

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 ET PRODUCTIQUE
FILIERE DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité: Construction Mécanique

THÈME

**Analyse et Contrôle des vibrations d'une ligne
d'arbre rigide par des paliers Ferro fluides en
régime transitoire**

**Préparé par : - HOR ABD ELHAKIM
- HAMEL NADIR**

Devant le Jury :

Nom et prénom	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
DEBBIH SNOUSI	M.A.A	UIK Tiaret	Président
ABOUSHGHIBA HICHAM	M.A.A.	UIK Tiaret	Examineur
ATHMANI HOUARI	M.A.A	UIK Tiaret	Encadreur
BENAADA MOUHAMED	Doctorant	UIK Tiaret	CO Encadreur

PROMOTION 2017 /2018

Remerciements

Louange au Dieu le tout puissant qui nous a accordé la foi, le courage et la patience pour mener ce travail à terme.

Nous tenons à remercier infiniment tout les membres des jurys

Nous remercions tous nos enseignants de département de génie mécanique.

Nos remerciements sont destinés aussi à tous nos collègues et amis et tous ce qui ont contribué à la réalisation de ce travail pour leur aide et leur soutien.

DEDICACES

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

Nos très chers parents

Toute la famille

Et tous nos amis

Et tous nos camarades des groupes

Et tous les amis d'études

Et tous les enseignants et toutes les enseignantes qui ont contribué

Et nos formations tout au long de nos vies d'étude

Et tous ceux que nous aimons et qui nous aiment

Nomenclatures

P_i : Le champ de pression hydrostatique pour chaque butée;

h_i : L'épaisseur du film pour chaque butée hydrostatique;

\dot{h}_i : La vitesse d'écrasement pour chaque butée hydrostatique;

ρ : La densité du fluide,

α^2 : Le constant du matériau,

$\bar{\mu}$: La susceptibilité magnétique,

η_{FR} : La viscosité du ferrofluide,

H_0 : Le champ magnétique,

h_i : L'épaisseur du film fluide.

η : Viscosité du ferrofluide [$\text{Kg m}^{-1}\text{s}^{-1}$]

η_{nf} : Viscosité d'unanolubricant [Pa-s]

η_{bf} : Viscosité du fluide porteur [Pa-s]

ρ : Densité du ferrofluide [kg m^3]

φ : Volume fraction des Nanoparticules

φ^* : Viscosity percolation threshold (fraction volumique critique à laquelle la viscosité se rapproche de l'infini)

ε : Marge d'erreur tolérée sur la pression

S : la surface de contact,

ds : l'élément d'aire.

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

ω : la fréquence d'excitation

e_x : l'excentricités suivant x

e_y : l'excentricités suivant y

F_x : les forces hydrostatiques suivant x

F_y : les forces hydrostatiques suivant y

ζ : le taux d'amortissement

ω_n : la fréquence naturelle

λ : coefficient de Junkies

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Schéma de rotor entre palier.....	03
Figure 1.2 : Eléments de base d'un rotor	03
Figure 1.3 : écarts d'usinage (excentricité, parallélisme).....	04
Figure 1.4 : Roulements.....	05
Figure 1.5 : Palier lisse.....	06
Figure 1.6 : palier hydrodynamique.....	07
Figure 1.7 : palier magnétique.....	08
Figure 1.8 : palier hydrostatique.....	09
Figure 1.9 : Configurations de paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques.....	10
Figure 1.10 : Schématisation d'une butée hydrostatique.....	11
Figure 1.11 : L'alimentation à débit constant.....	12
Figure 1.12 : L'alimentation à pression constante.....	12
Figure 1.13 : Schéma d'alimentation à pression constante cas réel principe fonctionnement d'un palier hydrostatique à 4 butées hydrostatiques.....	13
Figure I.14.Solidification du fluide dans l'axe du champ [5].....	14
Figure I.15.Fluide avec liaison de particules à dipôle électrique [18].....	16
Figure I.16.Fluide avec des particules à dipôle magnétique [18].....	18
Figure 1.17 – Comportement typique de la magnétisation d'un ferrofluide	20
Figure 1.18 – Influence de la direction du champ magnétique H sur l'écoulement des Ferrofluides.....	21
Figure 1.19 – Photo d'un aimant permanent (polarisation en y) cubique avec du Ferrofluide.....	21
Figure. II.1. Schématisation d'un palier hydrostatique alimenté par un ferro-fluide.....	25
Figure II.2. Système d'axes.....	26
Figure II.3. Condition aux limites [22].....	27
Figure II.4. Domaine de calcul [22].....	30
Figure II.5. Configuration d'un nœud du maillage du film développé [22].....	31
Figure II.6. Discrétisation d'un quart du domaine d'intégration [22].....	33
Figure II.7. Schématisation de la raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique [21].....	35
Figure II.8.. Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd.....	38

Figure II.9 : Profil de vitesse linéaire.....	40
Figure III.1 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0$	43
Figure III.2 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0.2$ suivant l'axe X.....	43
Figure III.3 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0.2$ suivant l'axe X.....	44
Figure III.4 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0.2$ suivant l'axe X.....	44
Figure III.5 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0.2$ suivant l'axe X.....	44
Figure III.6 : Forces transmises pour $\lambda=0$	45
Figure III.7 : Influence du coefficient de Junkies λ sur les forces transmises ($\lambda=0.2$).....	46
Figure III.8 : Influence du coefficient de Junkies λ sur les forces transmises ($\lambda=0.4$).....	46
Figure III.9 : Influence du coefficient de Junkies λ sur les forces transmises ($\lambda=0.6$).....	46
Figure III.10 : Influence du coefficient de Junkies λ sur les forces transmises ($\lambda=0.8$).....	47
Figure III.11 : Contrôle de vibrations du système par lambda suivant l'axe X.....	47
Figure III.12 : Contrôle de l'amplitude des forces transmises suivant l'axe X.....	47

Remerciements	
Dédicace	
Bibliographes	
Nomenclatures	
Liste des figures	
Introduction générale	01
Chapitre 1 : Etude bibliographies	
I.1 Introduction	02
I.1.1. Revue historique	02
I.2Rotor	02
I.2.1. Eléments de rotor	03
I.2.2. Rotors flexibles	04
I.3. Différentes types des paliers	04
I.3.1. Palier à roulements	04
I.3.2. Palierslisses	06
I.3.3. Paliershydrodynamiques	07
I.3.4. Paliersmagnétiques	08
I.3.4. Les paliershydrostatiques	09
I.4.. Principe de la lubrification hydrostatique	11
I.5. Contrôle des vibrations de rotors	14
I.5.1. Contrôle passif	14
I.5.2. Contrôle actif	14
I.5.3. Contrôle des pressions et amortissement	14
I.6.Les fluides intelligents	15
I.6.1.Fluides ER (électro rhéologique)	15
I.6.2.Fluide MR (magnétorhéologique)	17
I.7.Les Ferro fluides	18
I.7.1.1Caractéristiques générales	18
I.7.1.2 Propriétés principales	19
I.7.2 Comportement magnétique d'un ferro-fluide	22
Chapitre II : Modélisation du système	
II.1.Introduction	24
II.2. Modélisation mathématique	24

II.2.1. Description d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents	24
II.3. Calcul d'un palier a roulement supporté par trois butées hydrostatiques	26
II.3.1. Equation de Reynolds	26
II.3.2. Modèle de la viscosité	28
II.4. Calcule du champ de pression	28
II.4.1. Méthode numérique	28
II.4.2. Les conditions aux limites de Reynolds	29
II.4.3.Procédure détaillé d'obtention de la solution	30
II.4.3.1.Le maillage	30
II.4.3.2. Discrétisation de l'équation de Reynolds par la méthode des différences finies	31
II.4.3.3. Résolution numérique du système d'équations	32
II.5.Calcul des caractéristiques de performances	34
II.5.1. Charge portante	34
II.5.2 Caractéristiques dynamiques	34
II.5.2.1. Coefficients dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effet	35
II.5.2.2 Coefficients dynamiqueséquivalents	37
Chapitre III : Résultats et interprétations	
III.1 Introduction	41
III.2Caractéristiques dynamiquedumodèle	41
III.3 Organigramme de résolution	42
III.4Résultats et interprétations	42
III.4.1 Amplitudes de vibrations	42
III.4.2. Influence du coefficient de Junkies λ sur l'amplitude de vibrations	42
III.4.3 Forces transmises	45
III.4.4. Influence du coefficient de Junkies λ sur la force transmise	45
III.5 Stratégie de contrôle	47
III.6 Conclusion	49
Conclusion générale	50

Introduction général

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'application 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 au 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 ferrofluides 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 réalisée 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 multicorps". 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.

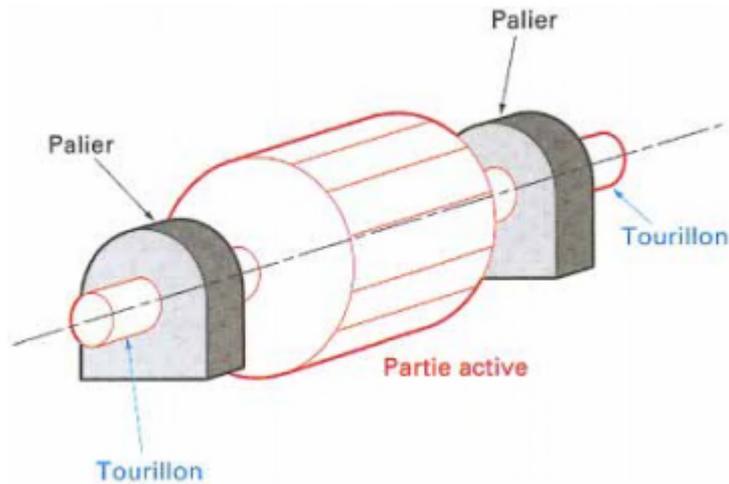


Figure I.1 : Schéma de rotor entre palier [7]

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 turbomachines, 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

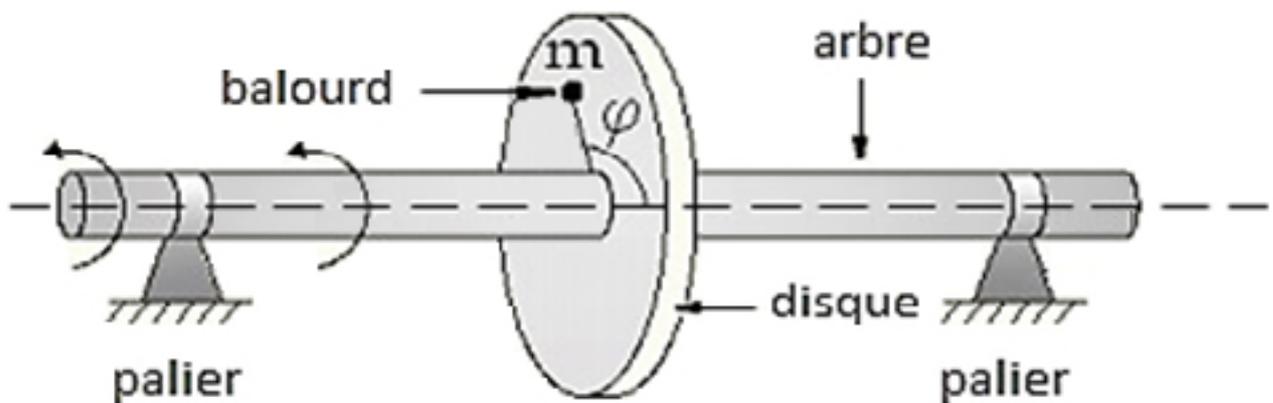


Figure I.2 : Eléments de base d'un rotor

I.2.2. Rotors flexibles :

Les sources de vibrations des machines sont multiples, parmielle, 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).

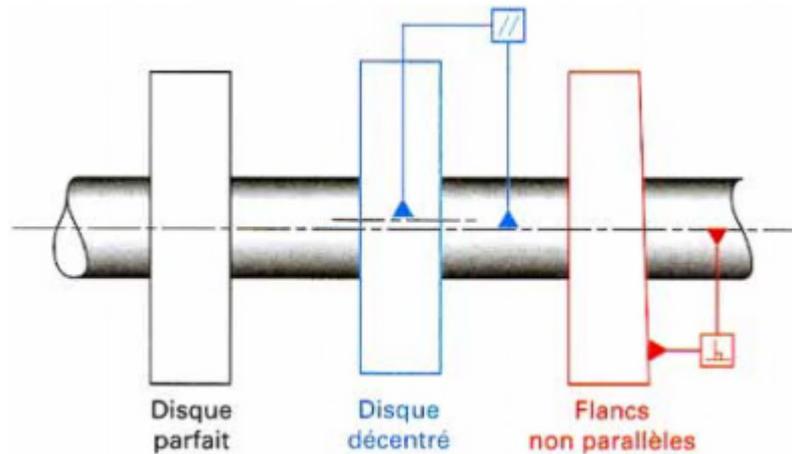


Figure I.3: Ecarts d'usinage (excentricité, parallélisme) [7]

Les rotors étant en principe symétrique, 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 de paliers

I.3.1. Paliers 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 croît 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).

