

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

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES
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

**Contrôle des vibrations des rotors par un
palier ferrofluide intelligent à patins
hydrostatique**

Préparé par : - HALIMA OUI Youcef
- SAFI Khaled

Devant le Jury :

Nom et prénom	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
MAZARI D.	M.A. A.	UIK Tiaret	Président
BOUZIDAN-E A.	Professeur	UIK Tiaret	Examineur
DEBBIH S.	M.A.A.	UIK Tiaret	Examineur
ATHMANI. H	M.A.A.	UIK Tiaret	Encadreur
BENADDA .M	Doctorant	UIK Tiaret	Co Encadreur

PROMOTION 2019 /2020

Remerciement :

Avant tout, nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir accordé la santé, le courage et les moyens pour suivre nos études et la volonté, la patience et la chance pour la réalisation de ce travail.

Nos sincères remerciements et nous profonde gratitude s'adresse à notre encadreur M. ATHMANI H. pour avoir accepté de diriger ce travail. Nous tenons s à exprimer à monsieur Mohamed BENADDA Doctorant au Département de Génie mécanique, notre gratitude, pour la confiance qu'il nous a accordée, pour nous 'avoir toujours très bien guidé, encouragé et motivé, pour nous avoir permis de finaliser ce travail., pour sa patience, ses encouragements, ses orientations et ses conseils précieux dans la conception de notre travail.

Nos profondes gratitudes vont aussi aux membres de jury qui n'ont fait un grand honneur en acceptant de consacrer du temps à la lecture et l'évaluation de ce travail

Enfin à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail

Dédicace

Je dédie ce travail à mes chers parents pour leur soutien, leur encouragement, leur amour, leur tendresse et leur prière durant mon parcours scolaire

A mes frères : Alaa, Achraf, Hamza, Ilyas et Mokhtar.

A toute ma famille

Ames chères Amies qui m'ont toujours en courage : mon binôme S. Khaled, M. Djamel, H. Mostapha et S. Halima

A tous ceux que j'aime, je dédie ce mémoire

HALJMAOUJ YOUSSEF

Dédicace

Je dédie ce travail à mes chers parents pour leur soutien, leur encouragement, leur amour, leur tendresse et leur prière durant mon parcours scolaire

A mes frères : Samir, Ikbal, Achraf, Fouad.

A toute ma famille

Ames chères Amies qui m'ont toujours en courage : mon binôme H.Youcef, M. Djamel, H. Mostapha et

A.Louiza

A tous ceux que j'aime, je dédie ce mémoire

KHalido

Table des matières

Remerciements.....	i
Dédicaces	ii-iii
Sommaire.....	v
Liste des figures	vii
Nomenclature	viii
Introduction générale	1
I Chapitre I.....	2
I.1 Introduction.....	3
I.2 Rotor	3
I.2.1 Eléments de rotor :.....	3
I.2.2 Classification des rotors :	4
I.3 Les paliers.....	5
I.3.1 Paliers à roulements	5
I.3.2 Paliers lisses	6
I.3.3 Paliers magnétiques.....	7
I.3.4 Paliers et butées fluides.....	9
I.4 Film fluide amortisseur	13
I.5 Fluides intelligents	13
I.5.1 Ferrofluides.....	13
I.5.2 Fluide magnétorhéologique	16
I.5.3 Fluide électrorhéologique	17
I.6 Contrôle des vibrations	18
I.6.1 Contrôle passif :.....	18
I.6.2 Contrôle actif :.....	18
I.6.3 Contrôle semi-active :	19
I.7 Conclusion	19
II Chapitre II	20
II.1 Introduction.....	21
II.2 Modélisation mathématique.....	21
II.2.1 Description d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents	21
II.3 Palier infiniment long	23
II.3.1 Equation de Reynolds.....	23
II.4 Calcule du champ de pression	25

II.4.1	Calcul des caractéristiques	26
II.5	Rotor flexible	28
II.5.1	Formulation du système d'équations	28
II.5.2	L'énergie potentielle	29
II.5.3	L'énergie cinétique	29
II.5.4	Formulation vectorielle des forces d'excitation	29
II.6	Conclusion :	31
III	Chapitre III	32
III.1	Introduction :	33
III.2	Configuration du calcul :	33
III.2.1	Modèle de la simulation de rotor	34
III.3	Organigramme de résolution :	35
III.4	Résultats et interprétations :	36
III.4.1	Amplitudes de vibrations du disque :	36
III.4.2	Amplitudes de vibrations du palier :	38
III.4.3	Forces transmises :	39
III.4.4	Influence du coefficient de Junkies λ sur la force transmise :	40
III.5	Conclusion :	41
IV	Conclusion générale	42
	Reference bibliographique.....	
	Résumé	

List des figures

	Pages
Figure I.1	Schéma de rotor entre palier 3
Figure I.2	Éléments de base d'un rotor 4
Figure I.3	Écarts d'usinage (excentricité, parallélisme) 4
Figure I.4	Constitution de roulement 5
Figure I.5	Palier lisse 6
Figure I.6	Palier magnétique 7
Figure I.7	Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif 8
Figure I.8	Rotor supporté par des paliers magnétiques 9
Figure I.9	Palier hydrodynamique 10
Figure I.10	Principe de la lubrification hydrodynamique 10
Figure I.11	Palier hydrostatique 11
Figure I.12	Configurations de paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques 12
Figure I.13	Rotor monté sur un palier a roulement utilisé comme un film fluide amortisseur (squeeze film damper) 13
Figure I.14	Un ferrofluide 14
Figure I.15	Schéma de principe d'un amortisseur à ferrofluide 15
Figure I.16	Structure des particules d'un ferrofluide sous champ magnétique appliqué 16
Figure I.17	Banc d'essai d'un MR-SFD 16
Figure I.18	(a) : Schéma d'un palier magnétorhéologique MR-SFD (b) : Vue en coupe transversale d'un palier magnétorhéologique 17
Figure I.19	Solidification du fluide dans l'axe du champ 17
Figure I.20	Structure des particules d'un fluide ER sous champ électrique appliqué 18
Figure II.1	Schématisation d'un palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide 22
Figure II.2	Système d'axes. 23
Figure II.3	Condition aux limites 24
Figure II.4	Débit sortant de l'alvéole d'un patin infiniment long 25
Figure II.5	Notations et perspective d'une patin hydrostatique 26
Figure II.6	Modèle de rotor (8 DDL) 28

FigureIII.1	Organigramme du calcul de l'évolution de la position x dans le temp du modèle	34
FigureIII.2	la variation del'amplitude adimensionnelle en fonction de temp de vibration du disque pour ($\lambda=0$)	35
FigureIII.3	la variation del'amplitude adimensionnelle en fonction de temp de vibration du disque pour ($\lambda=0.5$)	35
FigureIII.4	la variation del'amplitude adimensionnelle en fonction de temp de vibration du disque pour ($\lambda=0.9$)	36
FigureIII.5	Amplitude maximale du disque en fonction de λ	36
FigureIII.6	la variation del'amplitude adimensionnelle en fonction de temp de vibration du palier pour ($\lambda=0$)	37
FigureIII.9	la variation del'amplitude adimensionnelle en fonction de temp de vibration du palier pour ($\lambda=0.5$)	37
FigureIII.8	la variation del'amplitude adimensionnelle en fonction de temp de vibration du palier pour ($\lambda=0.9$)	38
FigureIII.9	la variation de Forces transmises en fonction de temps pour $\lambda =0$	38
FigureIII.10	la variation de Forces transmises en fonction de temps pour ($\lambda=0.5$)	39
FigureIII.11	la variation de Forces transmises en fonction de temps pour ($\lambda=0.9$)	39
FigureIII.12	Force transmise maximale en fonction de λ	40

NOMENCLATURE

L	longueur de l'arbre	[m]
d	diamètre de l'arbre	[m]
ρ_d	la masse volumique du disque	[kg/m ³]
M_d	la masse du disque	[kg]
h	épaisseur du disque	[m]
R_1	rayon intérieure du disque	[m]
R_2	rayon extérieure du disque	[m]
m_e	balourd	[kg.m]
ν	coefficient de Poisson	(adimensionné)
E	module de Young	[N/m ²]
m_1	la masse de palier 1	[kg]
m_2	la masse de disque	[kg]
m_3	la masse de palier 2	[kg]
I_p	moment d'inertie	[kg m ²]
I_t	moment d'inertie	[kg m ²]
I	moment d'inertie	[kg*m ²]
h_0	film d'huile	[m]
A_0	longueur de patin	[m]
B_0	largueur de patin	[m]
ν	viscosité cinématique	[Pa.s]
XS	surface de contact	[m ²]
ε	l'excentricité	(adimensionné)
ω	la pulsation propre de système	[rad/s]
N	la vitesse de rotation	[rpm]
P_s	pression d'alimentation	[Pa]
C_{xx}	coefficient d'amortissement suivant l'axe des X	[Ns/m]
C_{yy}	coefficient d'amortissement suivant l'axe des Y	[Ns/m]
K_{xx}	rigidité suivant l'axe des X	[N/m]
K_{yy}	rigidité suivant l'axe des Y	[N/m]
X	le déplacement linéaire suivant l'axe X	[m]

\dot{X}	la vitesse linéaire suivant l'axe X	[m/s]
Y	le déplacement linéaire suivant l'axe Y	[m]
\dot{Y}	la vitesse linéaire suivant l'axe Y	[m/s]
θ	déplacement angulaire	[rad]
$\dot{\theta}$	vitesse angulaire	[rad/s]
$\ddot{\theta}$	accélération angulaire	[rad/s ²]
T	énergie cinétique	[J]
U	énergie de déformation	[J]
F _u	force généralisée autour de l'axe O _x	[N]
F _w	force généralisée autour de l'axe O _z	[N]
[M]	matrice de masse	
[C]	matrice d'amortissement	
[K]	matrice de rigidité	
R _s (x _s , y _s , z _s , z _s)	repère lié au support indéformable	
R _o (x _o , y _o , z _o)	repère galiléen	
λ	Coefficient de junkies	

Introduction générale

Les machines tournantes sont devenues depuis nombreux des éléments indispensables pour l'industrie moderne. Les constructeurs sont amenés à améliorer leur produit. 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.

Les paliers fluides intelligents sont les plus appropriés aux machines tournantes, on dénote les paliers ferrofluides à patins hydrostatiques. Ces paliers présentent, ces dernières années, un grand d'intérêt pour les concepteurs des paliers industriels. Ils constituent parmi les solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations de rotors et forces transmissibles lors du passage des vitesses critiques.

Le contrôle 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.

L'objectif principal de notre travail consiste à étudier l'influence du coefficient de Junkies λ sur l'amplitude adimensionnelle de vibration du disque et de palier, et Influence du coefficient de Junkies λ sur l'amplitude des forces transmises en fonction de vitesse de rotation suivant l'axe X, d'un arbre flexible monte dans deux paliers à trois patins hydrostatiques. L'arbre flexible soumise a des excitations de type balourd.

Le présent travail est organisé en trois chapitres :

- Dans le premier chapitre, nous présentons une étude bibliographique résumant quelques travaux publiés sur les classifications des rotors, les différents type des paliers et les fluides intelligents.
- Dans le deuxième chapitre, nous donnons une modélisation mathématique d'un arbre flexible monté sur deux paliers à trois patins hydrostatiques.
- Dans le dernier chapitre, nous présentons les résultats numériques obtenus ainsi que leurs interprétations.

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

Chapitre I

Recherche Bibliographique

I.1 Introduction

Dans ce premier chapitre une étude bibliographique concernant les paliers et les rotors, les paliers et les fluides intelligents utilisés dans le contrôle des vibrations des éléments tournants des machines a été réalisé. Nous présentons dans un premier temps les rotors rigides et les rotors flexibles aussi les différents types des paliers. La deuxième partie concerne les paliers fluides intelligents les paliers ferrofluides, Les contrôles passifs, contrôles actifs et contrôles semi-actives des vibrations de rotors

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).

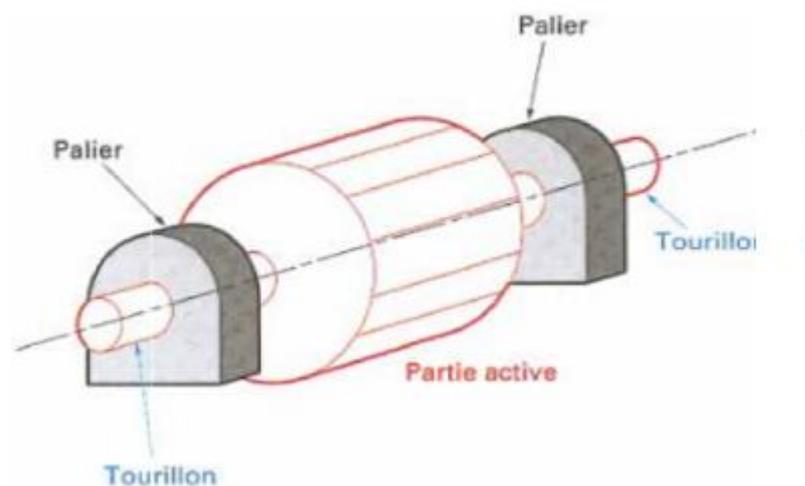


Figure I.1 : Schéma de rotor entre palier [1]

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.

