différentes valeurs de  $\lambda$  avec l'apparition d'un seuil critique de cette amplitude pour les mêmes valeurs des vitesses de rotation.

La stratégie du contrôle consiste à contrôler le coefficient de Jenkins, autrement dit contrôler la rigidité des paliers pour réduire les vibrations lors du passage par les vitesses critiques.

Cette stratégie, nous a minimisée l'effet de la résonance et de garder les amplitudes de mouvement au des minimum autour vitesses critiques.

- [1] ULBRICH, Control of Flexible Rotors by Active Elements, ASME Design Technology Conferences, 11th Biennial Conference on Mechanical vibration and Noise, Boston, 1987, p.191-197.
- [2] BONNEAU, O. Comportement statique et Dynamique de ligne d'arbre montée sur paliers fluides : Influence de caractéristique des paliers thèse doctorat : université de Poitiers, 1989, 136.
- [3] KASSAI, A. Contribution a l'étude dynamique des rotors amortis, thèse : INSA de Lyon, 1989, 189 p.
- [4] LALANNE, M, FERRARIS, G Rotor Dynamics prediction in engineering 2<sup>nd</sup> edition, New York, John Wiley and Sons, 1998, 198 p.
- [5] CHU, HOLMES, R. The Vibration control of rotating Assembly by a squeeze Film Damper - A Feasibility Study Machine control rotating Assembly by squeeze Film Damper – A Feasibility study Machine vibration, 1993, vol. 2, p. 125-135.
- [6] LEI, S., PALAZZOLO, A., U. et al. Non-linear Fuzzy Logic control for Forced Large Motions of Spinning Shafts Journal of sound and Vibration, 2000, Vol. 235, N° 3, p. 435-449.
- [7] PUGNET, Jean-Marc Equilibrage des rotors rigides et flexibles. Ed. Techniques Ingénieur, 1997
- [8] Technique Eau, D. (2015). Technique portuaire
- [9] BOUZIDANE, Ahmed conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôle le vibration de rotor. 2007 thèses de doctorat. École de technologie supérieure.
- [10] RADOUANE, Gharbi. Analyse de phénomène vibration en dynamique des rotors modélisation expérimentation. 2013. thèse de Doctorat
- [11] Hafifa Ahmed, Attia Daoudi and Kouider Laroussi, Application of fuzzy fault detection and isolation approach to the compression system surge. ACTA press, control and Intelligent systems July 2011, vol.39, No. 3, pp. 151-158.
- [12] LALANE, Michel et FERRARIS, Guy, Dynamique de rotor en flexion. Ed. technique Ingénieure, 1996.
- [13] NICOLAS, D Butées et paliers hydrostatiques. Techniques de l'ingénieur, 1955.
- [14] THOMAS M., LAVILLE F. " Simulation des vibration par MATLAB, SIMULINK et ANSYS", presse de l'université de Québec 2007.
- [15] **Jean-Numa Foule, Fraderie-Ayela, Olivier Tillement.** Les fluides électrorheologiques. 17<sup>eme</sup> congrès français de mécanique, communication, Aug 2005, Troyes, France S6325, 6p., 2005.
- [16] **FOULE J-N, Ayela F, Tillement O, Guegan Q et Chevalier J.** "Nano-fluides électrorheologique : élaboration et caractérisation", France, septembre 2005
- [17] **FOULE J-N, Ayela F et Tillement O.** " les fluides électrorheologiques ", 17<sup>ème</sup> congrès français de mécanique, communication, France, septembre 2005
- [18] Scientific Report, électro-rheological fluid and Magneto-rheological Suspension' In the proceedings of the 12<sup>th</sup> International Conference, held in Philadelphia, USA, August 16-20, 2010. Published in 2011 by R. Tao, world scientific Published
- [19] Tianhao. "Electro rheological suspension", Advance in Colloide and Interface Science 97 (2002). 1-35
- [20] E.P. Wollfarh. Ferromagnetic Materials Vol.2. North Holland Publishe Co., Amsterdam, 1982
- [21] Julien BROWAEYS. Les Ferro fluids : ondes de surface. Résidence de vague et simulation de la convection dans le manteau terrestre. Physique des liquides. Université de Paris 7, 2000, 145 p

- [22] Gue gan, Q. Foule, J.N.,Tillement ,Q.,Ayela, F.&Chevalier,J.(2007).De nouvelles perspectives pour les fluides électro-rheologiques : l'effet ER géant
- [23] BASRI, Jéean-Claude, PYRZYNSKI, MASSART, René.liquies magnétiques ou Ferro fluides. Techniques de l'Ingénieur. RD2180, 10 juillet 1995, université Pierre-et-Marie-Curie

## RÉSUMÉ

La tendance d'augmenter les vitesses de rotation des machines tournantes exige des conceptions de rotors qui doivent fonctionner au delà d'une ou plusieurs de leurs vitesses critiques. Ces rotors fonctionnent alors dans leur mode flexible et sont sujets à des vibrations importantes. Lorsque les méthodes passives ne suffisent pas pour amortir les vibrations générées, on doit alors avoir recours à des techniques de contrôle des vibrations des rotors à l'aide de paliers intelligents. Un nouveau palier hydrostatique intelligent à quatre butées hydrostatiques et alimentées par un Ferro fluide, a été conçu pour contrôler les vibrations de rotors, excités par un balourd, et les forces transmises au palier.

**Dans cette étude**, un nouveau palier hydrostatique intelligent alimenté par un

Ferro fluide pour contrôler les vibrations des rotors rigides et les forces transmissibles en jouant sur le contrôle de l'amortissement est présenté.

## ملخص

الميل إلى زيادة سرعات الآلات الدوارة يتطلب التصاميم الدورانية التي يجب أن تعمل إلى حد ذلك أو أكثر من السرعة الحرجة. ثم تعمل هذه الآلات الدوارة بطريقة مرنة وقابلة للاهتزاز شديد. عندما لا تكفي الأساليب السلبية لتخفيف الاهتزازات الناتجة. يجب أن نلجأ إلى تقنية الاهتزازات للتحكم في المحرك باستخدام محامل ذكية. محامل ذكية جديدة ذات السوائل الساكنة توقف الأربعة. و مدعوم من السوائل الممغنطة وقد صمم للسيطرة على الاهتزازات الدوارة ولع كتلة غير متوازنة والقوى المنقولة إلى الحامل..

في الدراسة التالية: حامل ذكي للسوائل جديد مدعوم من قبل السوائل الممغنطة للسيطرة على الاهتزازات في الماكينة الدورانية الصلبة والقوى التي تنتقل عن طريق مراقبة التخميد المقدم