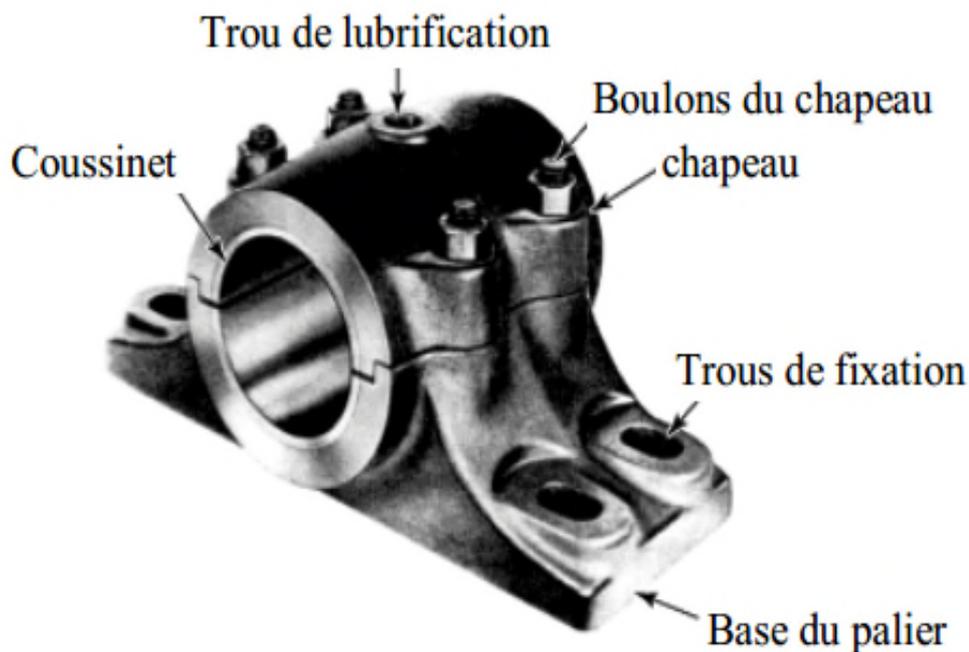


Figure I.5 : Palier lisse [10]

Avantages

- Solution économique et simple à maitre en œuvre.

Inconvénients

- Frottement plus élevés que les autres paliers.

- Lubrification pas toujours bien maîtrisée 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 surface solide 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.

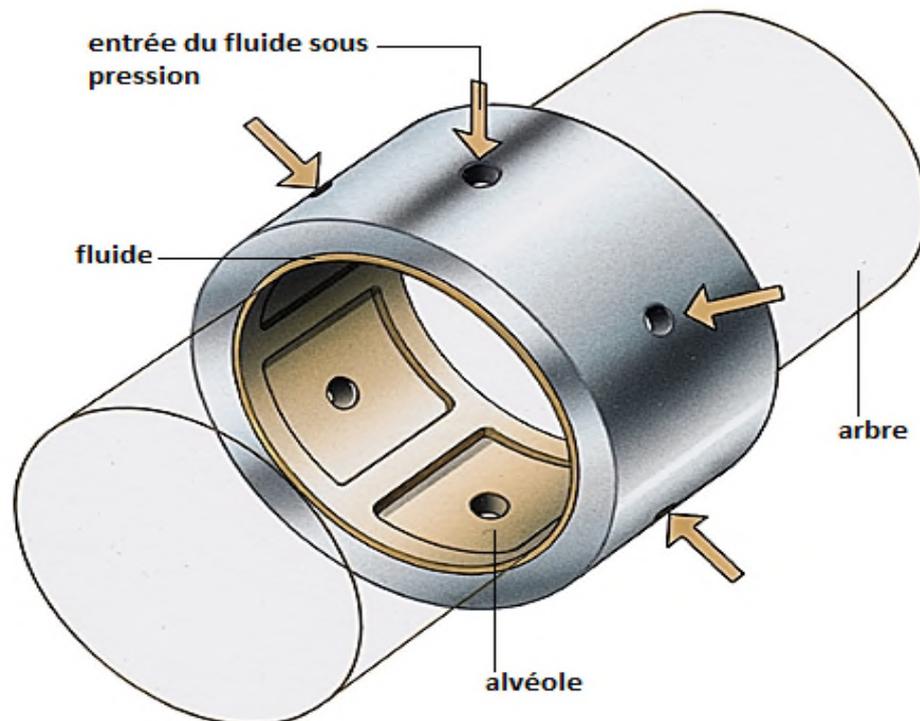


Figure I.8 : Palier hydrostatique [8]

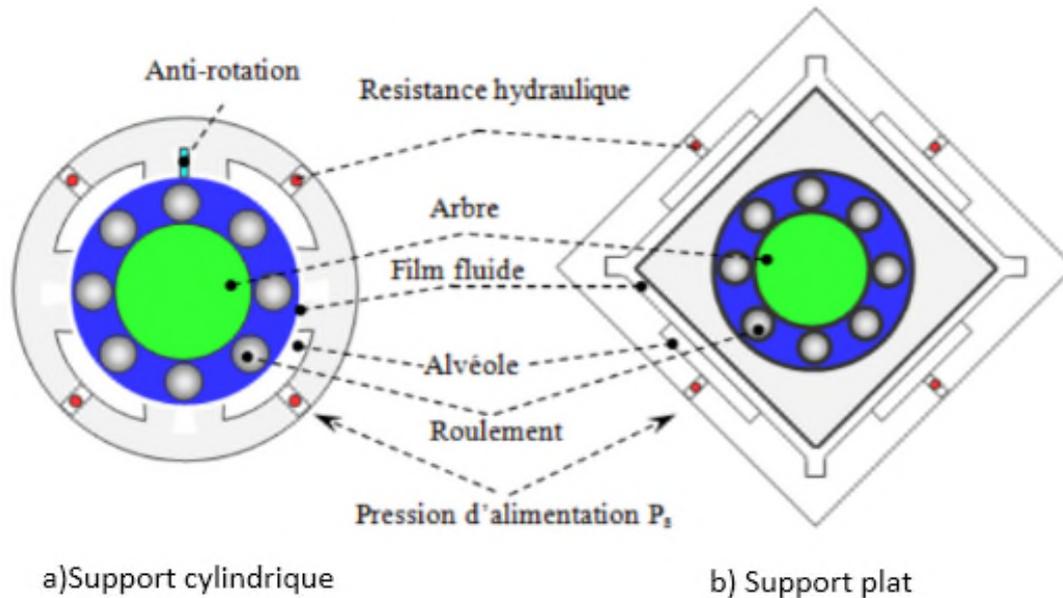


Figure I.9 : Configurations de paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques

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 I.10).

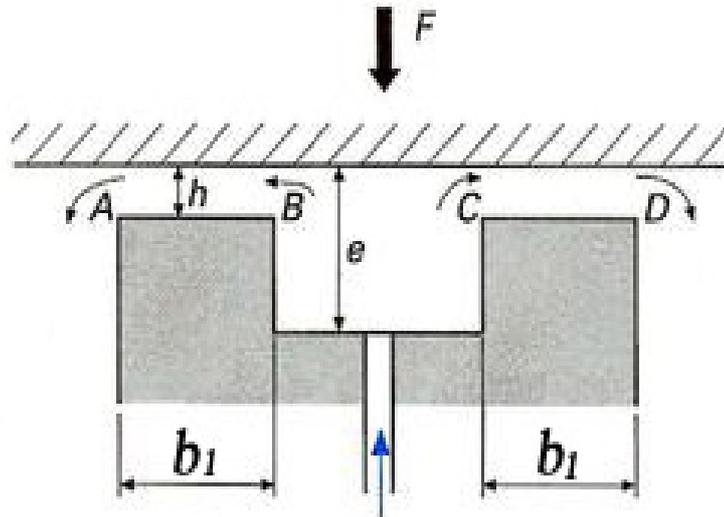


Figure I.10 : Schématisation d'une butée hydrostatatique[13]

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 introduit 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.

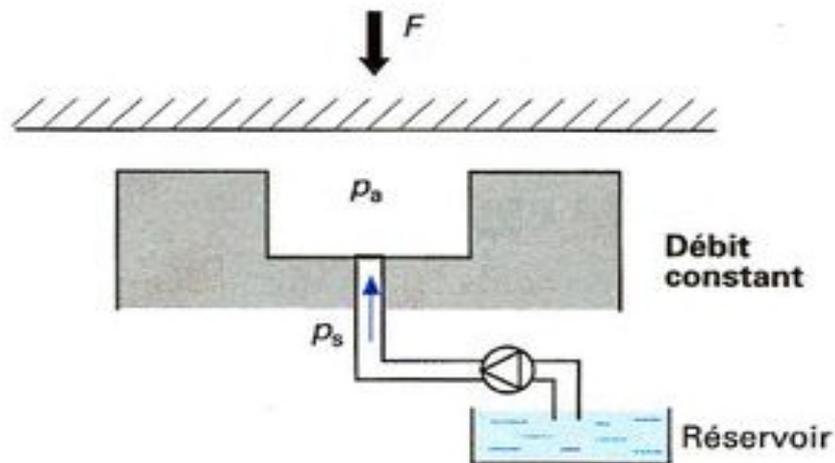


Figure I.11 : L'alimentation à débit constant [13]

- 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.

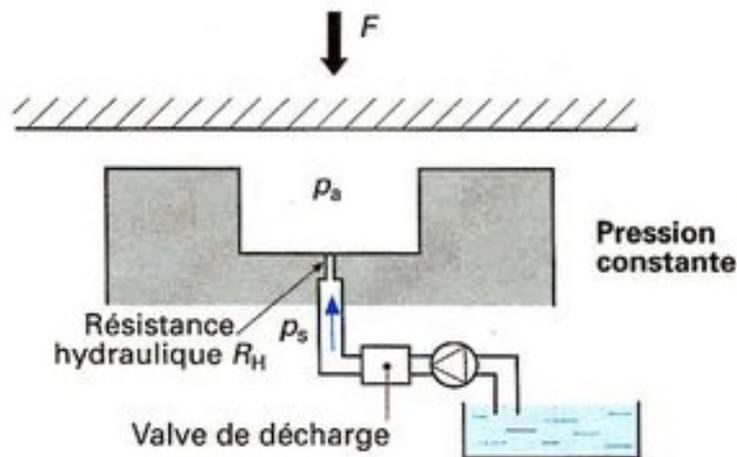


Figure I.12 :L'alimentation à pression constante [13]

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

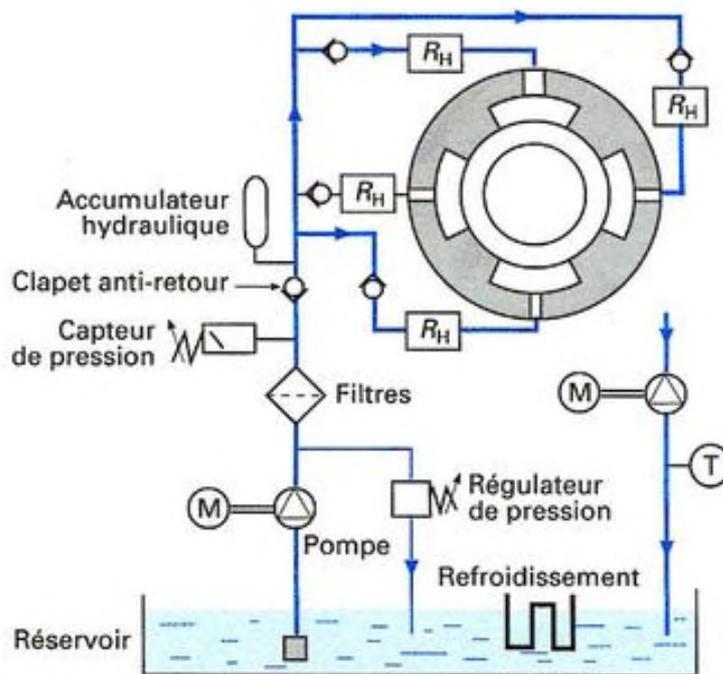


Figure I.13 : Schéma d'alimentation à pression constante cas réel principe de fonctionnement d'un palier hydrostatique à 4 butées hydrostatiques [13]

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 damper"), 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 damper) 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].

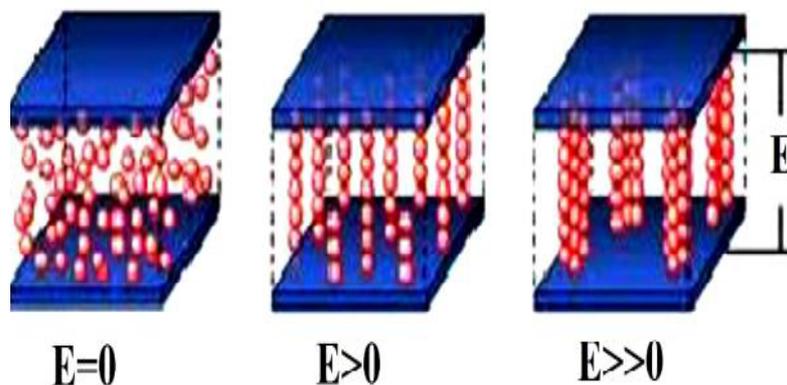


Figure I.14. Solidification du fluide dans l'axe du champ [5].

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 WeijiaWeng (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].

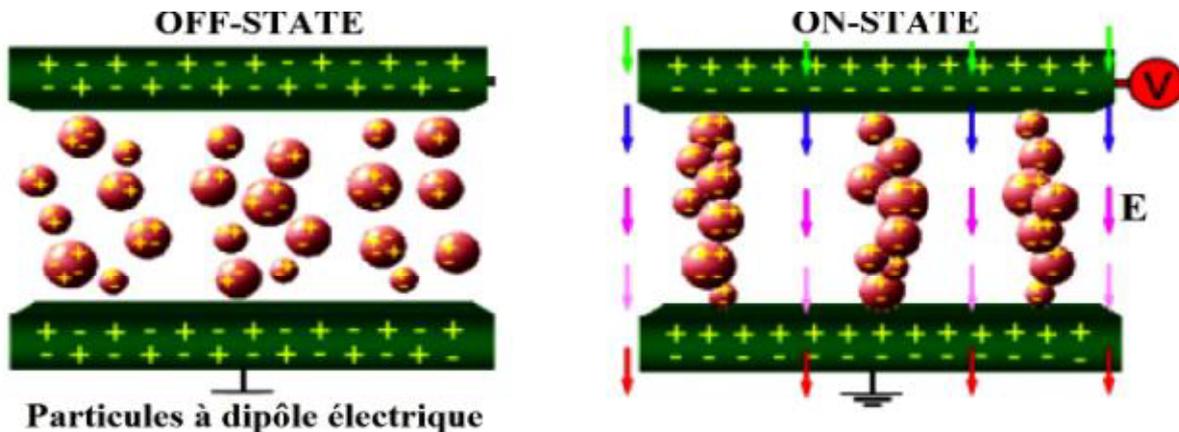


Figure I.15. Fluide avec liaison de particules à dipôle électrique [18].