I.2.1 Eléments de rotor :

Les éléments de base d'un rotor sont : (voir Figure I.2) Le disque, l'arbre, les paliers et le balourd

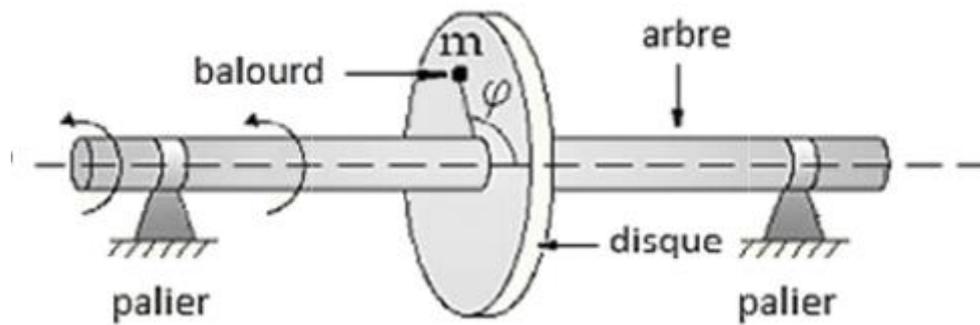


Figure I.2 : Éléments de base d'un rotor [1]

I.2.2 Classification des rotors :

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

a) Rotor rigide

Si la déformation de l'arbre de rotation est négligeable dans la plage de vitesse de fonctionnement, il est appelé un rotor rigide [1].

b) Rotor flexible

Un rotor est généralement considéré comme étant souple ou flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle (vitesse critique). La règle de base est de considérer un rotor flexible s'il fonctionne à 70% de la 1ère critique ou plus rapide. Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible. La déformation la plus élevée d'un rotor est en général au voisinage de la vitesse critique. Donc la plage de la vitesse de fonctionnement par rapport aux vitesses critiques détermine si le rotor est rigide ou flexible [2].

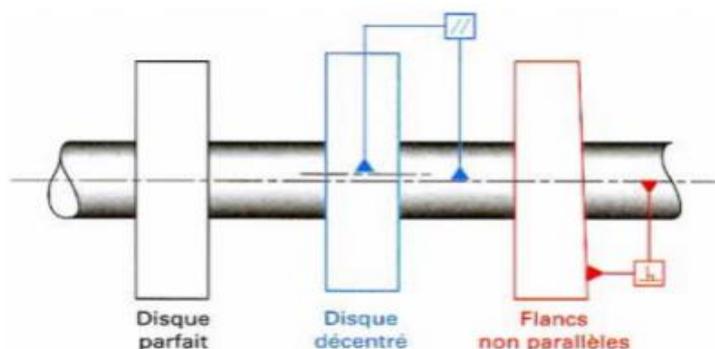


Figure I.3: Écarts d'usinage (excentricité, parallélisme) [3]

I.3 Les paliers

Les paliers sont des organes utilisés en construction mécanique pour supporter et guider, en rotation, des arbres de transmission qui permet le mouvement relatif entre deux surfaces grâce à l'emploi de lubrifiants et de matériaux de guidage adaptés au problème et dits matériaux antifriction. Ce mouvement est freiné par une force résistante qui a pour effet de : provoquer l'usure, consommer de l'énergie et engendrer des échauffements pouvant conduire à des soudures entre les surfaces à grande vitesse.

I.3.1 Paliers à roulements

Le roulement est constitué de deux bagues (une bague intérieure et une bague extérieure), d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles) et d'une cage séparant les éléments roulants (figure I.4). Les roulements sont caractérisés par une rotation rapide avec un minimum de frottement et une capacité de supporter des charges radiales ou axiales importantes [4]. Avec des conditions de fonctionnement normales, les coefficients de frottement des roulements sont généralement entre 0.001 et 0.002 [5]. Cependant, leurs majeurs inconvénients sont l'existence des pics de vibration d'amplitude dangereusement élevée lorsque les vitesses critiques sont atteintes [6], et les défaillances mécaniques par détérioration de surface [7].

Les roulements peuvent être classés en deux types : le roulement à billes qui offre un faible frottement à des vitesses de rotation élevées, et le roulement à rouleaux qui offre une forte capacité de charge grâce au contact linéaire mais son frottement est plus élevé. Dans chacune de ces deux catégories, il existe plusieurs configurations géométriques.

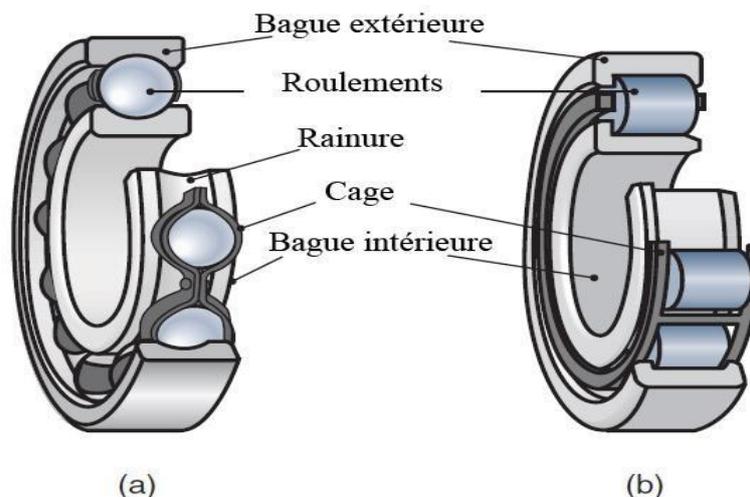


Figure I.4. Constitution de roulements.

(a) roulement à billes. (b) roulement à rouleaux [8].

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 (figures I.5). [8]

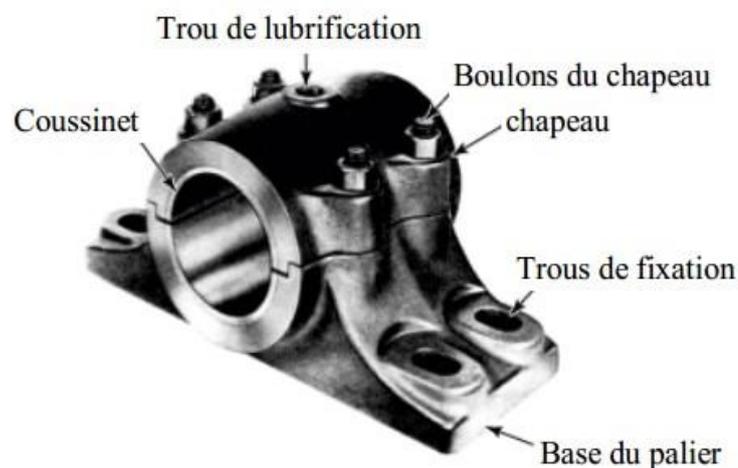


Figure I.5 : Palier lisse [8]

Avantages

- Solution économique et simple à maitre en œuvre.

Inconvénients

- Frottements 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 magnétiques

Les paliers magnétiques sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement ni contact. Leur domaine de prédilection concerne les applications à très haute vitesse de rotation, celles pour lesquelles il faut minimiser les pertes, éviter l'usure, ne pas polluer un environnement sensible par des poussière ou un lubrifiant, supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance (figures I.6). [9]



Figure I.6 : Palier magnétique [8]

Il en existe deux types : les paliers passifs et les paliers actifs.

Les paliers passifs fonctionnent par les forces permanentes d'interaction entre deux aimants. Malgré que leur système soit simple et facile à utiliser [9], leur inconvénient majeur est que l'amortissement fourni est très faible. Pour cela, les paliers magnétiques actifs sont

favorisés à cause de leur rigidité, amortissement et l'atténuation des forces de balourd dans les systèmes tournants [10].

Un palier actif est généralement constitué de (figures I.7 et I.8) :

- Des électroaimants où le courant est appliqué à chaque bobine pour produire des forces d'attraction
- Un capteur qui mesure le déplacement du rotor de sa position de référence.
- Un microprocesseur en tant que contrôleur qui obtient un signal de contrôle à partir de la mesure.
- Un amplificateur de puissance qui transforme ce signal en un courant de contrôle. Ce dernier génère un champ magnétique dans les électroaimants, ce qui entraîne des forces magnétiques qui font léviter le rotor en rotation et le maintenir en position de flottement sans contact.

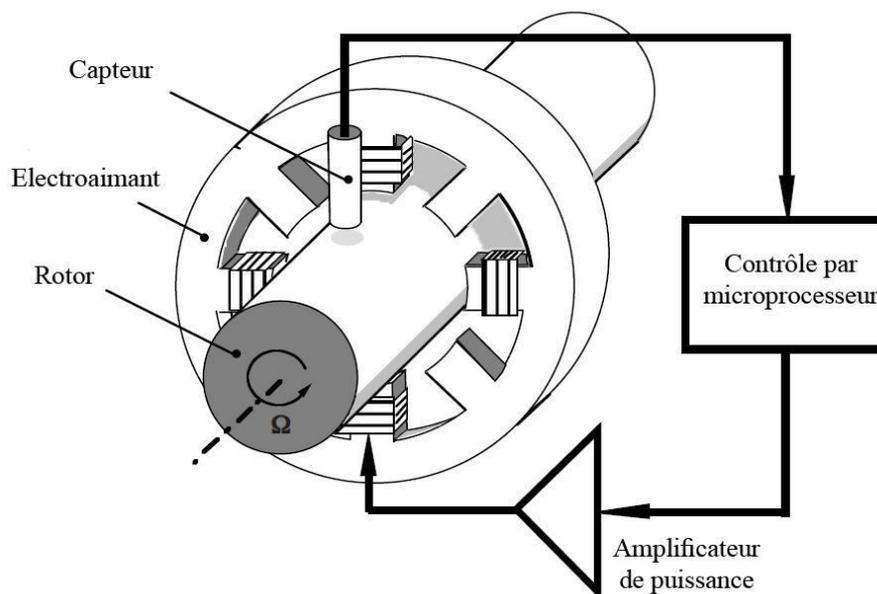


Figure I.7. Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif [10].

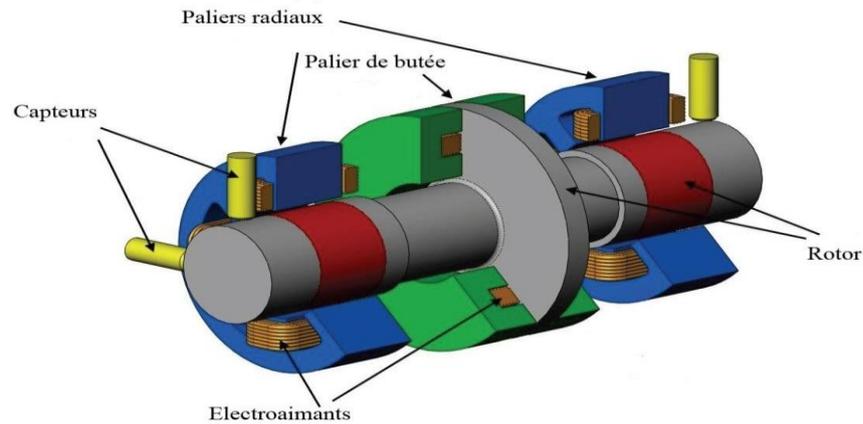


Figure I.8. Rotor supporté par des paliers magnétiques [9].

Les avantages principaux des paliers magnétiques sont : une fiabilité plus élevée avec peu ou pas de maintenance, des frottements réduits, aucun lubrifiant contaminant, une réduction des vibrations, une surveillance améliorée et un diagnostic amélioré [11].

Malgré ces avantages, l'utilisation de ces paliers a été limitée par la complexité du système et le coût élevé. Cependant, les progrès dans la technologie des paliers magnétiques ont surmonté de nombreuses limitations en termes de miniaturisation, simplicité et intégration. Par exemple, la taille des paliers magnétiques radiaux a été réduite pour plus de 30% [11].

En conséquence, ces avantages et ces progrès ont conduit à des applications réelles pour les paliers magnétiques tels que : les turbomachines, les techniques de vide, les machines-outils, suspensions sans contact pour microtechniques, etc.

I.3.4 Paliers et butées fluides

Il existe deux grandes classes de paliers et butées fluides :

- Les paliers et butées hydrodynamiques où la portance résulte de la géométrie du film lubrifiant et de la cinématique des surfaces
- Les paliers et butées hydrostatiques où la portance est principalement due à l'existence d'une source extérieure de fluide sous pression. [12]

I.3.4.1 Paliers hydrodynamiques

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

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés dans l'industrie. On les rencontre dans les moteurs à combustion interne, les compresseurs et les turbines. La vitesse maximale d'un palier hydrodynamique supportant un arbre de diamètre de 100 mm ayant une charge maximale de 400 kN peut atteindre 60 krpm. Cependant, l'emploi de paliers hydrodynamiques résulte en des seuils de vitesses supercritiques au-delà desquelles ils rendent le système instable ; ce qui découle des termes de couplage de la rigidité du film d'huile (figures I.9 et I.10). [12]



Figure I.9 Palier hydrodynamique [12].

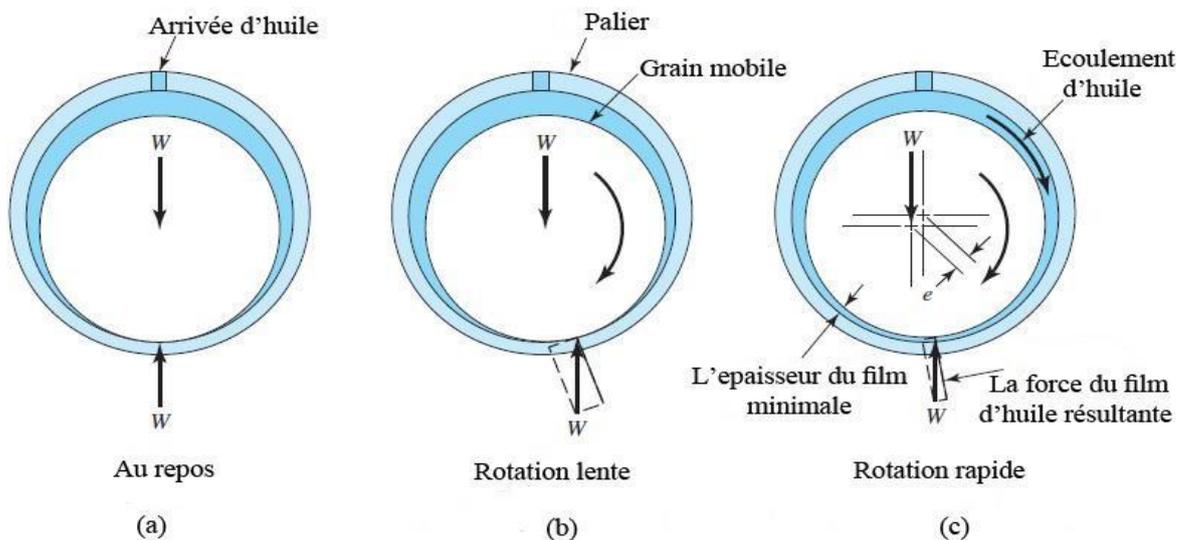


Figure I.10. Principe de la lubrification hydrodynamique [5].

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) Ø 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

I.3.4.2 Paliers hydrostatiques

Des paliers hydrostatiques, qui sont largement utilisés dans la machine-outil industries, fournissent une grande rigidité fluide de film, une faible perte de puissance, le mouvement sans heurt et le palier peut être conçu pour répondre aux exigences de la machine outils. Ces types de paliers nécessitent généralement des dispositifs de commande d'écoulement pour contrôler les caractéristiques de roulement.

Lorsque la vitesse relative entre deux surfaces est trop faible pour générer une pression sustentatrice, on introduit alors une pression dans le fluide par un système extérieur au palier pour obtenir un film d'huile épais, c'est l'effet hydrostatique.

La friction générée par le déplacement entre les deux surfaces ne sera alors fonction que du cisaillement de l'huile. Plus la pression extérieure sera forte et plus la friction sera faible du fait de l'accroissement de l'épaisseur de film. [12]

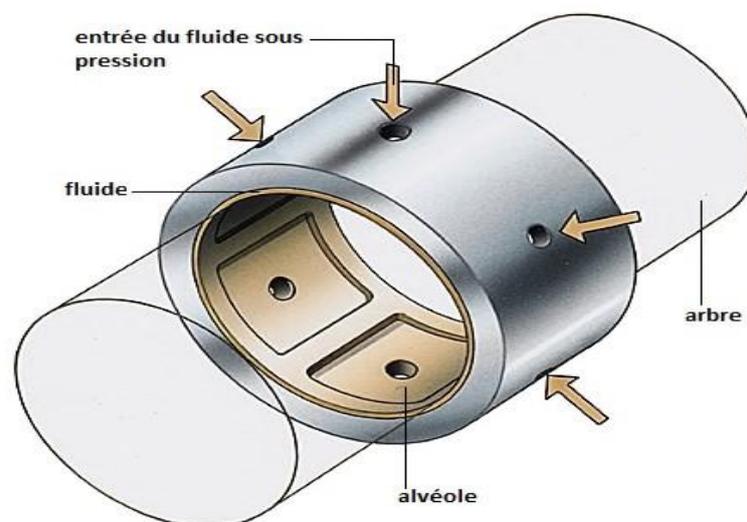


Figure I.11 : Palier hydrostatique [12]

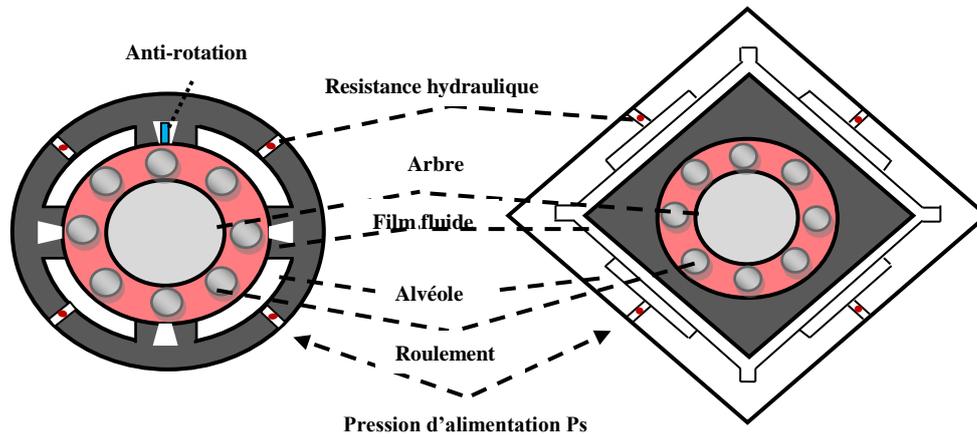


Figure I.12: Configurations de paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques [13]

Avantages

- Excellente efficacité, y compris au démarrage
- Frottements très faibles
- 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 Film fluide amortisseur

Un film fluide amortisseur (squeeze film damper) s'intègre au niveau d'un ou plusieurs paliers de turbomachine, il a pour rôle de dissiper de l'énergie par écrasement d'un film fluide afin de réduire les vibrations (figures I.13).

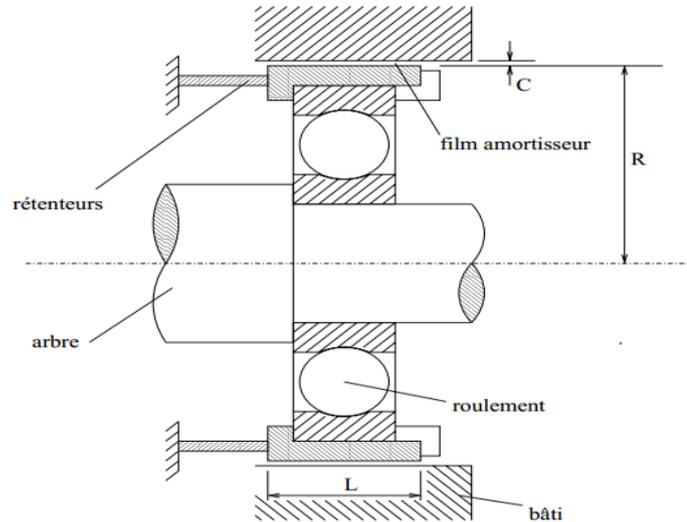


Figure I.13. Rotor monté sur un palier à roulement utilisé comme un film fluide amortisseur (squeeze film damper). [13]

Un film fluide amortisseur (figure 1.13) est constitué d'un film fluide, typiquement inférieur à 0.25 mm d'épaisseur [14], introduit entre la bague extérieure du roulement et son logement. Il faut empêcher la rotation de la bague intérieure du palier soit par des broches libres entre les deux bagues, soit en utilisant une cage écureuil qui lie la bague extérieure du palier au stator. Dans le premier cas, le palier n'est pas centré dans son logement, alors que dans le deuxième cas fournit un mécanisme élastique de centrage. La rotation de l'arbre est assurée par le roulement et le mouvement du palier dans son logement se limitant à un orbitage sans rotation qui induit un effet d'écrasement du film fluide créant un amortissement.

I.5 Fluides intelligents

Les fluides intelligents sont des fluides où leurs propriétés rhéologiques changent en fonction de paramètres extérieurs. Les fluides électrorhéologiques, magnétorhéologiques et les nano fluides sont les fluides intelligents les plus étudiés

I.5.1 Ferrofluides

Le ferrofluide ou bien fluide magnétique est une dispersion colloïdale de nanoparticules magnétiques dans un liquide porteur. Le diamètre des nanoparticules est compris entre 5 et

20 nm [15]. Un surfactant est habituellement ajouté à la suspension afin d'empêcher l'agglomération des particules magnétiques.

Les ferrofluides répondent immédiatement au champ magnétique appliqué. Dans un champ uniforme, les particules s'alignent sous l'action du champ. Et dans un champ non uniforme, le fluide réagit comme un liquide magnétique homogène qui se déplace vers la région la plus élevée du champ. Ainsi, ces fluides peuvent être positionnés et commandés précisément par un champ magnétique externe [15].

En raison de cet avantage unique, les ferrofluides ont plusieurs applications [15, 16] comme les ordinateurs, les amortisseurs, le transfert de chaleur, la lubrification des paliers, la biomédecine, etc.

Le comportement d'un ferrofluide est représenté dans la figure I.14. Une des applications des ferrofluides est représenté par un schéma de figure I.15.



Figure I.14. : (a) Comportement d'un ferrofluide lorsqu'un champ magnétique est appliqué [17] ; (b) La couche de surfactant autour d'une particule d'un ferrofluide [18].

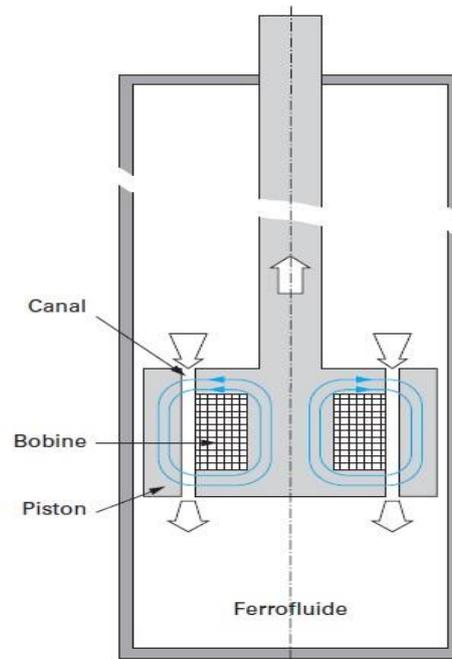


Figure I.15. Schéma de principe d'un amortisseur à ferrofluide [19].

a- 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 μ .

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 lignées. Au delà de cette valeur, la magnétisation reste stationnaire.

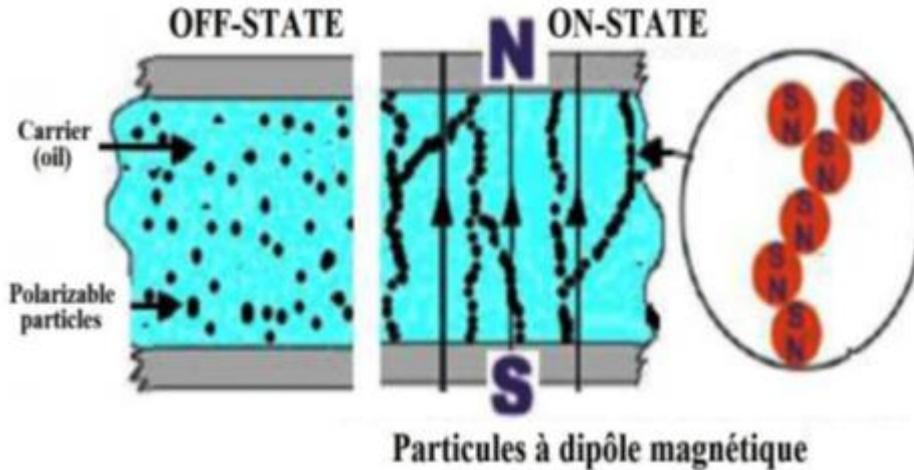


Figure I.16. Structure des particules d'un ferrofluide sous champ magnétique appliqué. [13]

I.5.2 Fluide magnétorhéologique

Un fluide magnétorhéologique est un fluide qui voit ses propriétés rhéologiques qui augmentent en appliquant un champ magnétique. Le changement des propriétés est réversible et rapide. Le fluide magnétorhéologique passe de l'état liquide jusqu'à réticulation pendant l'application d'un champ magnétique.

Les fluides magnétorhéologiques sont constitués de particules solides magnétisables de taille micrométrique dispersés dans un fluide non-conducteur. Des additifs sont généralement utilisés pour améliorer la stabilité de ces fluides.

Les fluides magnétorhéologiques peuvent être appliqués dans le domaine de contrôle des vibrations des rotors, les systèmes de freinage, les systèmes d'amortissements, etc.

Un banc d'essai d'un film fluide amortisseur magnétorhéologique (magnétorhéologique squeeze film damper MR-SFD) est présenté dans la figure I.17. La figure I.18 présente un schéma d'un film fluide amortisseur magnétorhéologique.