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 élevée ;
- 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.

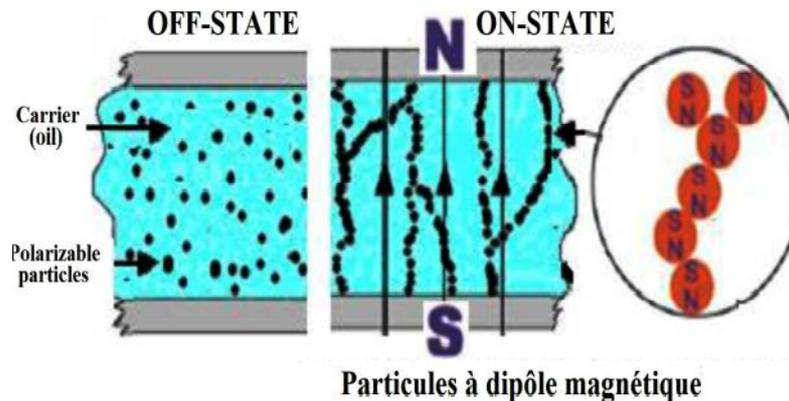


Figure I.16. Fluide avec des particules à dipôle magnétique [18].

I.7. Les Ferro fluides :

I.7.1 Ferrofluide :

1.7.1.1 Caractéristiques générales :

Les fluides magnétiques sont des liquides dont les propriétés physiques peuvent changer lors de l'application d'un champ magnétique. Ils sont constitués de particules magnétiques en suspension dans un liquide porteur non-magnétique (huile, eau, . . .). En l'absence d'un champ magnétique, ils se comportent comme un liquide visqueux isotrope et homogène. En présence d'un champ, les particules se comportent comme de petits dipôles magnétiques. Elles s'alignent le long des lignes de champ. Le fluide devient alors polarisé [20] : il n'est plus homogène ni isotrope, et sa viscosité peut changer. De cette façon, les propriétés du fluide peuvent être ajustées en fonction du champ magnétique appliqué.

Les fluides magnétiques sont en général composés de particules magnétiques de diamètre supérieur à $1 \mu\text{m}$ diluées directement dans un fluide porteur. Cette composition permet d'avoir une modification élevée de leurs propriétés mécaniques (viscosité, élasticité, . . .) lors de l'application d'un champ magnétique. Dans certaines conditions, quelques fluides magnétiques peuvent arriver à passer de l'état fluide à l'état solide, sous forme d'une structure fibreuse [20]. Ainsi les fluides magnétiques sont normalement utilisés dans des systèmes sièges de grandes contraintes de cisaillement [20] ou qui requièrent de niveaux élevés d'amortissement. Par exemple, ils sont rencontrés dans des systèmes de freinage [20] et dans des dispositifs de contrôle de vibration de bâtiments soumis à forts tremblements de terre [20]. Les fluides magnétiques se caractérisent ainsi par des propriétés magnétiques et rhéologiques beaucoup plus fortes que les ferro-fluides [20]. Les ferrofluides sont un type de fluide

magnétique ayant la particularité de rester à l'état liquide même sous l'action d'un fort champ magnétique [20]. Ce comportement provient de leur composition et de la taille de leurs particules magnétiques. Les particules existantes dans les ferrofluides sont en fer et sont caractérisées par une forte capacité de magnétisation. Leur diamètre est compris entre 3 nm et 15 nm afin de garantir la stabilité de la solution. Au-dessus de cette dimension maximale, le mouvement brownien dû à l'agitation thermique des molécules dans le fluide n'est plus assuré. Par conséquent, des effets comme l'agglomération et la précipitation dans la substance peuvent apparaître [20]. A l'opposé, en dessous de cette dimension minimale les propriétés magnétiques des particules tendent à disparaître [20]. Pour les ferrofluides, les nanoparticules en suspension dans le fluide porteur sont recouvertes d'un dispersant. La molécule de cette substance est caractérisée par un groupement chimique polaire : à l'une de ses extrémités, elle adhère à la surface de la particule, et à l'autre, elle présente une affinité avec le fluide porteur. Sa taille est d'environ 2 nm. Ainsi, le dispersant évite que les particules ne s'approchent trop et empêche leur agglomération [20].

1.7.1.2 Propriétés principales :

Les ferrofluides commerciaux sont définis par leurs propriétés magnétique et mécanique. Les deux paramètres principaux sont la saturation magnétique J et la viscosité dynamique η . En l'absence de champ magnétique, les particules sont orientées de manière aléatoire et l'aimantation moyenne du ferrofluide est nulle. Lorsqu'un champ magnétique est appliqué, les particules tendent à s'orienter le long des lignes de champ. En augmentant l'intensité du champ, leur polarisation augmente et l'interaction entre elles devient plus forte.

La magnétisation M des ferrofluides est alors proportionnelle à l'intensité du champ H appliqué. Son niveau augmente jusqu'à la valeur définie par sa saturation magnétique, quand toutes les particules sont alignées. Au-delà de cette valeur, la magnétisation reste stationnaire. La figure 1.17 montre par exemple la courbe typique de magnétisation d'un ferrofluide. C'est dans la zone de transition de la courbe, avant d'atteindre la saturation, que se situent la plupart des applications de ferrofluide. Dans cet intervalle, les propriétés physiques des ferrofluides sont proportionnelles au champ magnétique appliqué.

La modification des propriétés visqueuses, en fonction de l'intensité et de la direction du champ magnétique, est une autre caractéristique importante des ferrofluides. La viscosité en dehors d'un champ magnétique est conditionnée par celle du fluide porteur [20], et par la présence des particules dans le liquide qui augmente la viscosité. Lorsqu'un champ

magnétique est appliqué au ferrofluide, la viscosité s'élève. Cette variation est fonction de la taille des particules et de leur concentration [20].

Contrairement à la magnétisation, il n'y a pas a priori un niveau de saturation à partir duquel la viscosité reste constante. Les études sur les effets du champ magnétique sur la viscosité des ferrofluides sont bien développées pour un niveau de champ autour de la saturation magnétique. Cependant aucune information n'est proposée dans la littérature concernant le comportement de la viscosité des ferrofluides une fois saturés, quand ils sont soumis à des niveaux encore plus élevés de champ magnétique, comme par exemple celui existant à l'intérieur du haut-parleur tout aimant.

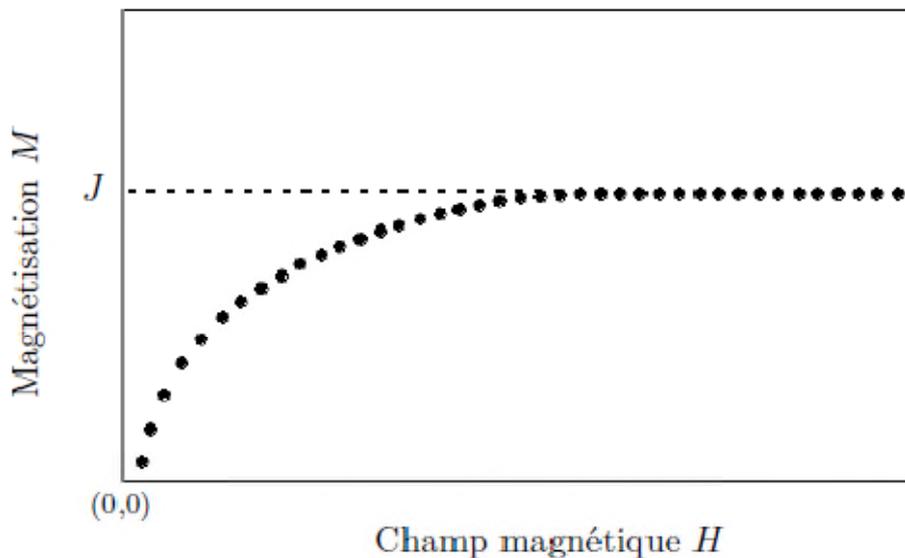


Figure 1.17 – Comportement typique de la magnétisation d'un ferrofluide : niveau maximum limité par la saturation magnétique J .

Dans la suite, nous décrivons l'influence de la direction du champ sur la viscosité. Pour les suspensions colloïdales, l'écoulement provoque par effet visqueux la rotation des particules dans l'axe parallèle à sa vorticité. La figure 1.18a montre l'écoulement existant entre deux plans parallèles, où un des plans reste fixe et l'autre se déplace dans la direction z . La vorticité résultante est dans la direction x . D'un point de vue microscopique, la rotation de chacune des particules peut être associée à un moment mécanique dû à un couple visqueux. Pour les ferrofluides, ce mouvement est important car les particules en suspension sont magnétiques. En présence d'un champ magnétique, un couple apparaît sur les particules afin

de les orienter dans la direction des lignes du champ. Ainsi, les couples visqueux et magnétique vont interagir sur le mouvement des particules. Comme le couple est une grandeur vectorielle, l'orientation du champ magnétique est importante.

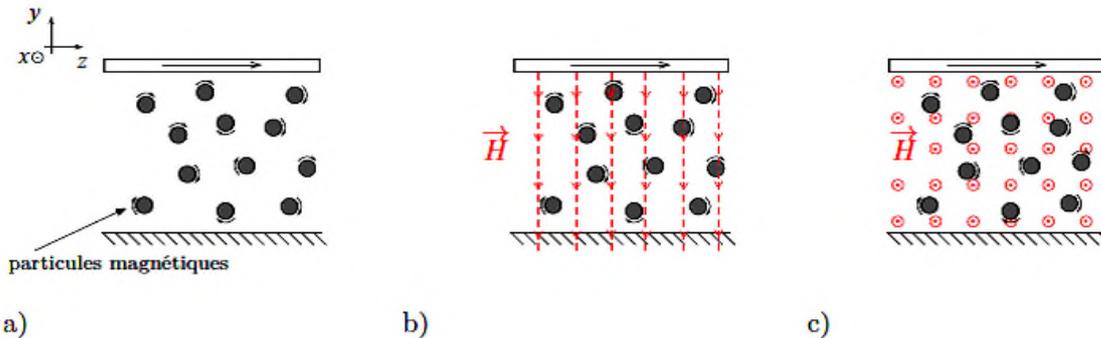


Figure 1.18 – Influence de la direction du champ magnétique H sur l'écoulement des ferrofluides, la vorticité étant parallèle à l'axe x : a) $H = 0$, b) H perpendiculaire à x , c) H parallèle à x .

Dans un premier temps, supposons un champ perpendiculaire à la vorticité de l'écoulement (Fig. 1.18b). Le couple magnétique s'exerce dans une direction différente de celle du couple visqueux. La différence entre les deux couples se traduit par une augmentation apparente de la viscosité. Dans un second temps, supposons un champ magnétique parallèle à la vorticité (Fig. 1.18c). Dans ce cas, les couples ne se contrarient pas et le champ magnétique n'impose aucune variation sur la viscosité du ferrofluide [20].

Concernant la localisation spatiale, les ferrofluides se positionnent où le gradient de champ magnétique est le plus grand, comme montré par la figure 1.19 : un volume de ferrofluide est attiré vers les bords d'un aimant permanent cubique polarisé le long de l'axe y . C'est là où le gradient de champ est le plus élevé.

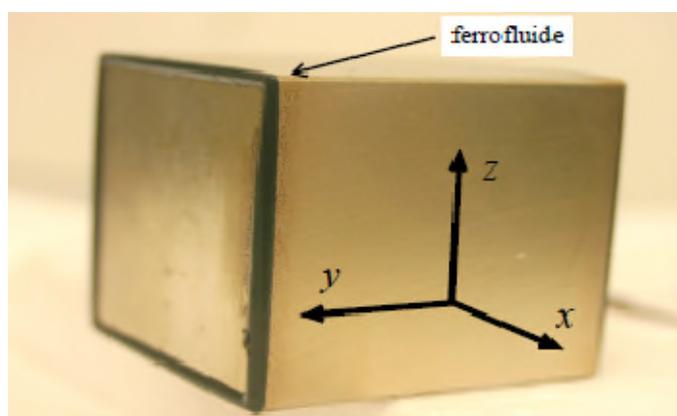


Figure 1.19 – Photo d'un aimant permanent (polarisation en y) cubique avec du ferrofluide : le ferrofluide se place là où le gradient du champ est plus important.

I.7.2 Comportement magnétique d'un ferro-fluide :

Les fluides porteurs qui constituent les Ferro-fluides sont généralement insensibles au champ magnétique. Seules les particules interagissent avec ce dernier. L'étude du comportement d'un Ferro-fluide sous champ revient donc essentiellement à déterminer celui des particules au sein du fluide de base. Notons que les propriétés propres au fluide de base peuvent rentrer en jeu dans le comportement global du Ferro-fluide.

Chapitre II :

Modèle mathématique

II.1. Introduction :

L'objet de ce chapitre est de calculer les caractéristiques statiques et dynamiques du palier à une d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents lubrifiée par un ferrofluide , telles que, la charge portante, le débits de lubrifiant, le coefficient d'amortissement et le coefficient de raideur, à partir du champ de pression dans le film lubrifiant qui est déterminé par la résolution de l'équation de Reynolds.

La méthode utilisée pour l'étude du comportement non linéaire d'un palier hydrostatique est une résolution pas à pas du principe fondamental de la dynamique appliqué au rotor et de l'équation de Reynolds. Il s'agit donc d'un calcul itératif dans le temps qui nécessite la résolution de l'équation de Reynolds à chaque instant et pour chaque élément fluide.