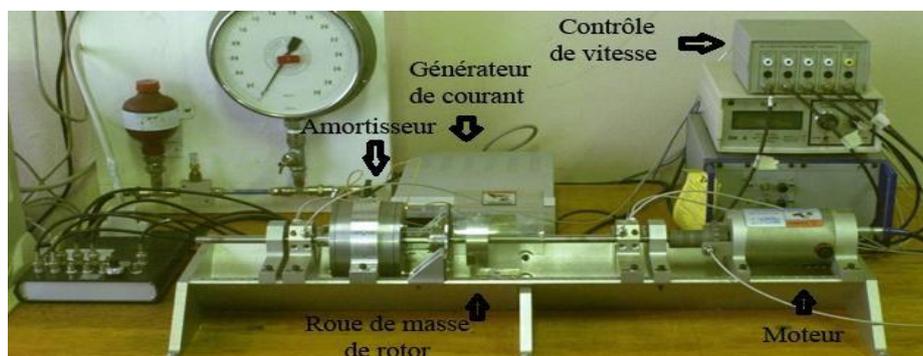


Figure I.17. Banc d'essai d'un MR-SFD [20]

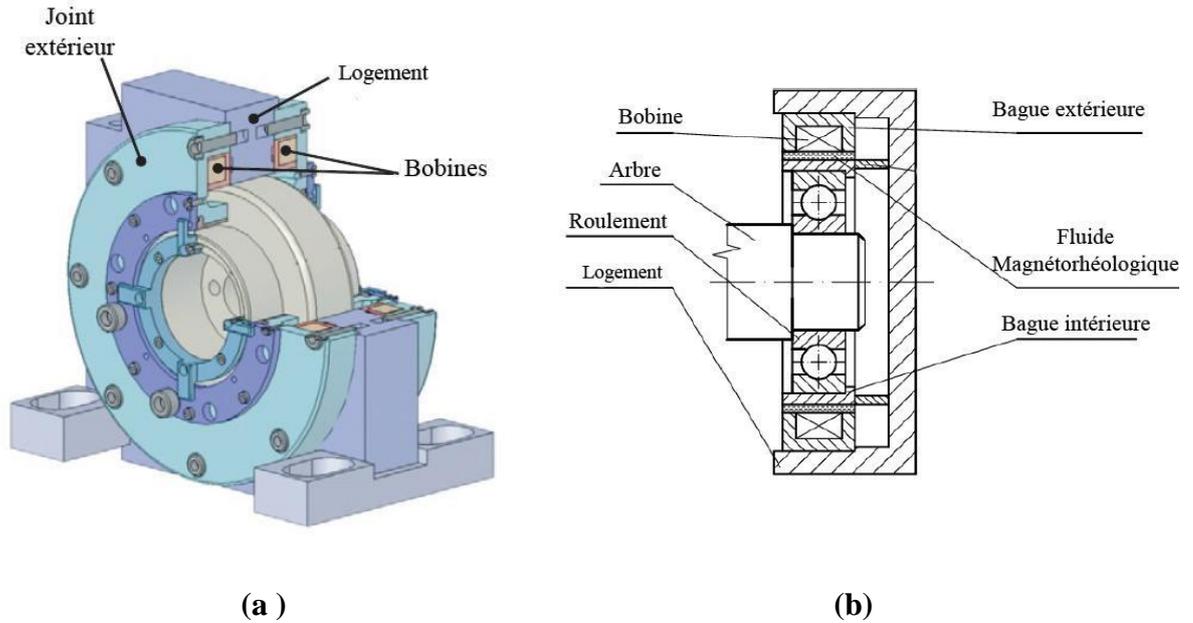


Figure I.18. : (a) Schéma d'un palier magnétorhéologique MR-SFD [21].

(b) Vue en coupe transversale d'un palier magnétorhéologique [22].

I.5.3 Fluide électrorhéologique

Un fluide électrorhéologique (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

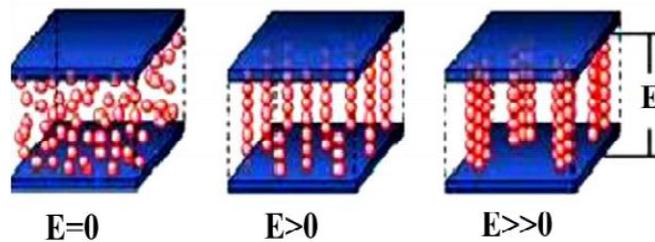


Figure I.19 Solidification du fluide dans l'axe du champ

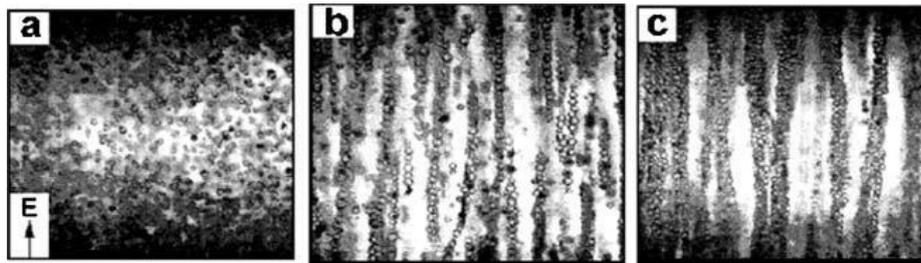


Figure I.20. Structure des particules d'un fluide ER sous champ électrique appliqué, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.9$ kV/mm (c) [24].

La transformation rapide (en quelques millisecondes) des fluides ER d'un état liquide vers un état solide provoque un changement réversible dans leurs propriétés rhéologiques (viscosité, contrainte mécanique, module de cisaillement, etc.), où la viscosité augmente par un facteur de 10^5 [25].

I.6 Contrôle des vibrations

Le contrôle des vibrations des rotors par des paliers intelligents s'avère très recommandé pour contrôler les vibrations lors du passage des vitesses critiques. Plusieurs chercheurs ont étudié la possibilité d'employer les fluides magnétiques tels que les ferrofluides en tant que lubrifiants intelligents. Les fluides magnétiques ont une variété de propriétés qui les rend applicables dans nombreux domaines. Ceci va leur permettre notamment de pouvoir remplacer d'autres matériaux moins efficaces au niveau d'un système complexe et donnera lieu à des nouvelles solutions pour la technologie

I.6.1 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.

I.6.2 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.

I.6.3 Contrôle semi-active :

Selon la réponse dynamique, le système semi-active modifie les propriétés structurelles des structures en utilisant une rigidité variable ou un système d'amortissement variable.

Dans le système semi-actif, contrôler indirectement les forces agissant sur l'objet de contrôle, et les dispositifs de contrôle sont entraînés par de petites ressources de puissance. Le système de contrôle semi-actif n'ajoute pas d'énergie à la structure et ses propriétés peuvent être modifiées dynamiquement. Les amortisseurs magnétorhéologiques (IRM), les amortisseurs à orifice variable et les amortisseurs à liquide accordés sont des exemples de dispositifs semi-actifs

I.7 Conclusion

Ce chapitre constitue une présentation de la motivation qui a mené aux travaux de recherche qui seront présentés plus loin. Nous avons axé la présentation sur paliers hydrostatiques leurs principe de lubrification et mettre en lumière les études faites récemment pour le calcul de leurs caractéristiques. Cet aspect nous a conduit à faire un panorama non exhaustif des techniques de lubrification existantes et les développements qui leurs sont associées dans différents domaines.

Une étude bibliographique a été faite concernant les ferrofluides, nous pouvons définir les travaux de recherche que nous allons accomplir et leurs particularités vis-à-vis de ceux déjà réalisés. À travers cette étude rhéologique, nous avons présenté le concept magnétique des ferrofluides sous champ magnétique.

Nous avons vu que ces fluides ont été étudiés par plusieurs chercheurs récemment surtout dans le domaine de contrôle de vibration des rotors, et que ces fluides ont trouvé des applications réelles dans ce domaine.

Enfin, nous avons présenté l'objectif de cette thèse avec un schéma descriptif d'un palier hydrostatique à trois patins alimentés par un ferrofluide et le principe de notre recherche.

Chapitre II

Modélisation mathématique

I.8 Introduction

L'objet principal de ce chapitre est consacré à l'étude du comportement dynamique non linéaire d'un arbre flexible montée sur un palier hydrostatique à trois patins, alimentés par trois résistances hydrauliques de type capillaire. L'écoulement est considéré incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent et le champ magnétique est uniforme. Les perturbations dynamiques sont de type balourd.

Dans cette étude, un modèle numérique basé sur la théorie non linéaire a été développé, afin d'étudier l'effet du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules, sur l'amplitude de vibration et la force transmise.

I.9 Modélisation mathématique**I.9.1 Description d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents**

Sur la figure II.1 nous avons schématisé un rotor 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 ferrofluide 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 [27].

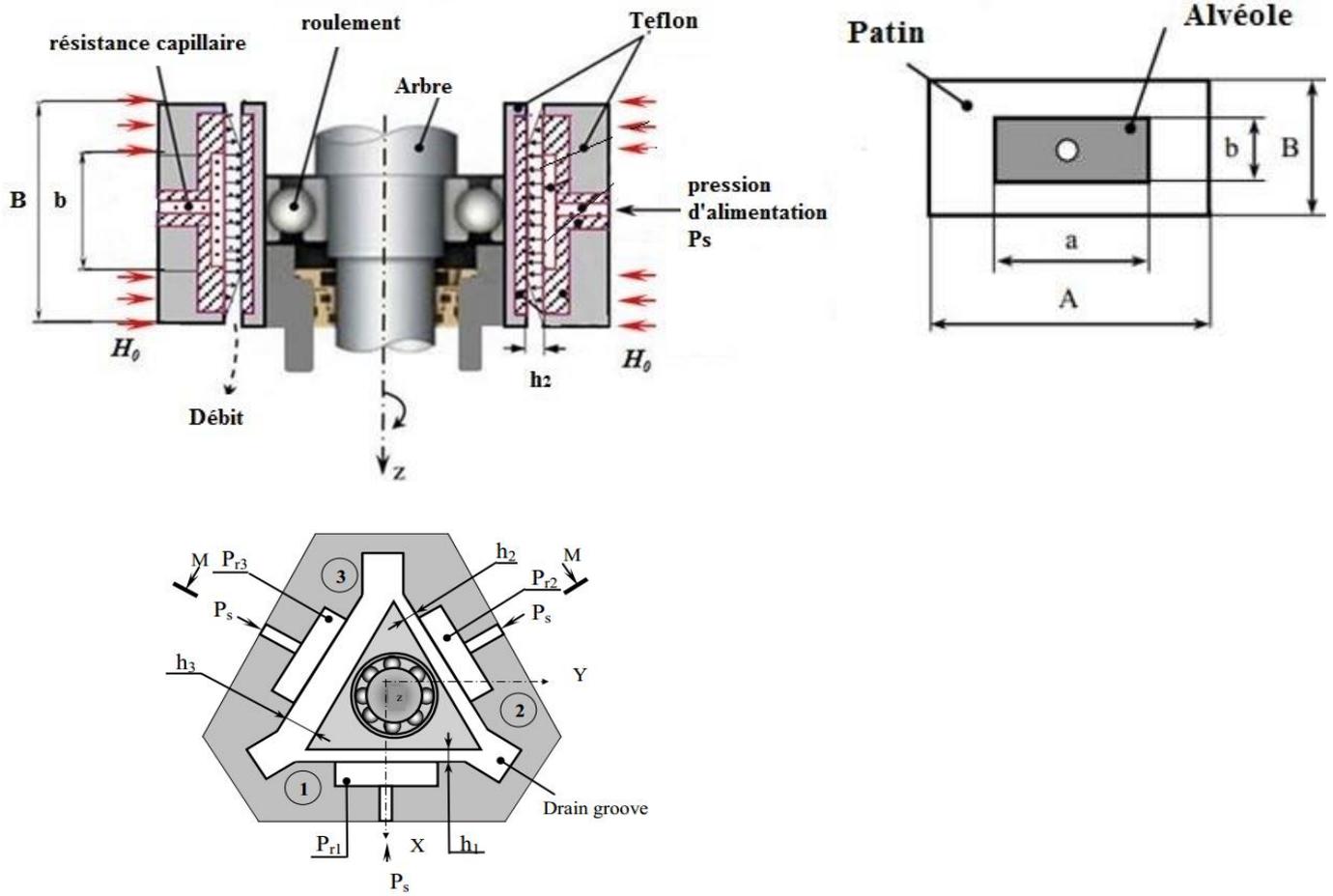


Figure. II.1. Schématisation d'un palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide [32]

Soit h_0 l'épaisseur du film en position centrée :

$$\begin{cases} h_1 = h_0 + x_1 \\ h_2 = h_0 - x_2 \\ h_3 = h_0 - x_3 \end{cases} \quad (\text{II.1})$$

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

$$\begin{cases} x_1 = x \\ x_2 = x \sin(\pi/6) - y \cos(\pi/6) \\ x_3 = x \sin(\pi/6) + y \cos(\pi/6) \end{cases} \quad (\text{II.2})$$

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

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = \dot{x} \\ \dot{h}_2 = \dot{x} \sin(\pi/6) - \dot{y} \cos(\pi/6) \\ \dot{h}_3 = \dot{x} \sin(\pi/6) + \dot{y} \cos(\pi/6) \end{cases} \quad (\text{II.3})$$

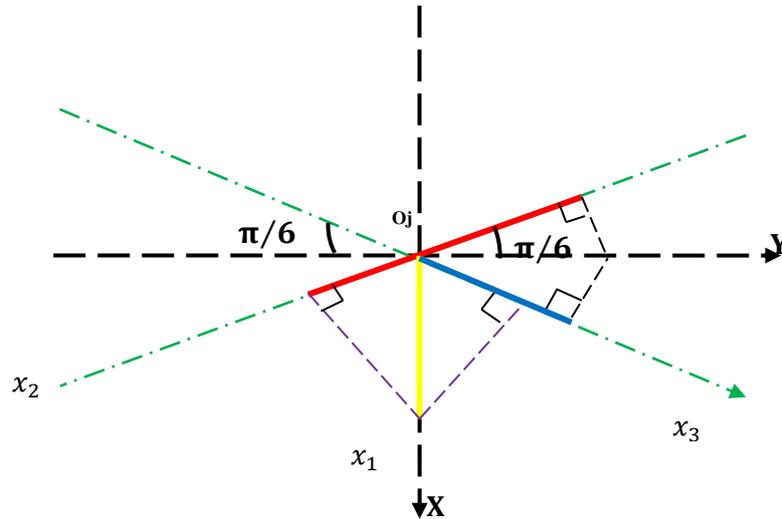


Figure II.2. Système d'axes.