Nous supposons que l'écoulement de fluide à travers la butée hydrostatique est incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent, et le champ magnétique est uniforme.

II.2. Modélisation mathématique :**II.2.1. Description d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents :**

Sur la figure II.1 nous avons schématisé un rotor rigide vertical monté sur un palier hydrostatique intelligent composé de trois patins hydrostatiques identiques.

Le palier hydrostatique à trois patins est constitué de deux parties :

- Une partie fixe : représentée par trois patins identiques, où chaque patin à un alvéole central qui est contrôlée et alimentée par une résistance hydraulique de type capillaire.
- Une partie mobile : représentée par le grain mobile.

Un ferro-fluide est alimenté à partir d'une source externe sous pression (P_s) au palier hydrostatique. Les caractéristiques de performance peuvent être obtenues en considérant le palier comme la juxtaposition des trois patins hydrostatiques.[21]

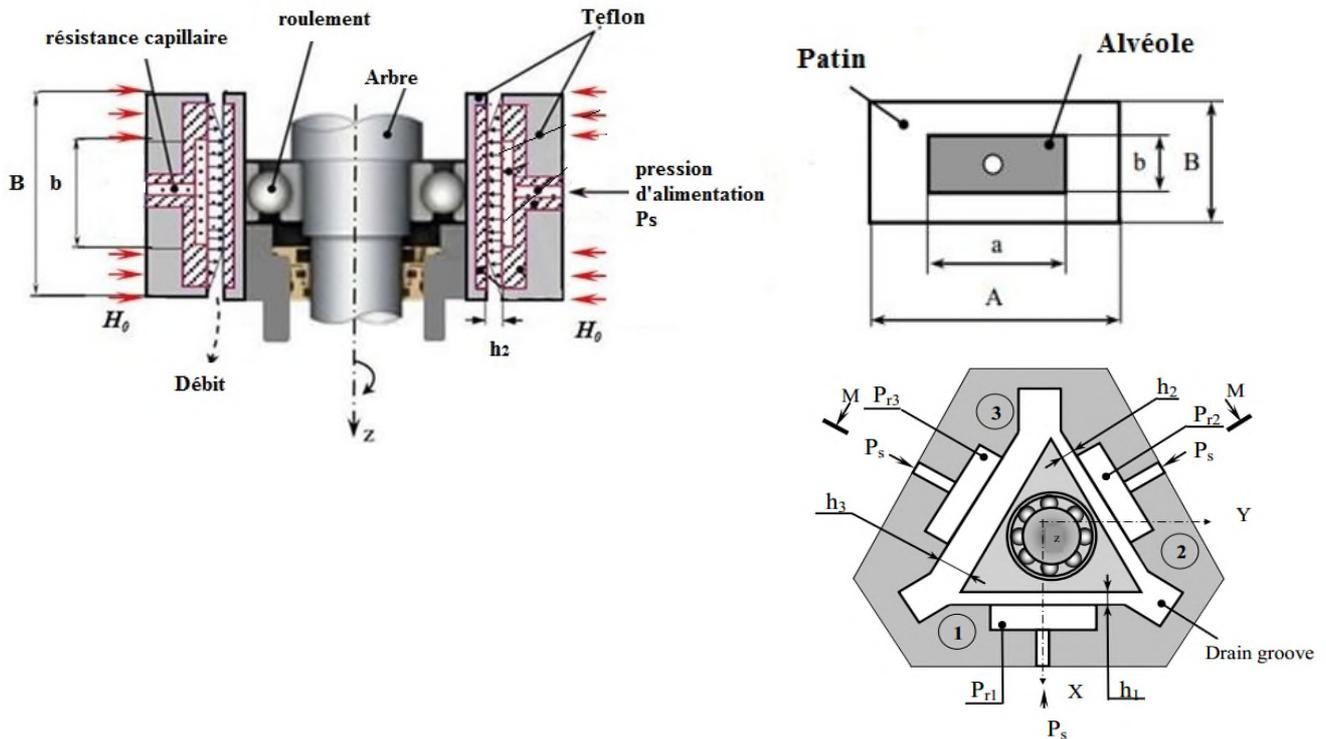


Figure. II.1. Schématisation d'un palier hydrostatique alimenté par un ferro-fluide

Soit h_0 l'épaisseur du film en position centrée :

$$\begin{cases} h_1 = h_0 + x_1^* \\ h_2 = h_0 - x_2^* \\ h_3 = h_0 - x_3^* \end{cases}$$

Ou x_1^* , x_2^* et x_3^* sont obtenus comme suit (Figure II.2):

$$\begin{cases} x_1^* = x \\ x_2^* = x \sin(\pi / 6) - y \cos(\pi / 6) \\ x_3^* = x \sin(\pi / 6) + y \cos(\pi / 6) \end{cases}$$

Les vitesses d'écrasement pour les trois butées hydrostatiques à simple effet sont obtenues comme suit:

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = \dot{x} \\ \dot{h}_2 = \dot{x} \sin(\pi / 6) - \dot{y} \cos(\pi / 6) \\ \dot{h}_3 = \dot{x} \sin(\pi / 6) + \dot{y} \cos(\pi / 6) \end{cases}$$

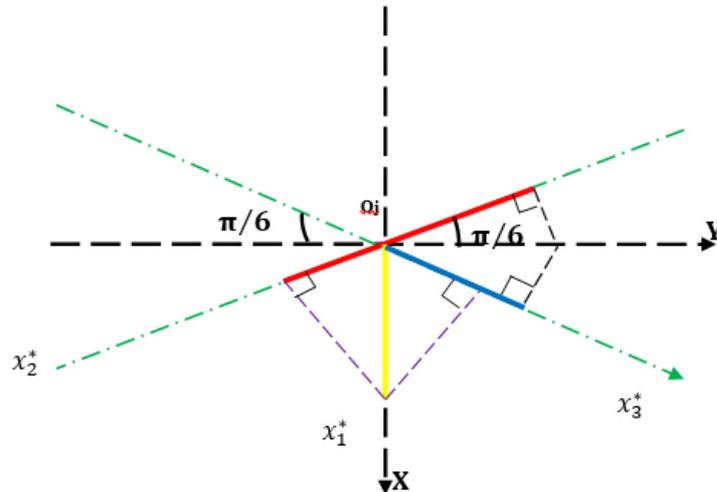


Figure II.2. Système d'axes.

II.3. Calcul d'un palier a roulement supporté par trois butées hydrostatiques :

Le calcul des caractéristiques dynamiques du palier peut être effectué de deux manières différentes :

- Soit en considérant le palier comme un ensemble indissociable ;
- Soit en considérant le palier comme la juxtaposition de trois butées hydrostatiques à simple effet. Dans ce cas, pour le calcul des caractéristiques de chaque butée hydrostatique 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 de 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 du palier revient donc, au calcul des caractéristiques de trois butées hydrostatiques partielles dont l'étude est analogue à celle d'une butée hydrostatique à simple effet[21].

II.3.1. Equation de Reynolds :

L'équation de Reynolds tient compte du calcul de la distribution de pression, $P_i(x_i, z_i, t)$. Si nous considérons qu'il n'y a aucune glissade entre le fluide et le roulement de patin, les conditions de frontière liée à la vitesse seront comme suit :

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

Sur le grain mobile ($y = h_i$) : $U_{2i} = 0 ; V_{2i} = 0 ; W_{2i} = 0$

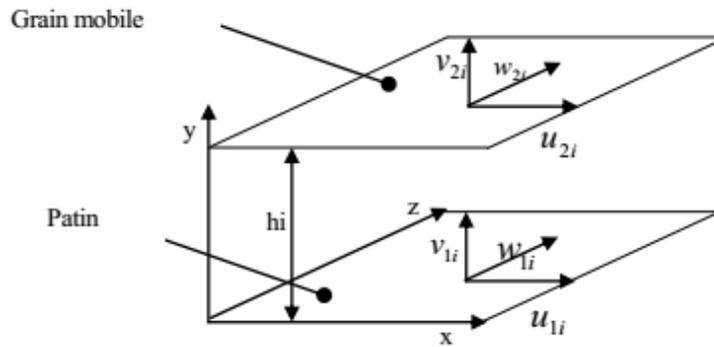


Figure II.3. Condition aux limites [22]

$U_{1i}; V_{1i}$ 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:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[h_i^3 \left(\frac{\partial P_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z_i} \left[h_i^3 \left(\frac{\partial P_i}{\partial z_i} \right) \right] = 12\eta_{FR} \dot{h}_i \tag{II. 1}$$

Ou $0 \leq x_i \leq A$ et $0 \leq z_i \leq B$

P_i : Le champ de pression hydrostatique pour chaque butée;

h_i : L'épaisseur du film pour chaque butée hydrostatique;

\dot{h}_i : La vitesse d'écrasement pour chaque butée hydrostatique;

Pour un cas d'un ferrofluide en utilisant l'équation du Reynolds modifié par le model de Jenkins, notre equation devient comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{h_i^3}{1 - \lambda} \left(\frac{\partial P_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z_i} \left[\frac{h_i^3}{1 - \lambda} \left(\frac{\partial P_i}{\partial z_i} \right) \right] = 12\eta_{FR} \dot{h}_i \tag{II. 2}$$

Ou : $\lambda = \frac{\rho \alpha^2 \bar{\mu}}{2\eta_{FR}} H_0$

ρ : La densité du fluide,

α^2 : Le constant du matériau,

$\bar{\mu}$: La susceptibilité magnétique,

η_{FR} : La viscosité du ferrofluide,

H_0 : Le champ magnétique,

h_i : L'épaisseur du film fluide.

II.3.2. Modèle de la viscosité :

Nous pouvons exploiter les modèles mathématiques établis pour les nanofluides afin de calculer et de prédire la viscosité des ferrofluides sans champ magnétique.

L'un des premiers modèles théoriques à avoir traité la viscosité des suspensions est celui

Bicerano. Ce dernier est donné :

$$\eta_{FR} = \frac{\eta_{mf}}{\eta_{bf}} = \left[\left(1 - \frac{\varphi}{\varphi^*} \right)^{-2} \left[1 - 0.4 \left(\frac{\varphi}{\varphi^*} \right) + 0.34 \left(\frac{\varphi}{\varphi^*} \right)^2 \right] \right] \quad (\text{II.3})$$

η : Viscosité du ferrofluide [$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$]

η_{nf} : Viscosité du nanolubricant [Pa-s]

η_{bf} : Viscosité du fluide porteur [Pa-s]

ρ : Densité du ferrofluide [kg m^3]

φ : Volume fraction des Nanoparticules

φ^* : Viscosity percolation threshold (fraction volumique critique a laquelle la viscosité se rapproche de l'infini)

II.4. Calcule du champ de pression :

II.4.1. Méthode numérique :

L'étude du comportement non linéaire d'un palier hydrostatique est une résolution pas à pas du principe fondamental de la dynamique appliqué au rotor et de l'équation de Reynolds. Il s'agit

donc d'un calcul itératif dans le temps qui nécessite la résolution de l'équation de Reynolds à chaque instant et pour chaque élément fluide.

La complexité de ce calcul nous oblige de choisir une méthode d'intégration numérique adaptée telle que la méthode des différences finies centrées pour déterminer les positions et les vitesses de l'arbre à partir de l'accélération. Elle permet d'obtenir un système matriciel dont le vecteur est constitué de l'ensemble des pressions.

La procédure de résolution est itérative et se base sur le développement des étapes suivantes :

1. Equation de Reynolds
2. Définition du domaine d'étude et des conditions aux limites. Maillage
3. Discrétisation numérique de l'équation de Reynolds
4. Résolution numérique du système d'équations algébriques

II.4.2. Les conditions aux limites de Reynolds :

Pour intégrer l'équation de Reynolds (II.2), il convient de tenir compte à la connaissance de la pression dans l'alvéole et des conditions aux limites des pressions au niveau des extrémités libres du patin.

On a alors :

1) Pour :

$$\begin{cases} I = 1 & P_i(1, J) = P_0 & \text{avec } J = 1, N \\ J = 1 & P_i(I, 1) = P_0 & \text{avec } I = 1, M \end{cases}$$

Où P_0 : pression ambiante

2) Pour :

$$\begin{cases} I \geq M1 \\ P_i(I, 1) = P_{ai} \\ J \geq N1 \end{cases}$$

3) Pour :

$$\begin{cases} I = M; J \in]1, N1[\\ \left. \frac{\partial P_i(I, J)}{\partial Z} \right|_M = 0 & P_i(I, J) \text{ est déterminé par la résolution de l'équation de Reynolds} \end{cases}$$

4) Pour :

$$\left\{ \begin{array}{l} J = N; I \in]1, M1[\\ \frac{\partial P_i(I, J)}{\partial Z} \Big|_N = 0 \end{array} \right. \quad P_i(I, J) \text{ est déterminé par la résolution de l'équation de Reynolds}$$

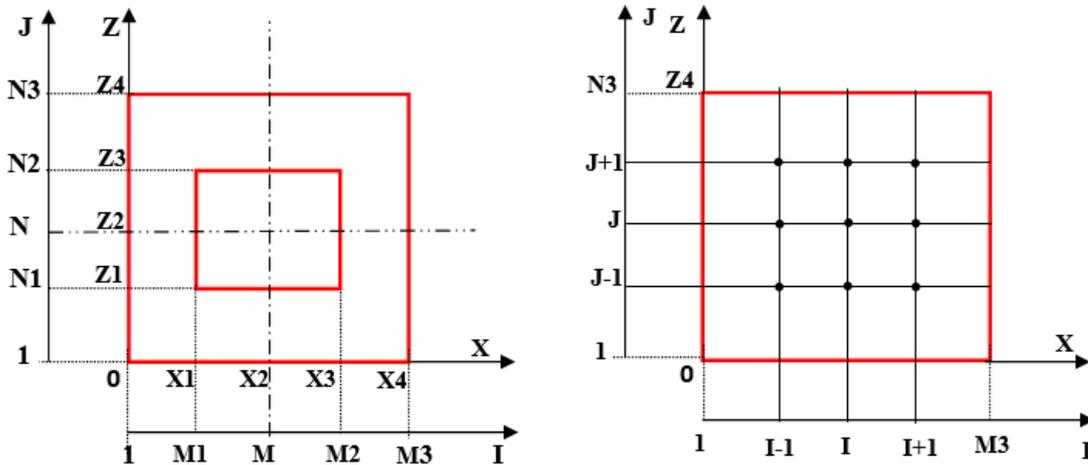


Figure II.4. Domaine de calcul [22]

II.4.3. Procédure détaillée d'obtention de la solution :

II.4.3.1. Le maillage :

La discrétisation de l'équation de Reynolds est faite en découpant le domaine d'intégration en un maillage de rectangles élémentaires et les variables continues X et Z sont remplacées par des variables discrètes I et J. La description d'un nœud est présentée dans la figure II.4

Cette technique permet de développer des schémas pour remplacer les dérivées premières et secondes des EDP (équation dérivée partiel) pour pouvoir envisager une solution numérique par un ordinateur.