I.10 Palier infiniment long

Deux manières différentes a été effectués pour calculer les caractéristiques dynamiques du palier, on peut considérer le palier comme un ensemble indissociable ; ou en considérant le palier comme la juxtaposition de trois butées hydrostatiques à simple effet.

Dans la présente étude nous allons utiliser la seconde méthode car, elle est couramment utilisée. Dans ce cas, pour le calcul des caractéristiques de chaque patin hydrostatique se fait successivement. Cette méthode 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 patin.

I.10.1 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 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 ($y = h_i$) : $U_{2i} = 0 ; V_{2i} = 0 ; W_{2i} = 0$

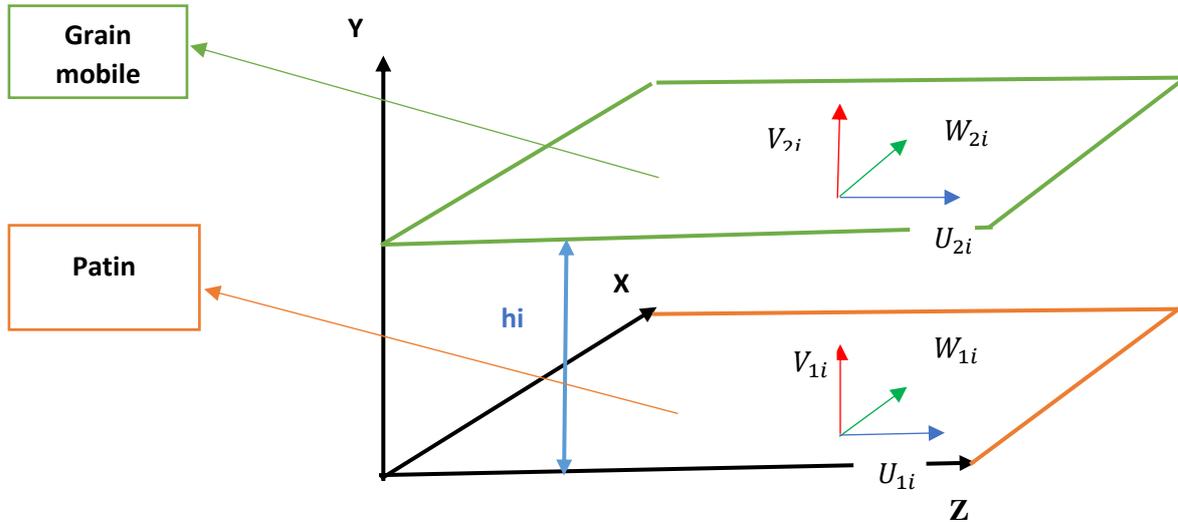


Figure II.3. Condition aux limites

U_{1i} ; V_{1i} et W_{1i} sont respectivement les vitesses de surface du patin dans les directions X, Y et Z.

U_{2i} ; V_{2i} et W_{2i} sont respectivement les vitesses de surface du palier dans les directions X, Y et Z voir figure II.3.

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[h_i^3 \left(\frac{\partial P_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z_i} \left[h_i^3 \left(\frac{\partial P_i}{\partial z_i} \right) \right] = 12\eta_{FR} \dot{h}_i \quad (II.4)$$

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

P_i : Le champ de pression hydrostatique pour chaque patin ;

h_i : L'épaisseur du film pour chaque patin;

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

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{h_i^3}{1-\lambda} \left(\frac{\partial P_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z_i} \left[\frac{h_i^3}{1-\lambda} \left(\frac{\partial P_i}{\partial z_i} \right) \right] = 12\eta_{FR} \dot{h}_i \quad (II.5)$$

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

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.

I.11 Calcul du champ de pression

Lorsque le rapport A/B de la longueur A ($A=L$) à la largeur B du patin n° i 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.4) Donc on n'a pas de variation de pression suivant l'axe $x \Rightarrow \frac{\partial P_i}{\partial X} = 0$ (II.6)

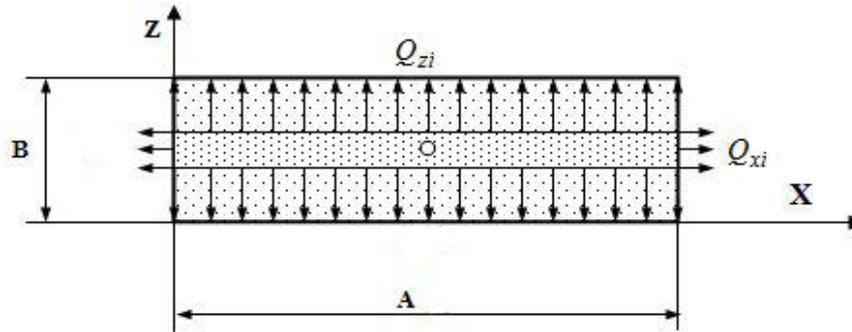


Figure II.4. Débit sortant de l'alvéole d'un patin infiniment long [28]

Q_{xi} : Débit volumique sortant suivant l'axe x .

Q_{zi} : Débit volumique sortant suivant l'axe z .

Ainsi, l'équation de Reynolds (II.5) devient :

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left[\frac{h_i^3}{[1-\lambda]} \left(\frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\eta_{FR}\dot{h}_i \quad (II.7)$$

Avec : $V_i = \frac{\partial h_i}{\partial t}$

On va intégrer l'équation (II.7) en appliquant les conditions aux limites sur la pression :

$$P_i = P_{ai} \quad \text{Pour } z = 0$$

$$P_i = 0 \quad \text{Pour } z = b_1$$

On obtient :

- Pour $0 \leq Z \leq b_1$

$$P_i = \left[1 - \lambda\right] \frac{6\eta_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} Z^2 - \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \left[1 - \lambda\right] \frac{6\eta_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b_1\right) Z + P_{ai} \quad (II.8)$$

- Pour $-(b + b_1) \leq Z \leq -b$

$$P_i = \left[1 - \lambda\right] \frac{6\eta_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} Z^2 + \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \left[1 - \lambda\right] \frac{6\eta_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} (b_1 + 2b)\right) Z + \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \left[1 - \lambda\right] \frac{6\eta_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b\right) (b_1 + b) \quad (II.9)$$

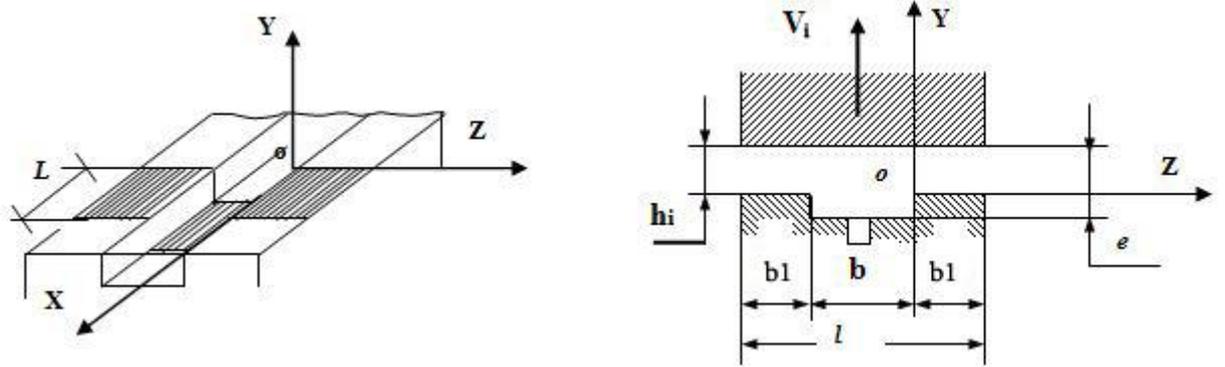


Figure II.5. Notations et perspective d'une patin hydrostatique [28]

I.11.1 Calcul des caractéristiques

I.11.1.1 Charge portante

La charge portante [52] pour une longueur L relative au palier infiniment long s'écrit :

$$W_{pi} = \int_S P_i ds = \int_{S_1} P_{ai} ds + \int_{S_2} P_i ds \quad (II.10)$$

Où S_1 représente la surface de l'alvéole et S_2 la surface des portées de largeur b_1 . Après intégration, on obtient :

$$W_{pi} = P_{ai} L (b_1 + b) - \left[1 - \lambda\right] \frac{2\eta_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.11)$$

On peut écrire cette relation sous la forme suivante :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - \left[1 - \lambda\right] \frac{2\eta_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.12)$$

Où :

S: Représente la surface totale du patin du palier infiniment long;

K_w : Coefficient de la charge compris entre 0 et 1 tel que $K_w = 1 - \frac{b_1}{B}$

$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s}$ Représente le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe relative au patin hydrostatique

Cas particulier

Pour $\dot{h}_i = 0$

La charge portante statique est déduite de la relation

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

I.11.1.2 Calcul de la pression dans l'alvéole

Le calcul de la pression dans l'alvéole relative au palier hydrostatique infiniment long 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 :

$$Q_{ri} = Q_{si} + Q_{voli} \quad (\text{II.14})$$

Où :

Q_{ri} : Débit à travers une résistance hydraulique.

Q_{si} : Débit sortant de l'alvéole.

Q_{voli} : Débit dû à la variation du volume de l'alvéole.

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \eta_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = Q_{si} + Q_{voli} \quad (\text{II.15})$$

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

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \eta_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = \frac{K_c}{[1 - \lambda] \eta_{FR}} \quad (\text{II.16})$$

Où :

$$K_c = \frac{\pi d_c^4}{128 L_c} \quad (\text{II.17})$$

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

Soit:

$$\frac{K_c}{\eta_{FR}} (P_s - P_{ai}) = \frac{\left(P_{ai} - [1 - \lambda] \frac{6\eta_{FR}\dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3}{\eta_{FR}} K_Q + S_1 \dot{h}_i \quad (\text{II. 18})$$

Donc:

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6 b_1^2 K_Q - S_1) [1 - \lambda] \frac{\eta_{FR} \dot{h}_i}{K_c}}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3} \quad (\text{II. 19})$$

Cas particulier

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

La pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet s'écrit:

$$P_{ai} = P_s / \left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3 \right) \quad (\text{II. 20})$$

I.12 Rotor flexible

I.12.1 Formulation du système d'équations

Un système de rotor simple est utilisé ici pour démontrer les avantages possibles du champ magnétique appliqué dans un palier hydrostatique. Le modèle est symétrique par rapport au modèle plan intermédiaire dans le premier plan de la masse du rotor (figure II.6). Il est concentré à trois endroits ; aux deux paliers et au plan médian. La masse centrale peut également avoir des moments d'inertie transversaux et polaires. Ce modèle a huit degrés de liberté, c'est-à-dire les déplacements x et y (plan radial) à chacune des trois masses plus les rotations θ_x et θ_y de la masse centrale.

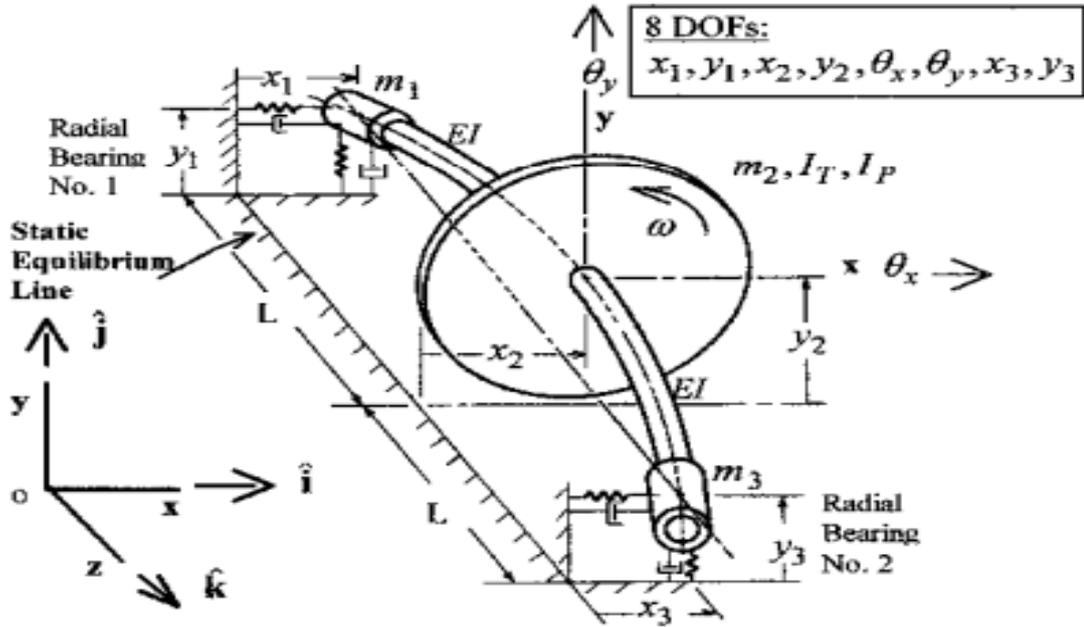


Figure II.6 Modèle de rotor (8 DDL) [33]

Cette disposition permet à chaque moitié de l'arbre d'avoir une courbure de flexion instantanée uniforme dans les deux plans x-z et y-z, et d'être en position continue et de se pencher sur l'autre moitié de l'arbre à la masse centrale. Les équations du mouvement sont directement obtenues en utilisant l'approche lagrangienne,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i \quad (\text{II.21})$$

I.12.2 L'énergie potentielle

L'énergie potentielle de ce système conduit à :

$$V = \frac{2EI}{L^3} (x_1^2 + 2x_2^2 + x_3^2 - 2x_1x_2 - 2x_2x_3 + 2x_1\theta_y L - 2x_3\theta_y L + 2\theta_y^2 L^2 + y_1^2 + 2y_2^2 + y_3^2 - 2y_1y_2 - 2y_2y_3 - 2y_1\theta_x L + 2y_3\theta_x L + 2\theta_x^2 L^2) \quad (\text{II.22})$$

I.12.3 L'énergie cinétique

L'énergie cinétique de ce système conduit à :

$$T = \frac{1}{2} [I_t(\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_y^2) + m_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + m_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + m_3(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)] \quad (\text{II.23})$$

I.12.4 Formulation vectorielle des forces d'excitation

I.12.4.1 L'équation de mouvement du système

Le système d'équations différentielles constituant les équations du mouvement du system est obtenu par assemblage des matrices élémentaires de chaque organe, ce qui nous amène

à :

$$[M]\{\delta\} + [G]\{\delta\} + [[K] + [G]]\{\delta\} = \{F_{imb}\} + \{F_{nl}\} \quad (\text{II.24})$$

Où [M] est les matrices de masse, [G] est la matrice gyroscopique, [K] est la matrice de rigidité globale, [F_{imb}] sont les forces de balourd et [F_{nl}] sont les forces non linéaires du palier hydrostatique.