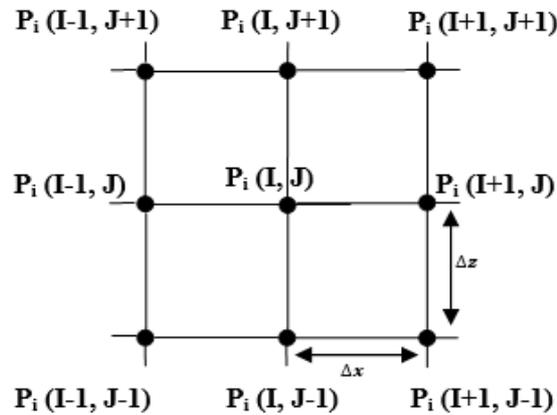


Figure II.5. Configuration d'un nœud du maillage du film développé [22]

II.4.3.2. Discrétisation de l'équation de Reynolds par la méthode des différences finies :

Utilisant un schéma 2D de différences finies centrées, les différents termes de l'équation de Reynolds, relatives aux variables X et Z, aux quelles correspondent les indices de discrétisation I et J respectifs,

En utilisant le développement de Taylor au premier ordre et au second ordre, la valeur de la pression P au point de coordonnées I et J est fonction de la valeur de la pression aux points situés au voisinage de ce même point. Le calcul peuvent être obtenus par en chaîne suivant :

$$\frac{\partial P_i(I, J)}{\partial X} = \frac{P_i(I, J + 1) - P_i(I, J - 1)}{2\Delta X} \tag{II.4}$$

$$\frac{\partial^2 P_i(I, J)}{\partial X^2} = \frac{P_i(I, J + 1) - 2P_i(I, J) + P_i(I, J - 1)}{\Delta X^2} \tag{II.5}$$

$$\frac{\partial P_i(I, J)}{\partial Z} = \frac{P_i(I, J + 1) - P_i(I, J - 1)}{2\Delta Z} \tag{II.6}$$

$$\frac{\partial^2 P_i(I, J)}{\partial Z^2} = \frac{P_i(I, J + 1) - 2P_i(I, J) + P_i(I, J - 1)}{\Delta Z^2} \tag{II.7}$$

Avec ΔX et ΔZ étant les pas, c'est à dire les distances séparant deux points consécutifs, respectivement suivant X et suivant Z.

En reportant ces expressions dans l'équation (1), on obtient au point I, J la relation :

$$-2\left(\frac{1}{\Delta Z^2}\right)P_i(I, J) + (P_i(I+1, J) + P_i(I-1, J)) \tag{II.8}$$

Donc on trouve
$$+ \frac{1}{\Delta Z^2}(P_i(I, J+1) + P_i(I, J-1)) = -12 \frac{\eta}{h_i^3} [1 - \lambda] h_i \bullet$$

$$P(I, J) = 12 \frac{\eta_{FR}}{h^3} V [1 - \lambda] + [P(I+1, J) + P(I-1, J)] + \frac{1}{\Delta Z^2} [P(I, J+1) + P(I, J-1)] \tag{II.9}$$

II.4.3.3. Résolution numérique du système d'équations :

Pour la résolution du système d'équations de M3 N3, on choisit la méthode itérative de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation.

Pour appliquer cette méthode, il suffit d'écrire l'équation aux différences finies sous forme suivant :

$$P_i(I, J)^{(K+1)} = (1 - \Omega) P_i(I, J)^{(K+1)} + \Omega [AR_i + AJ_i (P_i(I+1, J)^{(K+1)} + P_i(I-1, J)^{(K+1)}) + AI_i (P_i(I, J+1)^{(K+1)} + P_i(I, J-1)^{(K+1)})] \tag{II.10}$$

Avec Ω Coefficient de sur-relaxation

AR_i, AJ_i et AI_i coefficients des équations des différences finies obtenus par identification,

K nombre d'itération

Au maillage du domaine d'intégration, se trouve une symétrie par rapport aux axes des X et Z, pour faciliter les calculs, et pour réduire les dimensions des programmes, on prend le quart du domaine d'intégration (Figure. II.6).

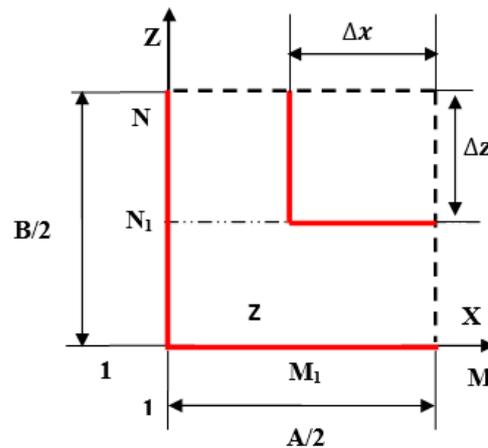


Figure II.6. Discrétisation d'un quart du domaine d'intégration [22]

- M et N représentent respectivement le nombre de nœuds du domaine selon l'axe X et selon l'axe Z ;
- MP et NP représentent respectivement les nombres des mailles du domaine d'alimentation (alvéole) selon l'axe X et selon l'axe Z ;
- $M1 = M - MP + 1$, $M2 = M + MP - 1$ et $M3 = 2M - 1$;
- $N1 = N - NP + 1$, $N2 = N + NP - 1$ et $N3 = 2N - 1$;

ΔX et ΔZ sont déterminés respectivement par :

- $$\Delta X = \frac{A}{2KA(MP-1)}$$

Avec $KA = A/a$, $KB = B/b$, $M = KA (MP-1) + 1$, $N = KB (NP-1) + 1$

- $$\Delta Z = \frac{B}{2KB(NP-1)}$$

La méthode de Gauss-Seidel avec un coefficient de sur-relaxation consiste les applications suivantes :

- Choisir au début un ensemble de valeurs $P(I,J)$, qu'on affecte à la variable $P(I, J)$, correspondant aux nœuds de l'intérieur du domaine d'intégration;
- Les valeurs $P(I, J)$ à la frontière sont données par les conditions aux limites;
- En reportant les valeurs $P(I,J)0$ dans le second membre de l'équation (2.4) pour tous $I = 2, M - 1$ et $J = 2, N - 1$, on obtient les valeurs $P(I,J)1$, l'exposant 1 correspond à la première itération;

- On répète la même opération jusqu'à ce que les valeurs $P(I, J)^{(k)}$ et $P(I, J)^{(k+1)}$ en chaque nœud soient suffisamment voisines, autrement dit le système converge, ainsi on arrête le processus itératif si:

$$\left(\frac{P_{i,j}^r - P_{i,j}^{r-1}}{100 P_{ri}} \right)_{\max} = \varepsilon \quad (\text{II.11})$$

Avec : $I=2, M-1, J=2, N-1$ et ε : Marge d'erreur tolérée sur la pression

II.5. Calcul des caractéristiques de performances :

II.5.1. Charge portante :

En intégrant le champ de pression suivant la surface de la butée pour obtenue la charge portante pour chaque butée hydrostatique.

$$W_{pi} = \int_s P_i ds = \int_{S_1} p_{ri} ds + \int_{S_2} p_i ds \quad (\text{II.12})$$

Avec: S est la surface de contact, ds est l'élément d'aire.

En utilisant la méthode d'intégration numérique des Trapèze pour déterminée la charge portante par l'intégration du champ de pression, on obtient :

$$\begin{aligned} W_{Pi} = 4 & \left[\sum_{J=2}^{N-1} \sum_{I=2}^{M-1} P_i(I, J) \Delta X \Delta Z + \frac{1}{2} \left[\sum_{I=2}^{M-1} P_i(I, 1) + P_i(I, N) \right] \Delta X \Delta Z \right. \\ & + \frac{1}{2} \left[\sum_{J=2}^{N-1} P_i(1, J) + P_i(M, J) \right] \Delta X \Delta Z \\ & \left. + \frac{1}{4} [P_i(1, N) + P_i(M, 1) + P_i(M, 1) + P_i(M, N)] \Delta X \Delta Z \right] \quad (\text{II.13}) \end{aligned}$$

II.5.2 Caractéristiques dynamiques :

Une étude linéaire est faite en supposant que l'arbre est parfaitement rigide et en se limitant aux petits déplacements au voisinage d'une position d'équilibre statique, pour cela on doit passer par deux étapes:

- Une analyse statique permettant de déterminer la position d'équilibre de l'arbre à l'intérieur de la butée sous une charge extérieure;
- Une analyse dynamique linéarisée pour le mouvement du grain mobile (la ligne d'arbre) au voisinage de la position d'équilibre statique O;

Cette analyse linéaire du comportement d'une butée fluide autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par des coefficients de raideur et d'amortissement (figure 2.14).

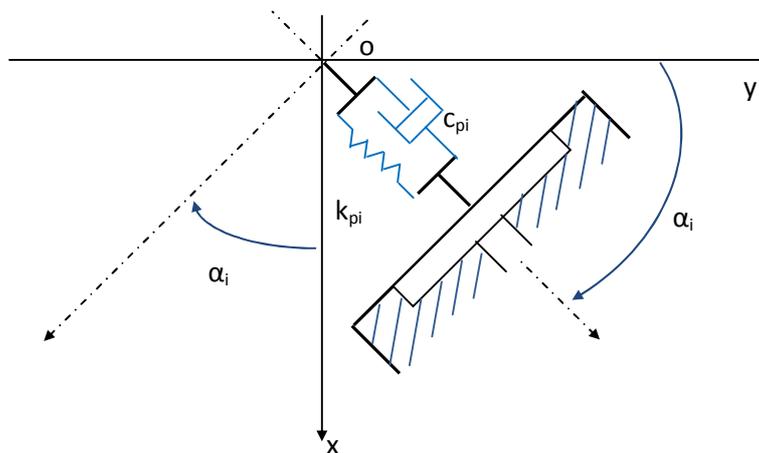


Figure II.7. Schématisation de la raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique[21].

La détermination de ces coefficients permet de [4]:

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

II.5.2.1. Coefficients dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effet :

Le calcul des coefficients dynamiques se fait par une méthode de petits déplacements et vitesses de déplacements. Si on impose un petit déplacement x_1 et une petite vitesse de déplacement \dot{x}_1 au voisinage de la position d'équilibre statique (x_0, y_0) colinéaire à l'axe (o, x) , on peut écrire [4]:

$$W_{p1}\left(x_0 + x_1, y_0, \dot{x}_1, \dot{y}_1 = 0\right) = W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0) + x_1 \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1}\right)_0 + \dot{x}_1 \left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1}\right)_0 + \dots \quad (\text{II.14})$$

En se limitant au premier ordre, on peut écrire la relation (2.23) comme suit:

$$W_{p1}\left(x_0 + x_1, y_0, \dot{x}_1, \dot{y}_1 = 0\right) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0) = -K_{p1}x_1 - C_{p1}\dot{x}_1 \quad (\text{II.15})$$

Les coefficients K_{p1} et C_{p1} représentent les coefficients de raideur et d'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 obtenus après identification des équations (2.23) et (2.24) comme suit [4]:

$$K_{p1} = -\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1}\right)_0 \quad (\text{II.16})$$

$$C_{p1} = -\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1}\right)_0 \quad (\text{II.17})$$

Les coefficients de raideur et d'amortissement sont calculés en utilisant la méthode de différentiation numérique où les dérivées partielles sont calculées numériquement.

L'application de cette méthode passe par les étapes suivantes:

- Recherche de la position d'équilibre statique caractérisée par (x_0, y_0) ;
- Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1}\right)_0$, l'équation est résolue pour la position du centre du grain

$$\text{mobile défini par: } \left(x_1 = \Delta x_0, y_1 = 0, \dot{x}_1 = 0, \dot{y}_1 = 0\right)$$

L'intégration du champ de pression permet de calculer W_{p1} en cette position, donc:

$$K_{p1} = -\frac{\partial W_{p1}}{\partial x_1} = -\frac{W_{p1}(x_0 + \Delta x_0, y_0, 0, 0) - W_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\Delta x_0} \quad (\text{II.18})$$

- Calcul de la dérivée $\left(\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1}\right)_0$, L'équation est résolue pour position définie par:

$$\left(x_1 = 0, y_1 = 0, \dot{x}_1 \neq 0, \dot{y}_1 = 0\right), \text{ donc:}$$

$$C_{p1} = -\frac{\partial W_{p1}}{\partial \dot{x}_1} = -\frac{W_{p1}\left(x_0, y_0, \dot{x}_1, 0\right) - W_{p1}\left(x_0, y_0, 0, 0\right)}{\dot{x}_1} \quad (\text{II.19})$$

II.5.2. Coefficients dynamiques équivalents :

Les coefficients de raideur et d'amortissement équivalents peuvent être obtenus comme suit [21]:

$$[K_p] = \sum_{i=1}^{i=3} K_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \quad (\text{II.20})$$

$$[C_p] = \sum_{i=1}^{i=3} C_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{bmatrix} \quad (\text{II.21})$$

II.5.3. Dynamique de rotor :

Afin d'étudier le comportement dynamique linéaire du rotor, il faut calculer l'amplitude de vibrations et la forces transmise au bâti.

Soit (O_j, x, y) les coordonnées du centre de palier (figure 2.10).

Le rotor est déséquilibré avec un centre d'inertie (O_b) à une distance e du centre géométrique O_j .

L'équation du mouvement du rotor en coordonnées cartésiennes peut être s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} M \ddot{x} = F_x + Me_x \omega^2 \cos \omega t \\ M \ddot{y} = F_y + Me_y \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (\text{II.22})$$

Où :

- M est la masse du rotor ;
- e_x et e_y sont les excentricités suivant x et y respectivement ;
- ω est la fréquence d'excitation ;
- F_x et F_y sont les forces hydrostatiques suivant x et y respectivement.

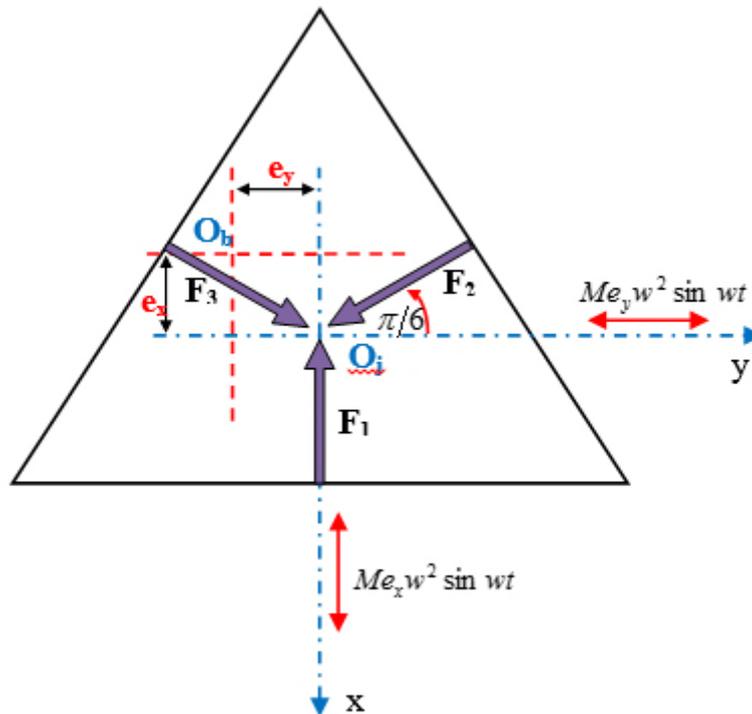


Figure II.8.. Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd.

Les forces hydrostatiques sont déterminées comme suit (figure 2.10):

$$\begin{cases} F_x = K_{eqx}x_i - C_{eqx} \dot{x}_i \\ F_y = K_{eqy}y_i - C_{eqy} \dot{y}_i \end{cases} \quad (II.23)$$

Les réponses des déplacements dues à un balourd sont écrites comme suit :

$$\begin{cases} x_i(t) = X \cos(\omega t - \varphi_x) \\ y_i(t) = Y \sin(\omega t - \varphi_y) \end{cases} \quad (II.24)$$

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = -\omega X \sin(\omega t) \\ \dot{y}(t) = \omega Y \cos(\omega t) \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_x = K_{eqx} x_i - C_{eqx} \dot{x}_i = K_{eqx} X \cos(\omega t) + C_{eqx} \omega X \sin(\omega t) \\ F_y = K_{eqy} y_i - C_{eqy} \dot{y}_i = K_{eqy} Y \sin(\omega t) - C_{eqy} \omega Y \cos(\omega t) \end{cases}$$

Alors, l'amplitude des vibrations A peut être obtenue par la relation suivant :

$$A = \sqrt{X + Y} \tag{II.25}$$

Où :

$$X = \frac{M e_x \omega^2 / K_{eq}}{\sqrt{(1 - r_x^2)^2 + (2\zeta_x r_x)^2}} \tag{II.26}$$

$$Y = \frac{M e_y \omega^2 / K_{eqy}}{\sqrt{(1 - r_y^2)^2 + (2\zeta_y r_y)^2}} \tag{II.27}$$

La force transmise au bâti peut être obtenue comme suit :

$$\text{Où : } F_t = \sqrt{F_{tx} + F_{ty}} \tag{II.28}$$

$$F_{tx} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta_x r_x)^2}}{\sqrt{(1 - r_x^2)^2 + (2\zeta_x r_x)^2}} \tag{II.29}$$

$$F_{ty} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta_y r_y)^2}}{\sqrt{(1 - r_y^2)^2 + (2\zeta_y r_y)^2}} \tag{II.30}$$

$$\text{Avec : } r = \frac{\omega}{\omega_n}, \zeta = \frac{C_{eq}}{2\sqrt{MK_{eq}}}.$$

Où ζ est le taux d'amortissement et ω_n est la fréquence naturelle.

$$\begin{cases} \dot{\omega} = \dot{\omega}_0 + \ddot{\omega} t \\ \ddot{\omega} = \text{const} \end{cases} \quad (\text{II.31})$$

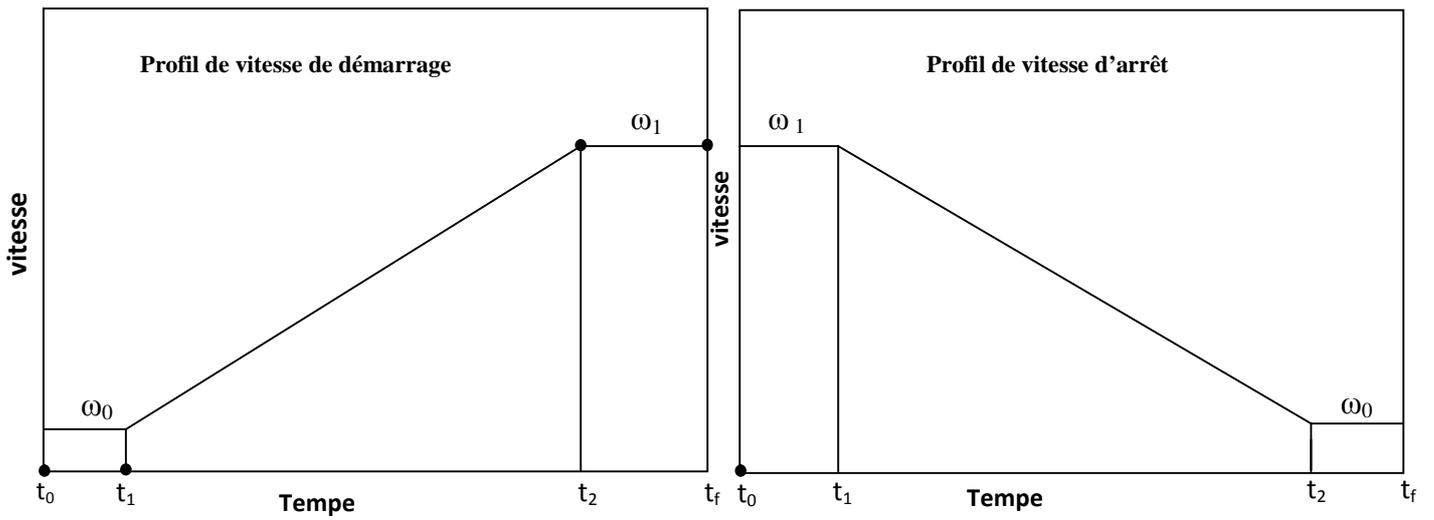


Figure II.9 : Profil de vitesse linéaire

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 dynamiques 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 λ .

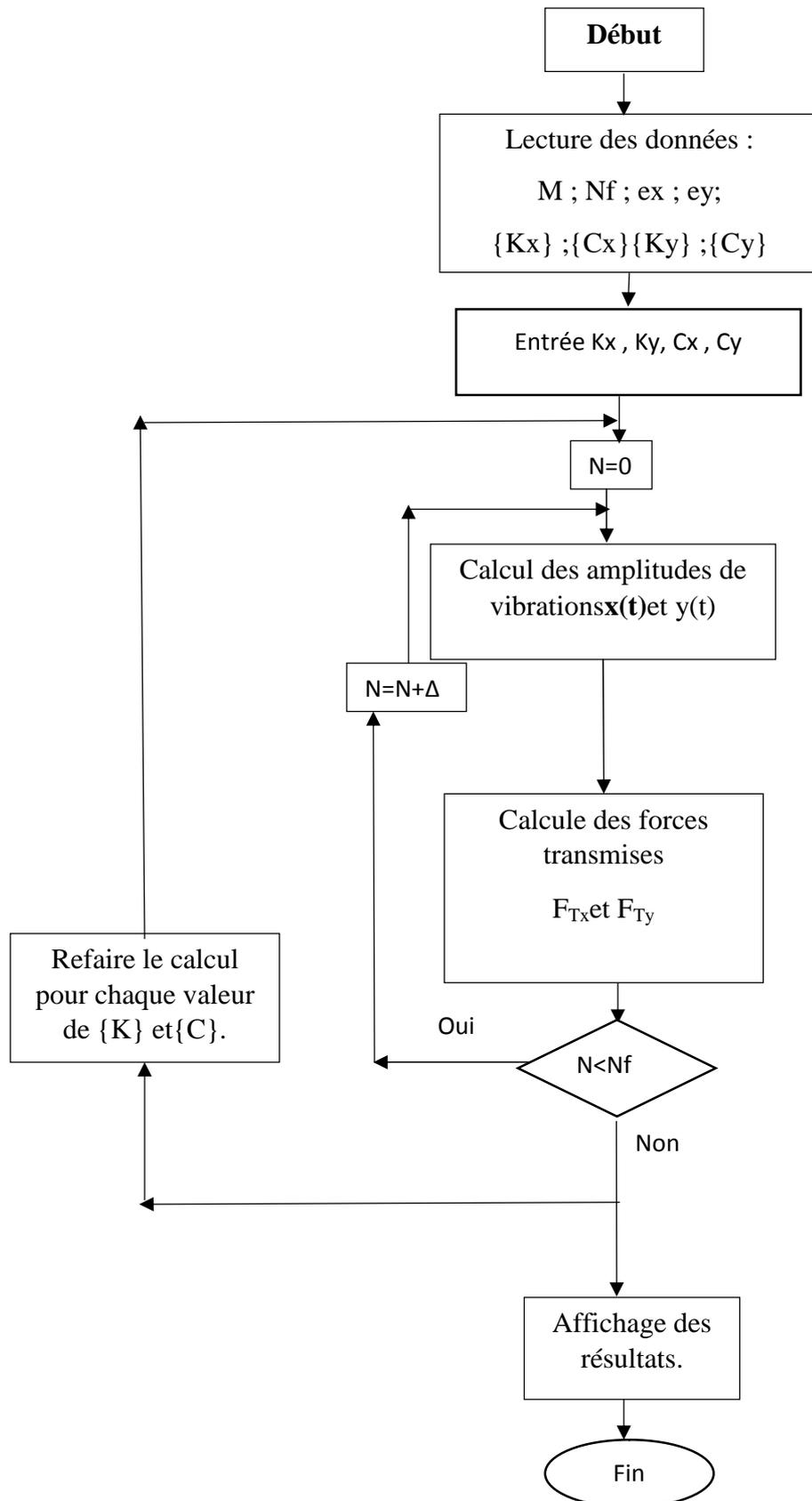
La charge $W_s=301.135$ pour une excentricité de $\epsilon=0.2$

avec : une masse du rotor de $M=301.135/9.81=30.7\text{Kg}$

On rappelle que :

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

III.3 Organigramme de résolution :



III.4 Résultats et interprétations :

III.4.1 Amplitudes de vibrations :

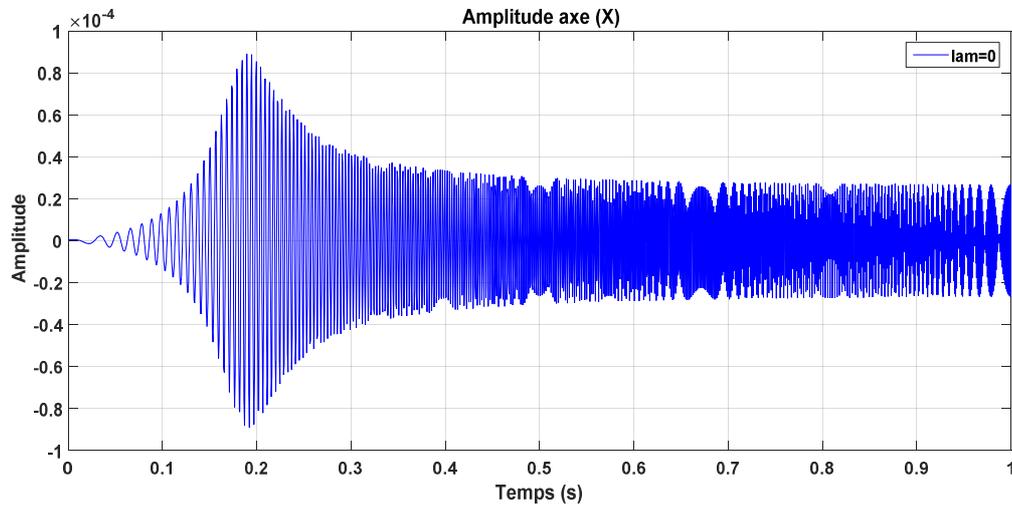


Figure III.1 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0$

La figure III.2, illustre la réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0$, on constate que :

- L’amplitude des vibrations est maximale lors du passage à la vitesse critique.
- La valeur maximale de l’amplitude des vibrations suivant l’axe X est de $0.82 \cdot 10^{-4}$ pour un temps de 0.19s.