La matrice de masse, la matrice gyroscopique et les matrices des rigidités sont respectivement :

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (\text{II.25})$$

$$[G] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_P & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -I_P & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{II.26})$$

$$[K]^{Arbre} = \frac{3EI}{L^3} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & L & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & -L & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & -L & 0 & 0 & 2L^2 & 0 & 0 & L \\ L & 0 & 0 & 0 & 0 & 2L^2 & -L & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -L & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & L & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{II.27})$$

I.13 Conclusion :

Nous avons évoqué dans ce chapitre un modèle numérique basé sur la théorie non linéaire a été développé, afin d'étudier l'effet du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules, sur l'amplitude de vibration et la force transmise. Après description du palier hydrostatique à trois patins alimentés par un ferrofluide on a pu déterminer ces caractéristiques

Par la suite, une étude sur la dynamique de rotor flexible a été aussi présentée afin de calculer l'amplitude de vibration et la force transmise.

Chapitre III

Résultats et interprétations

III.1 Introduction :

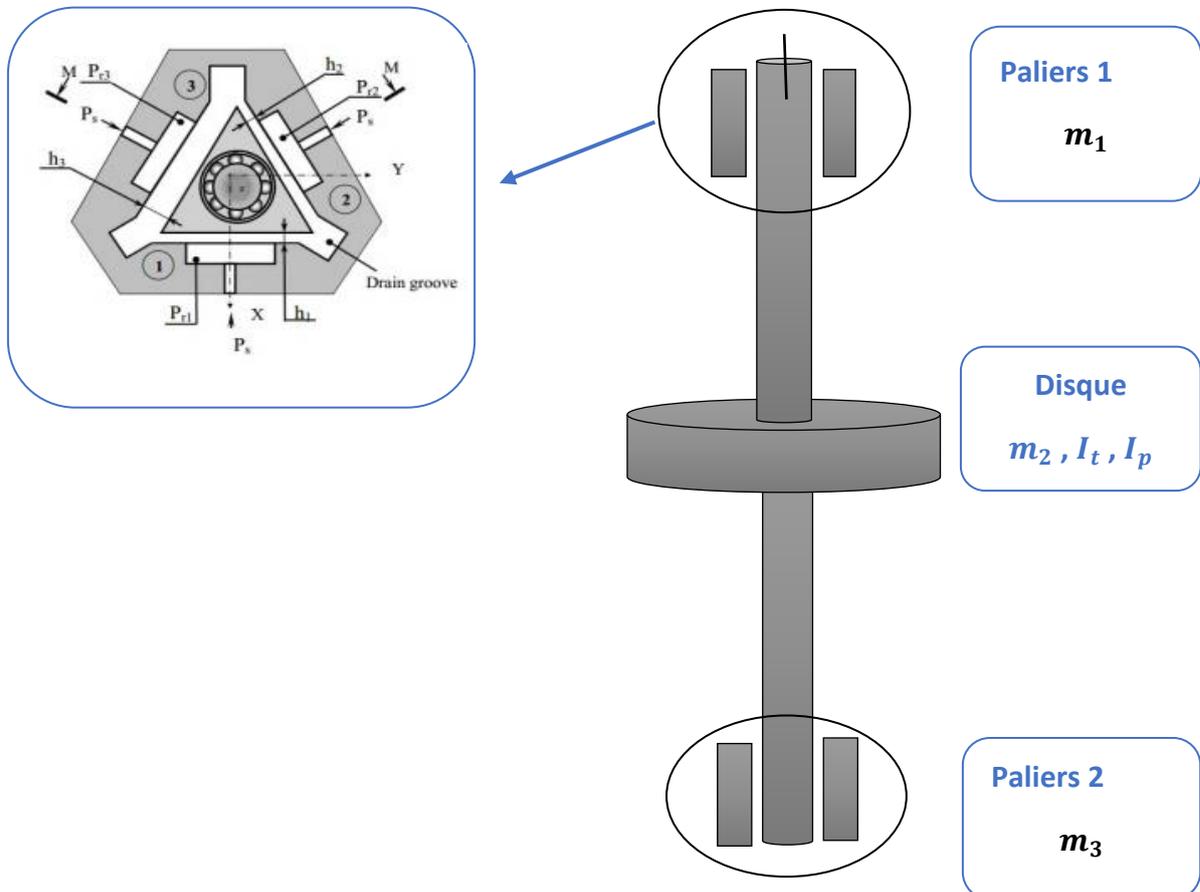
Pour les machines tournantes la réduction des vibrations du rotor nécessite que les charges dynamiques transmises à travers les paliers soient minimisées, ce qui permet de réduire la sollicitation des supports dont le poids constitue une contrainte de conception, de répondre aux exigences sévères de fiabilité et la commandabilité, pour améliorer les performances de rotors sans affecter la sécurité de l'états des machines tournantes. Dans le cadre du 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 de notre simulation dont le but est d'atténuer les vibrations de rotors et les forces transmissibles lors du passage des vitesses critiques, à l'aide des paliers intelligents à patins hydrostatiques.

III.2 Configuration du calcul :

Le système mécanique qui a été choisi est le suivant :

- L'arbre est considéré rigide et symétrique ;
- Il est monté verticalement dans un palier hydrostatatique long à trois patins ;
- Le chargement est constitué d'une charge statique et d'un balourd dynamique.



III.2.1 Modèle de la simulation de rotor

Le modèle développé ici, est un programme de calcul non linéaire écrit en MATLAB-SIMULINK. Le calcul non linéaire consiste à résoudre les équations de la dynamique pour le système arbre – palier par calcul temporel pas à pas (pas variable). Le modèle de SIMULINK développé pour la résolution du système des équations de mouvement.

La longueur d'arbre	2×101.6^{-2} (m)
Le diamètre d'arbre	0.16 (m)
La masse volumique	7800 (kg/m ³)
Coefficient de Poisson	0.3
Module de Young	200^9 (N/ m ²)
La masse m1=m2	22.7 (kg)
La masse de disque	45.5 (kg)
Masse de balourd	$m_2 \times \varepsilon$ (m)
Le rapport d'excentricité	0.05
L'épaisseur de film fluide	5.26×10^{-5} (m)

Tableau III.1 : paramètres de simulation

III.3 Organigramme de résolution :

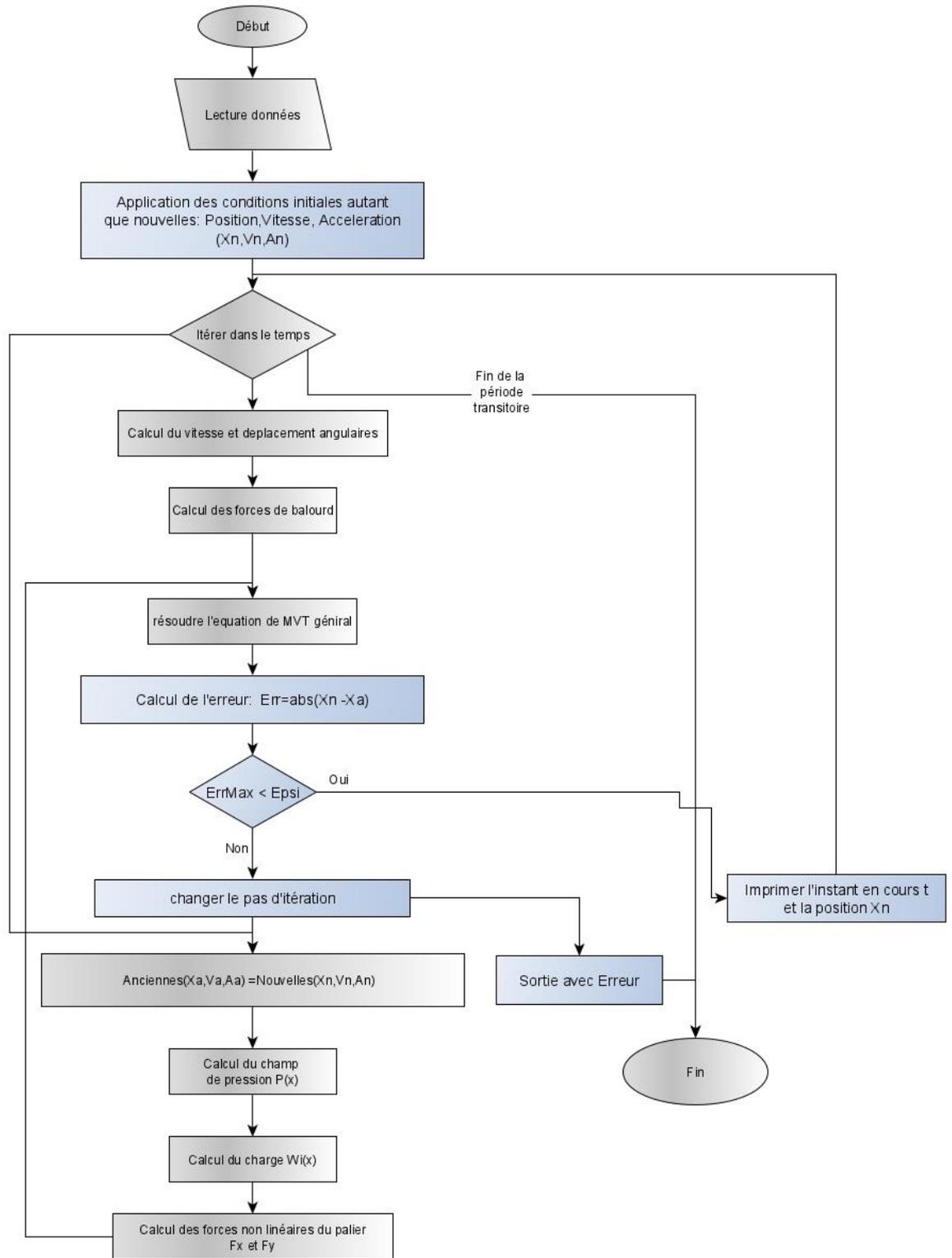


Figure III.1 : Organigramme du calcul de l'évolution de la position x dans le temps du modèle

III.4 Résultats et interprétations :

III.4.1 Amplitudes de vibrations du disque :

Les figures III.2, III.3 et III.4 montrent la variation de l'amplitude adimensionnelle en fonction de temps de vibration du disque pour coefficient de Junkies λ (0, 0,5 et 0.9) sur l'amplitude de vibration du disque.