III.4.2. Influence du coefficient de Junkies λ sur l’amplitude de vibrations :

Les figures suivantes illustrent l’influence de la variation de l’amplitude des vibrations suivant l’axe X pour des valeurs du coefficient de Junkies λ de : 0.2, 0.4, 0.6 et 0.8.

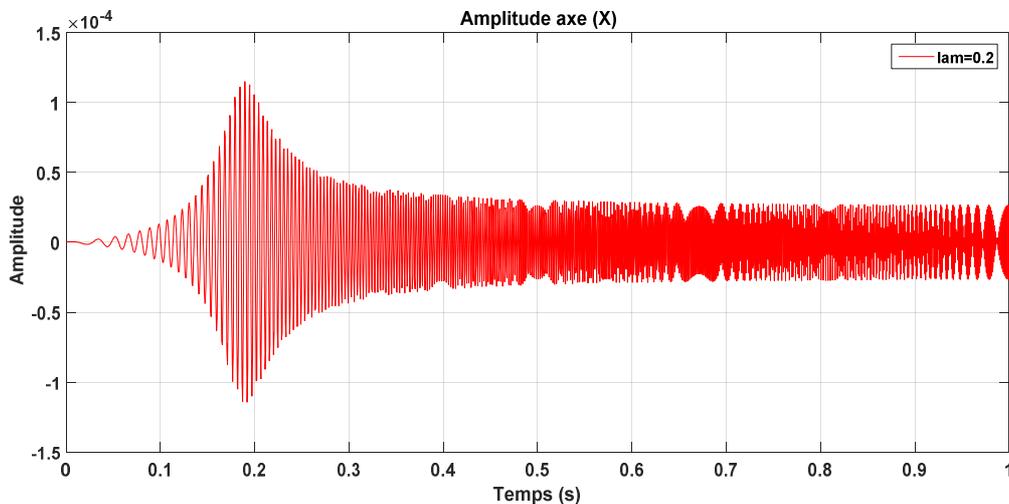


Figure III.2 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0.2$ suivant l’axe X.

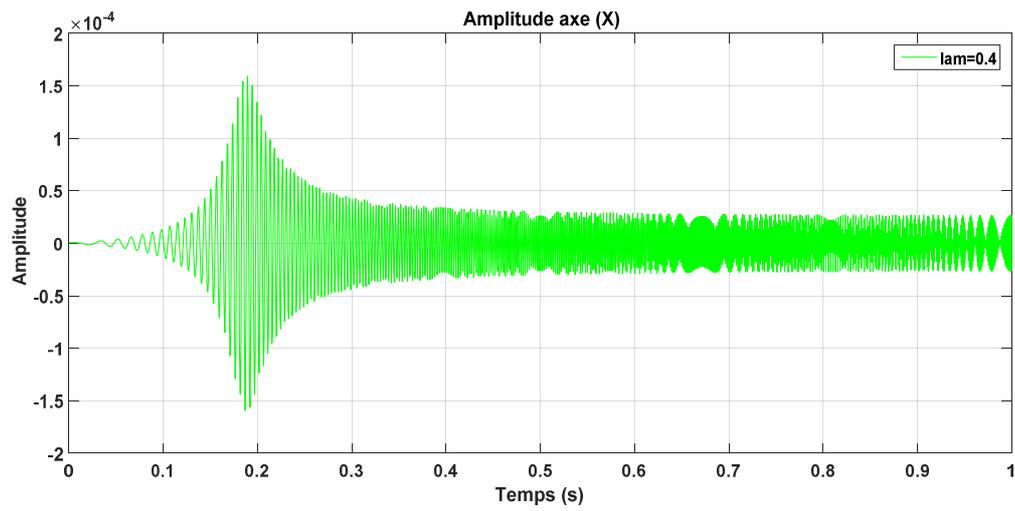


Figure III.3 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0.2$ suivant l'axe X.

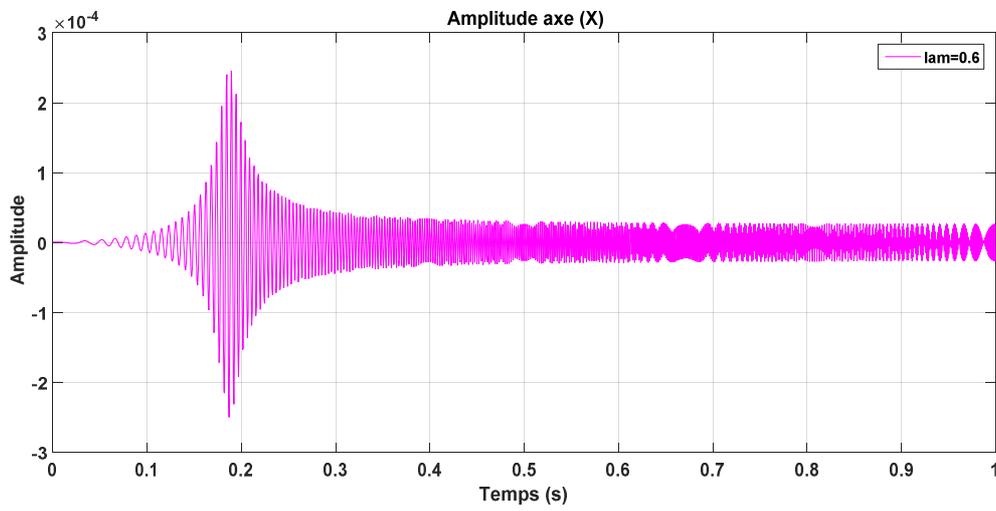


Figure III.4 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0.2$ suivant l'axe X.

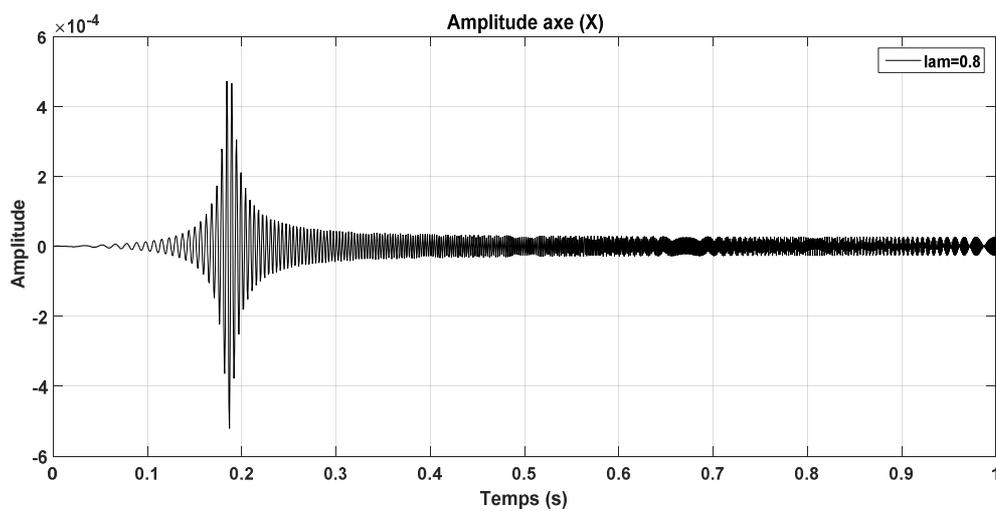


Figure III.5 : Réponse vibratoire en fonction du temps pour $\lambda=0.2$ suivant l'axe X.

On constate une réponse maximale au passage de la vitesse critique pour un temps de 0.19s pour les différentes valeurs du coefficient de Junkies λ . On remarque que les vibrations diminuent avec l'augmentation du coefficient de Junkies λ . La différence des valeurs des amplitudes de vibrations est de 40% pour des valeurs de 0.2 et 0.8 du coefficient de Junkies λ .

III.4.3 Forces transmises :

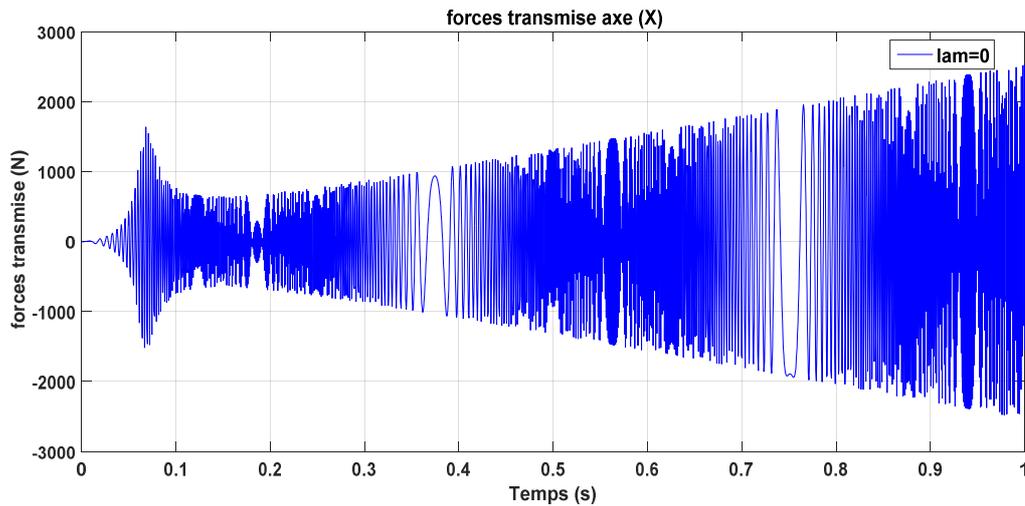


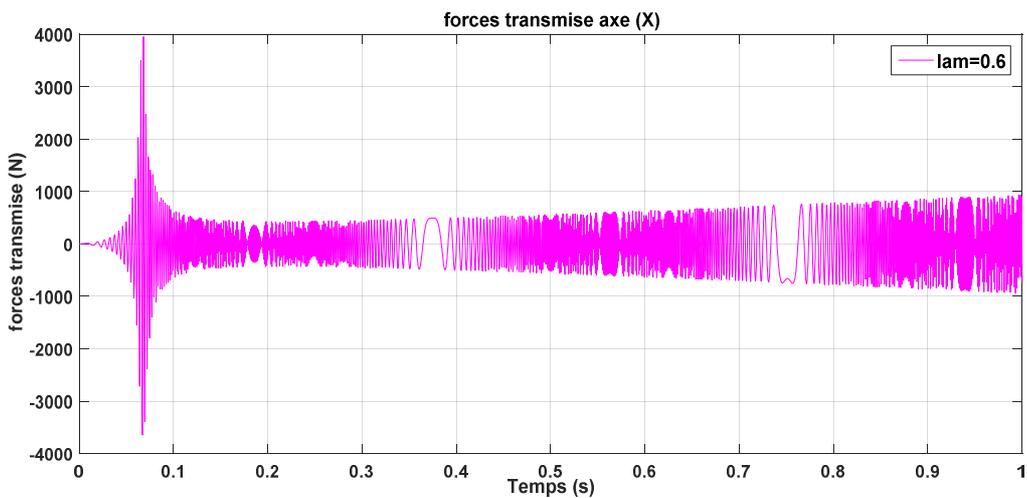
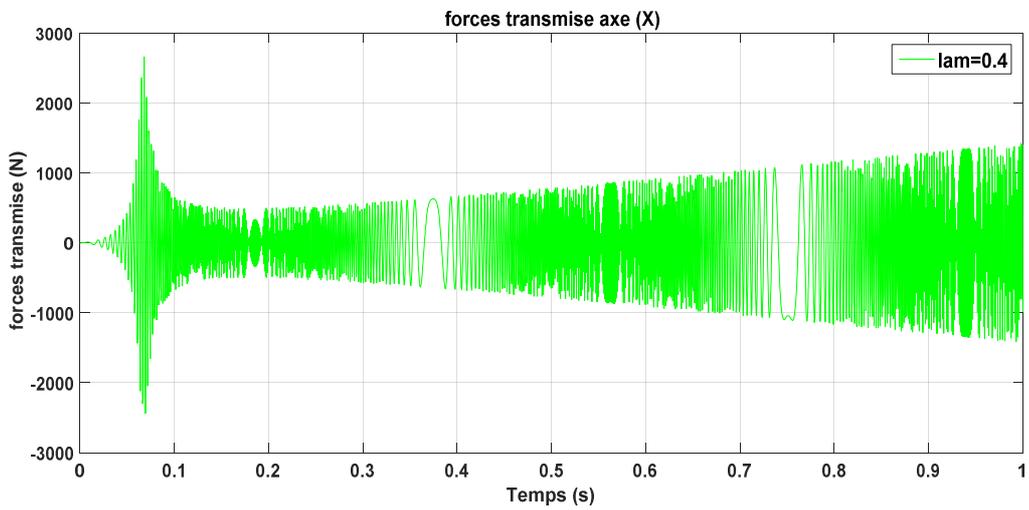
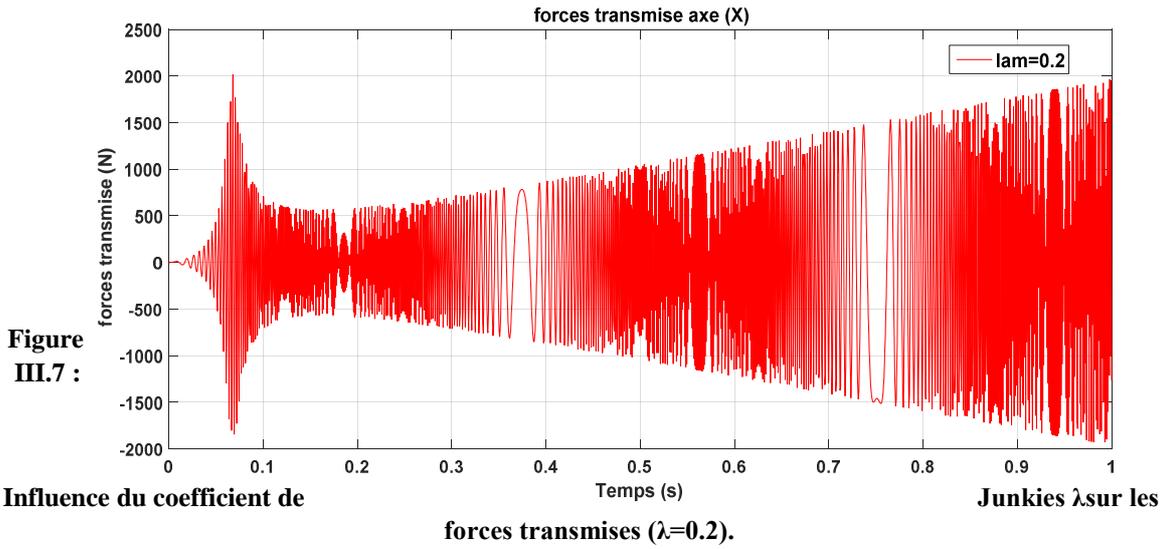
Figure III.6 : Forces transmises pour $\lambda = 0$.