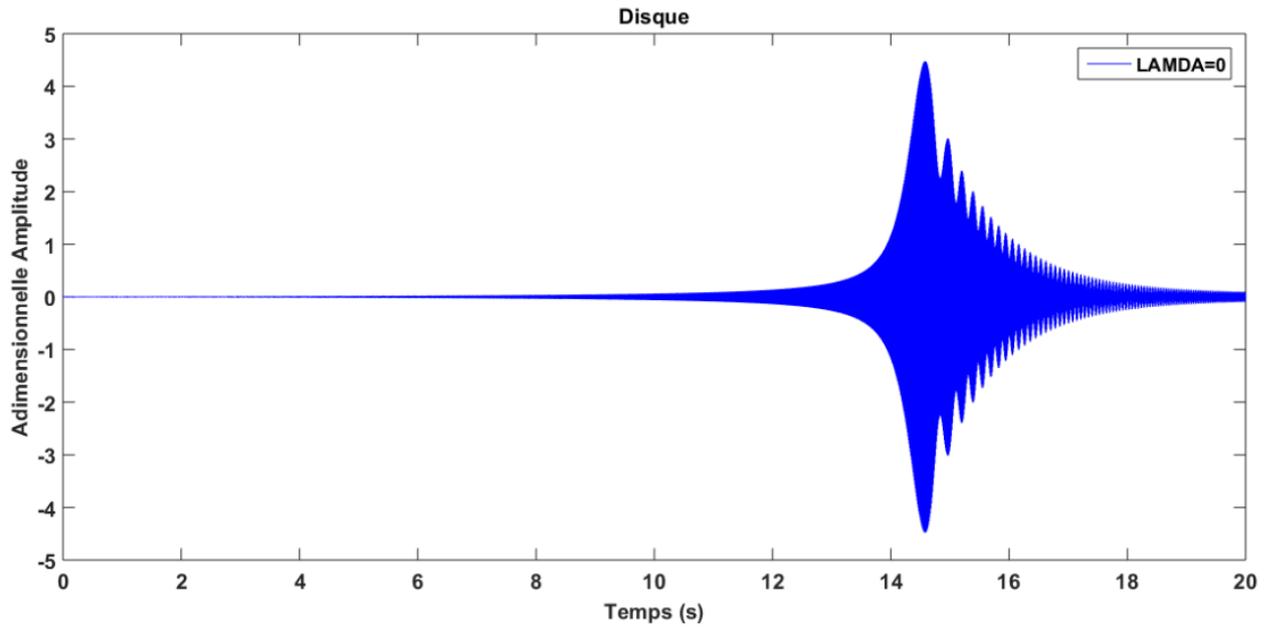


Figure III.2 : la variation de l'amplitude adimensionnelle en fonction de temps de vibration du disque pour ($\lambda=0$)

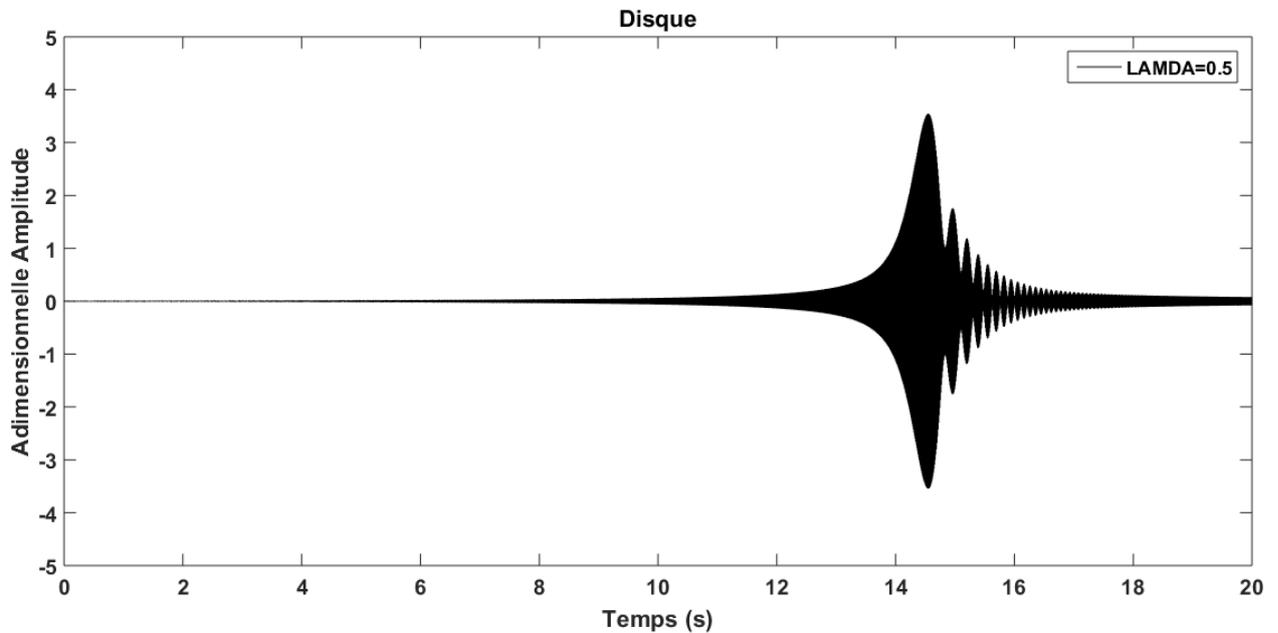


Figure III.3 : la variation de l'amplitude adimensionnelle en fonction de temps de vibration du disque pour ($\lambda=0.5$)

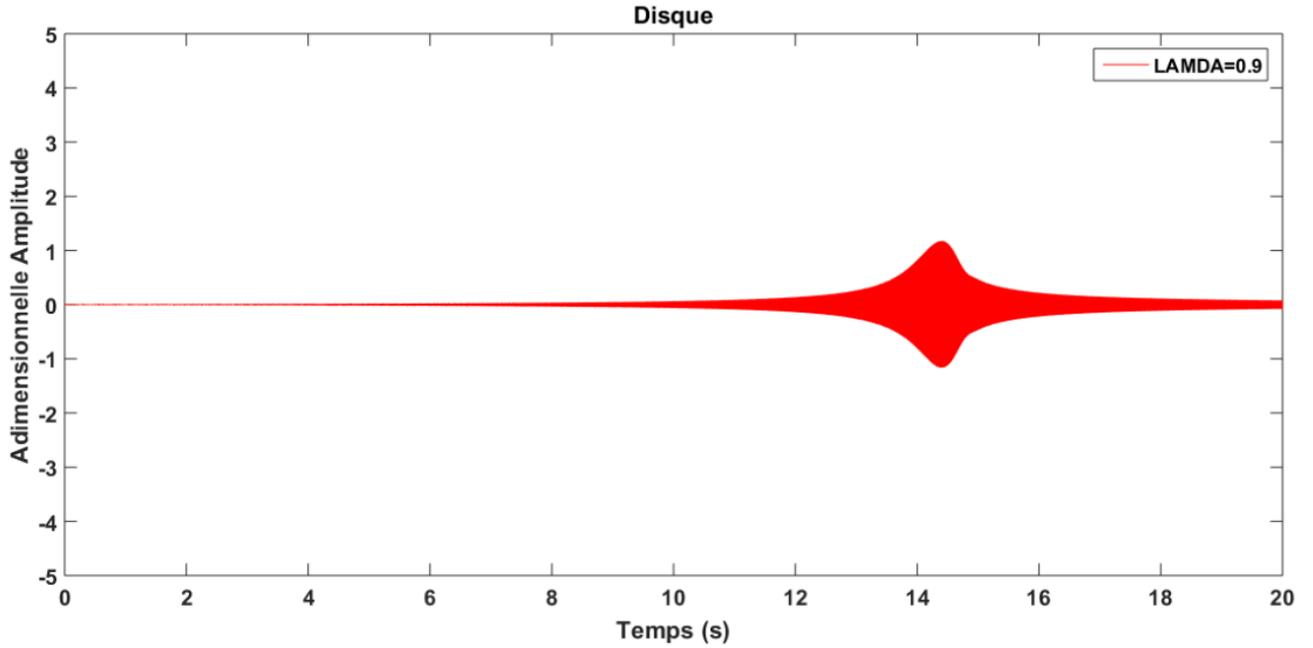


Figure III.4: la variation de l'amplitude adimensionnelle en fonction de temps de vibration du disque pour ($\lambda=0.9$)

On constate une réponse maximale au passage de la vitesse critique pour un temps de 14,5s 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 22% pour une valeur de 0.5, la diminution atteint 66% pour un coefficient de Junkies λ de 0.9.

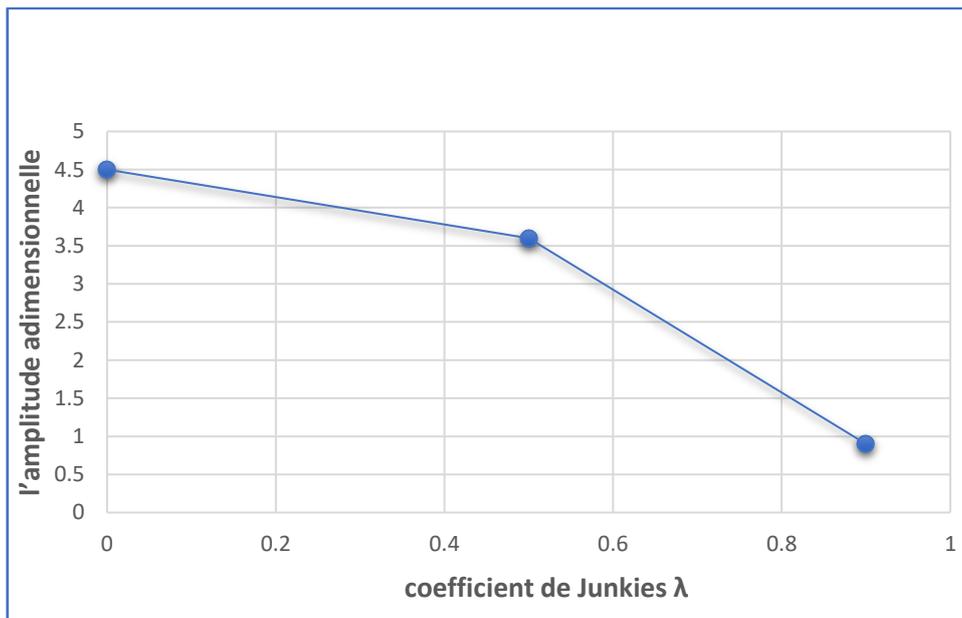


Figure III.5 : Amplitude maximale du disque en fonction de λ

III.4.2 Amplitudes de vibrations du palier :

Les figures III.6, III.7 et III.8 montrent la variation de l'amplitude adimensionnelle en fonction de temps de vibration du palier pour des valeurs de coefficient de Junkies λ (0, 0,5 et 0.9).

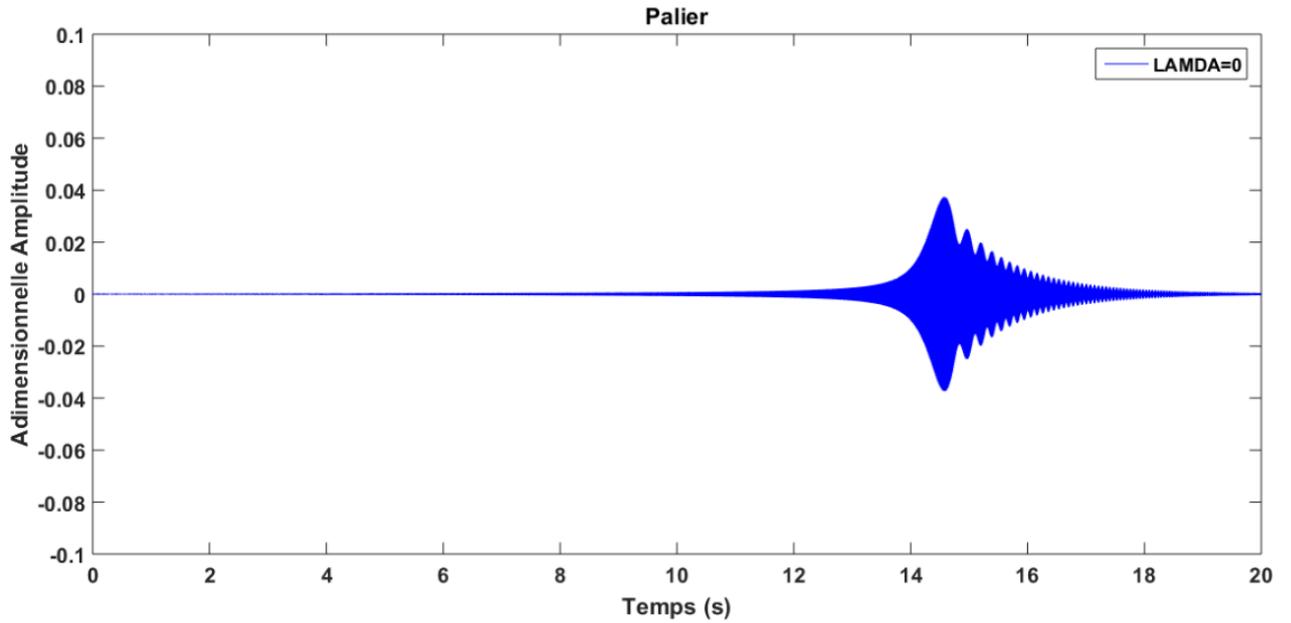


Figure III.6: la variation de l'amplitude adimensionnelle en fonction de temps de vibration du palier pour ($\lambda=0$)