La figure ci-dessus illustre la variation de la force transmise en fonction du temps pour une valeur nulle du coefficient de Junkies λ . On constate que la force transmise atteint une valeur maximale lors du passage de la vitesse critique pour $t = 0.8s$, ensuite on observe une augmentation de la vitesse critique avec l'augmentation de vitesse de rotation.

III.4.4. Influence du coefficient de Junkies λ sur la force transmise :

Les figures III.7, III.8, III.9, et III.10 nous montrent l'influence du coefficient de Junkies λ sur la force transmise pour des valeurs respectives de 0.2, 0.4, 0.6 et 0.8.

On constate un pic de la force transmise pour un temps de $t=0.8s$ lors du passage de la vitesse critique pour toutes les valeurs du coefficient de Junkies λ . Ensuite la force transmise augmente en fonction du temps mais la valeur maximale diminue nettement avec l'augmentation du coefficient de Junkies λ . La différence entre les valeurs de la force transmise pour des valeurs de 0.2 et 0.8 du coefficient de Junkies λ atteint 75%.



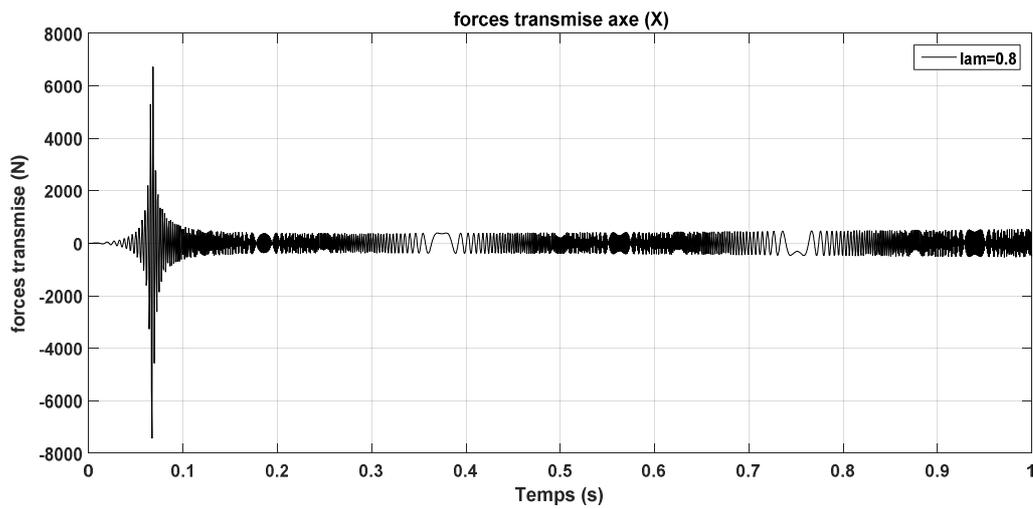
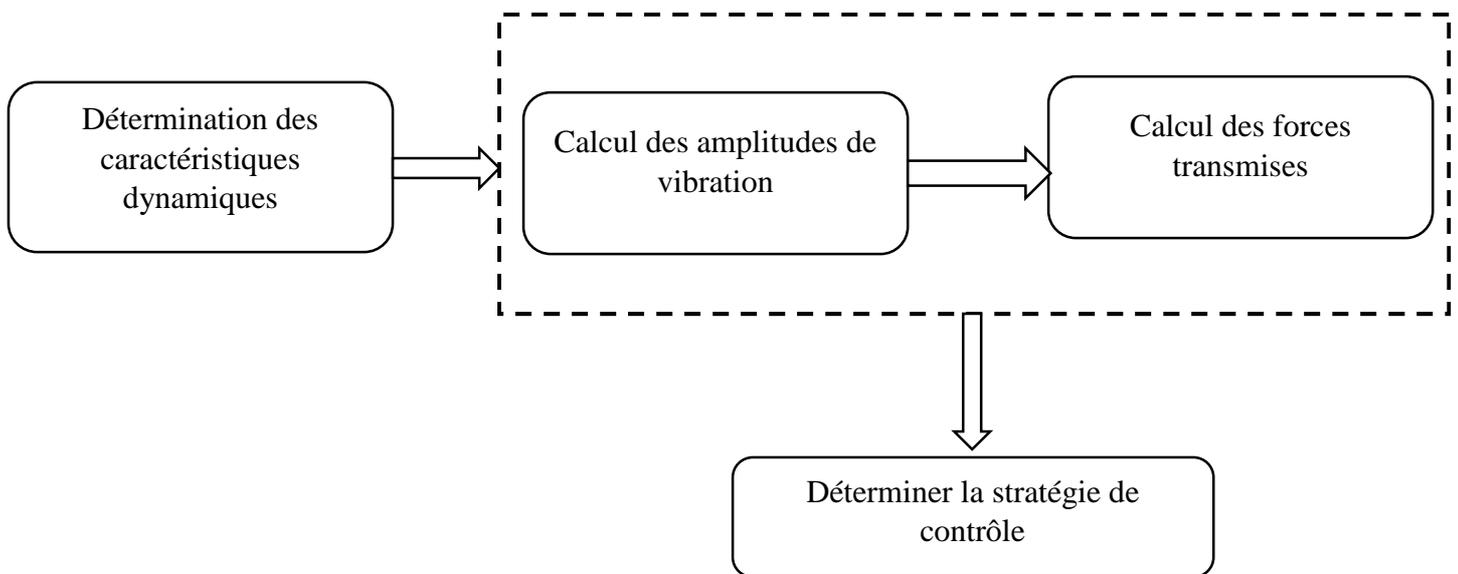


Figure III.10 : Influence du coefficient de Junkies λ sur les forces transmises ($\lambda=0.8$).

III.5 Stratégie de contrôle :



Après la détermination des caractéristiques dynamiques du modèle et le calcul des amplitudes de vibrations ainsi que les forces transmises et en faisant varier du coefficient de Junkies λ on établie la stratégie de contrôle comme indiquée sur le schéma ci-dessus.

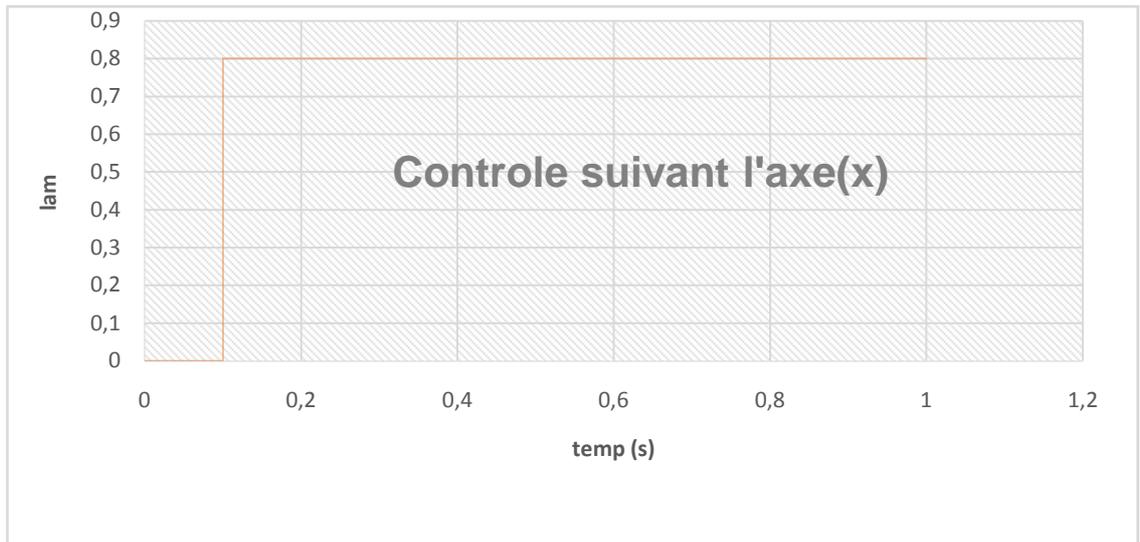


Figure III.11 : Contrôle de vibrations du système par lambda suivant l'axe X.

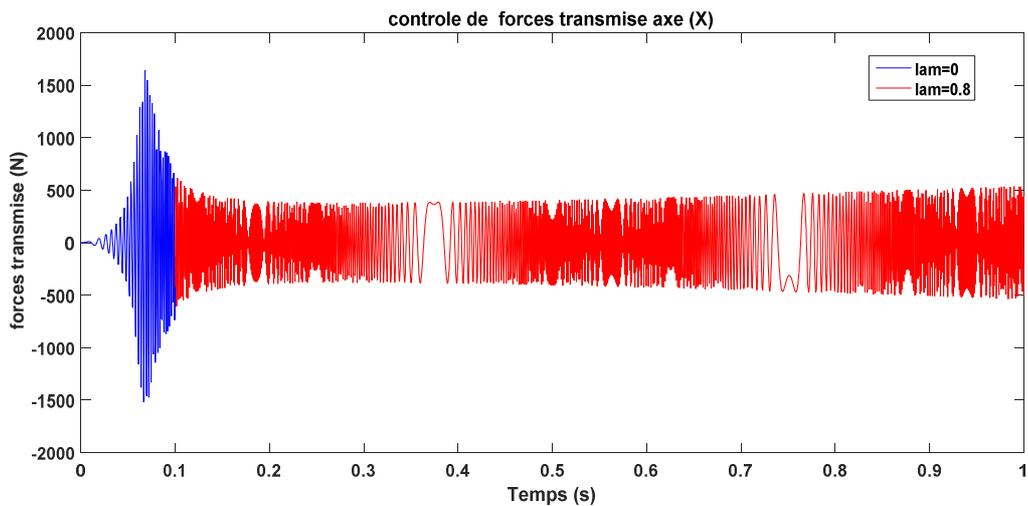


Figure III.12 : Contrôle de l'amplitude des forces transmises suivant l'axe X.

La stratégie de contrôle est basée sur l'idée de l'utilisation d'un palier ferro fluide, où une fois qu'on atteint la valeur critique de la force transmise à $t=0.8s$ suivant l'axe X on fait augmenter la viscosité du fluide par action d'un champ magnétique ramenant le coefficient de Jenkins à 0.8 entrainant une baisse très importante des forces transmises de 2500N à 500N soit une diminution de 80%.

III.6 Conclusion :

Les résultats que nous avons obtenus montrent que :

La stratégie du contrôle consiste à contrôler la viscosité du fluide ferrofluide 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 ferrofluides 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 ferrofluides en régime transitoire. Une modélisation numérique 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 transitoire 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 nonlinéaire. 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 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 :

Une augmentation de l'amplitude des forces transmises est constatée pour les différentes valeurs de λ 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 permis d'éviter complètement l'effet de la résonance et de garder les forces transmises au minimum autour vitesses critiques.

Référence bibliographique

- [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 2nd 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] Hafaifa 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^{ème} 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^{ème} congrès français de mécanique, communication, France, septembre 2005
- [18] Scientific Report, électrorheological fluid and Magneto-rheological Suspension' In the proceedings of the 12th 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] Marcos PINHO, Comportement statique et dynamique d'une suspension de haut-parleur à joint de ferrofluide, ÉCOLE DOCTORALE DE L'UNIVERSITÉ DU MAINE Le Mans, France, 25 janvier 2011
- [21] M^{lle} Asma ABED, Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents, 18/05/2017
- [22] BOUZIDANE, Ahmed conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôle le vibration de rotor. 2007 thèses de doctorat. École de technologie supérieure

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 trois butées hydrostatiques et alimentée par un Ferrofluide, 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

Ferrofluide 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 التصميم 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 ثلاثة مدعوم من السوائل الممغنطة وقد صمم للسيطرة على الاهتزازات الدوارة ولع كتلة غير متوازنة والقوى المنقولة إلى الحامل..

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

ABSTRACT

The tendency to increase rotational speeds of rotating machines requires designs of rotors that must operate beyond one or more of their critical speeds. These rotors then operate in their flexible mode and are subject to significant vibrations. When passive methods are not sufficient to dampen the vibrations generated, we must then use rotor vibration control techniques using smart bearings. A new intelligent hydrostatic bearing with three hydrostatic stops and powered by a fluid Ferro, was designed to control rotor vibration, excited by unbalance, and forces transmitted to the bearing. **In this study**, a new intelligent hydrostatic bearing powered by a ferro fluid to control the vibration of rigid rotors and transmissible forces by controlling the damping control is presented.