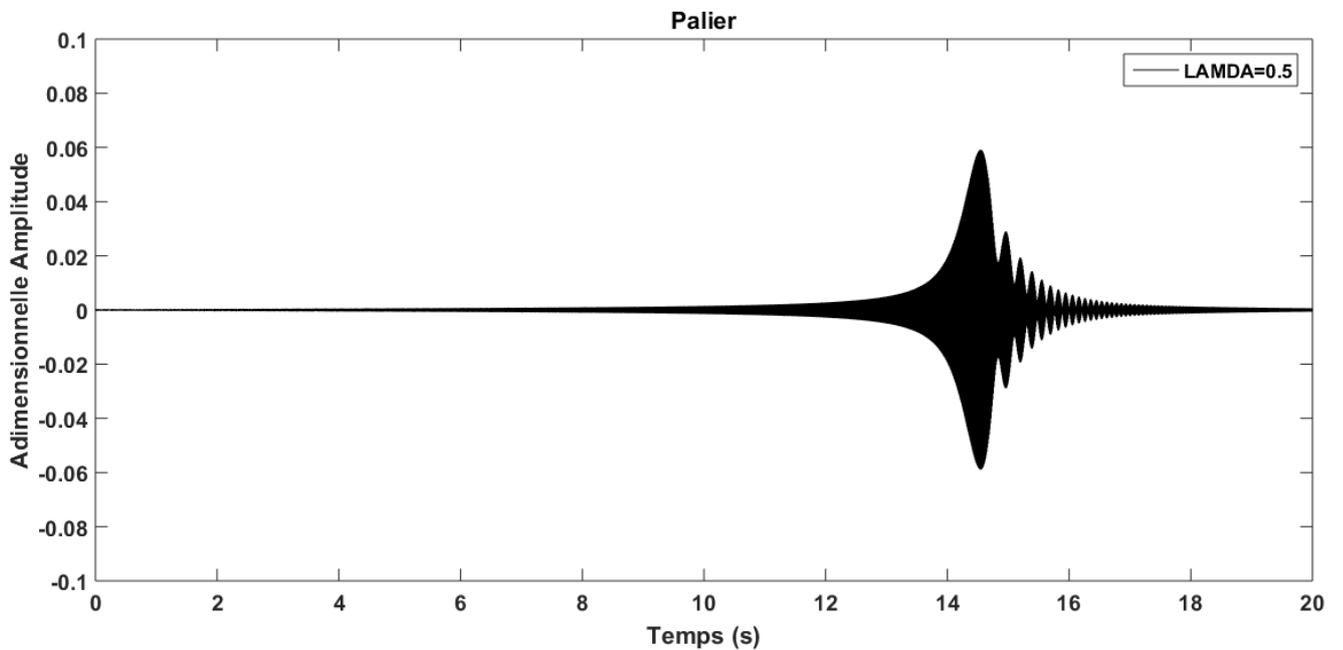


Figure III.7: la variation de l'amplitude adimensionnelle en fonction de temps de vibration du palier pour ($\lambda=0.5$)

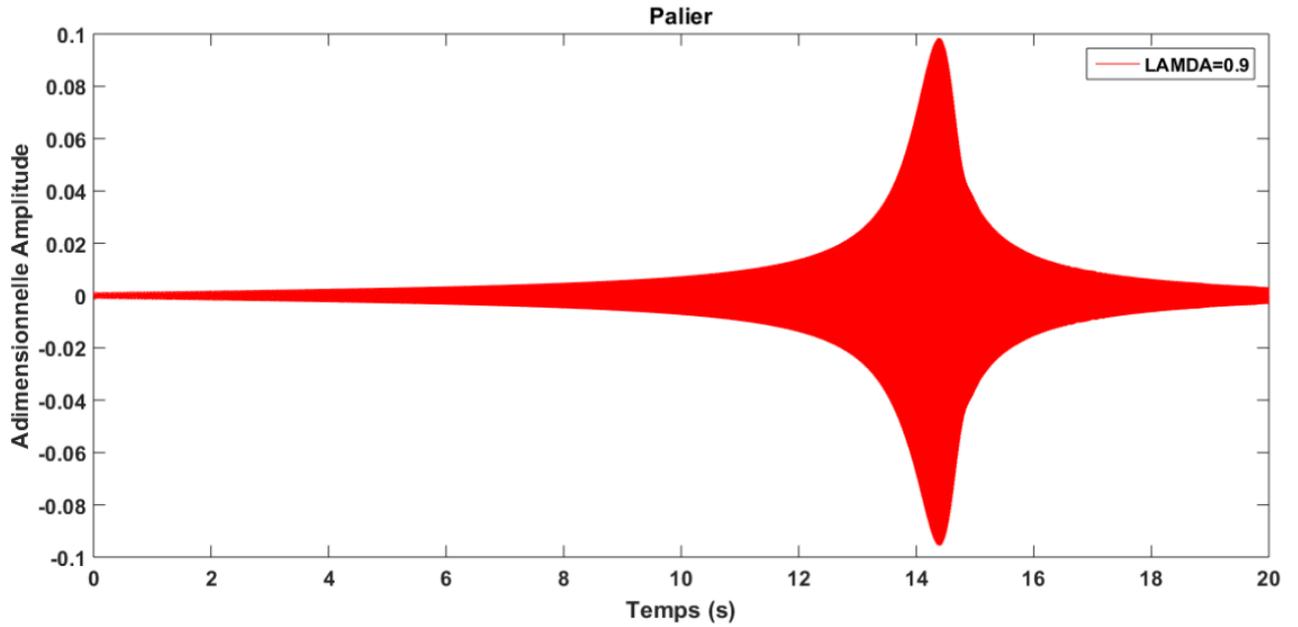


Figure III.8: la variation de l'amplitude adimensionnelle en fonction de temps de vibration du palier pour ($\lambda=0.9$)

On constate une réponse maximale au passage de la vitesse critique pour un temps de 14,5s pour les différentes valeurs du coefficient de Junkies λ . On remarque que les vibrations augmentent avec l'augmentation du coefficient de Junkies λ . La différence des valeurs des amplitudes de vibrations est de 38% pour une valeur de 0.5 l'augmentation de l'amplitude de vibration du palier atteint 66% pour un coefficient de Junkies λ de 0.9.

III.4.3 Forces transmises :

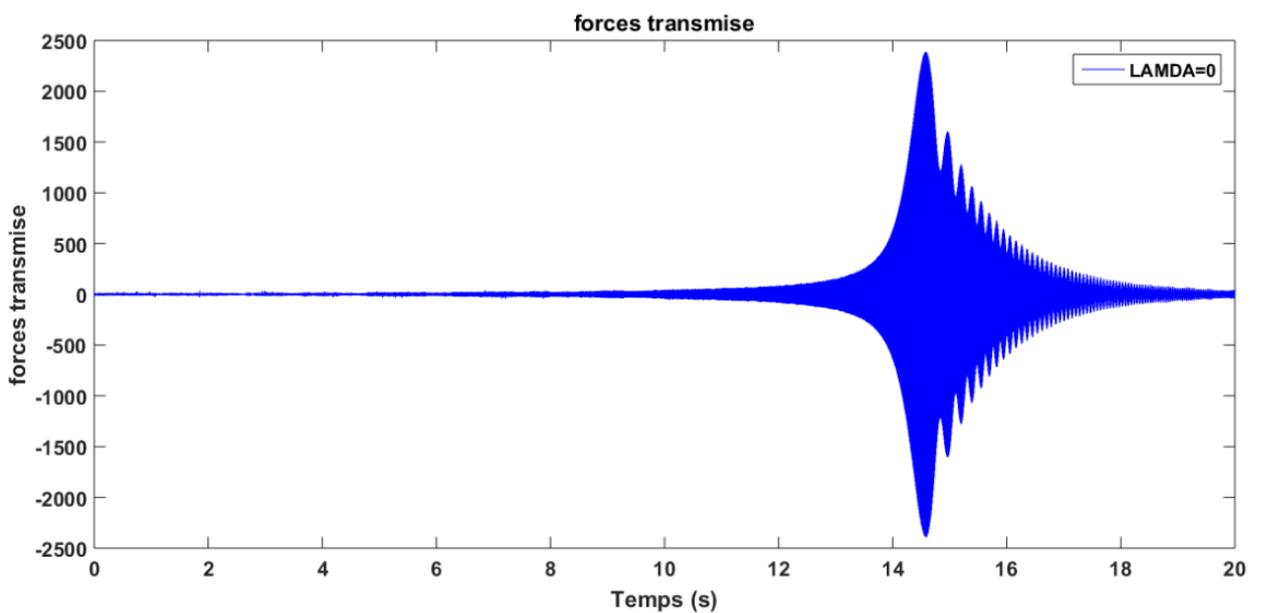


Figure III.9 : la variation de Forces transmises en fonction de temps pour $\lambda =0$

La figure III.9 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 $t = 14.5s$. ensuite on observe une diminution.

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

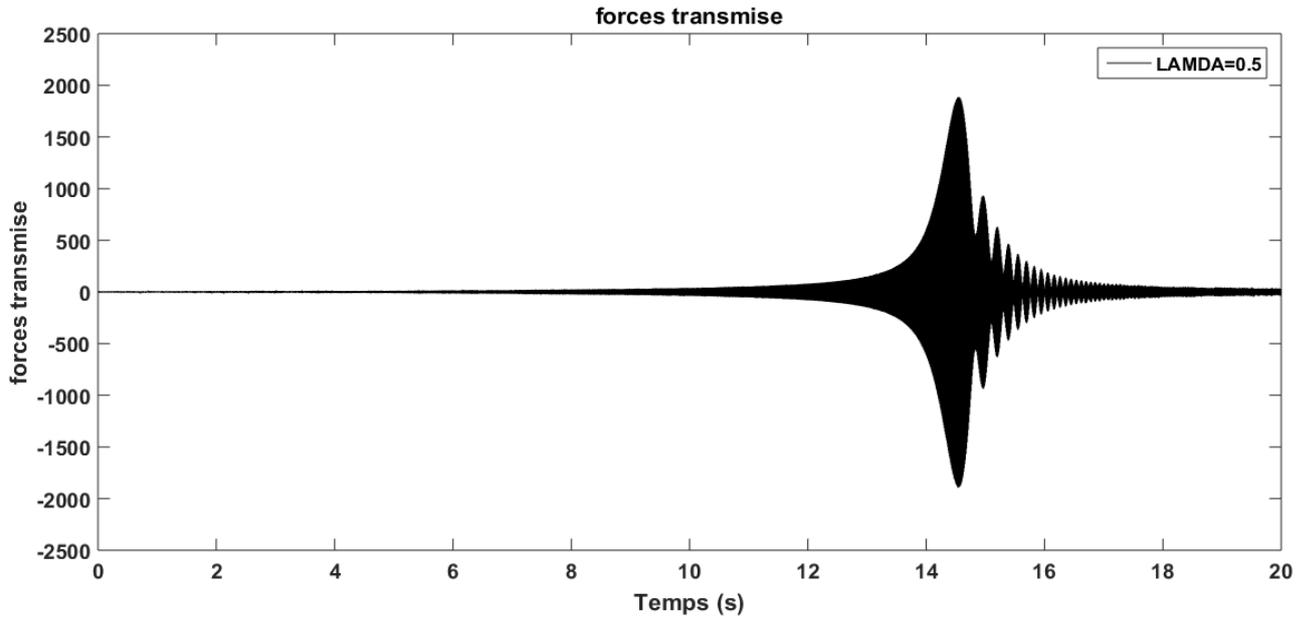


Figure III.10 : la variation de Forces transmises en fonction de temps pour $\lambda=0.5$

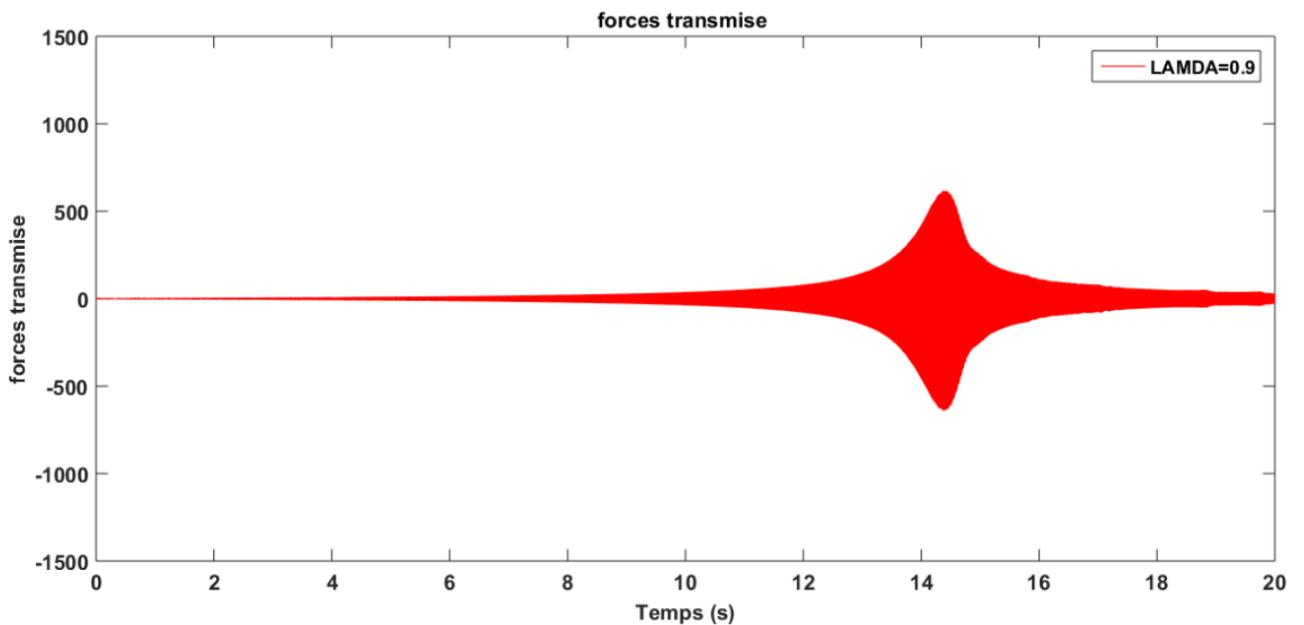


Figure III.11 : la variation de Forces transmises en fonction de temps pour $\lambda=0.9$

Les figures III.9, III.10, et III.11 nous montrent la variation de Forces transmises en fonction de temps pour des valeurs de coefficient de Junkies λ respectives de 0.5 et 0.9. On constate un pic de la force transmise pour un temps de $t=14.5s$ 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 démunie nettement avec l'augmentation du coefficient de Junkies λ . La différence entre les valeurs de la force transmise pour des valeurs de 0.5 et 0.9 du coefficient de Junkies λ diminue de 20% pour la première valeur de λ , et baisse jusqu'à 72% pour la deuxième valeur de λ .

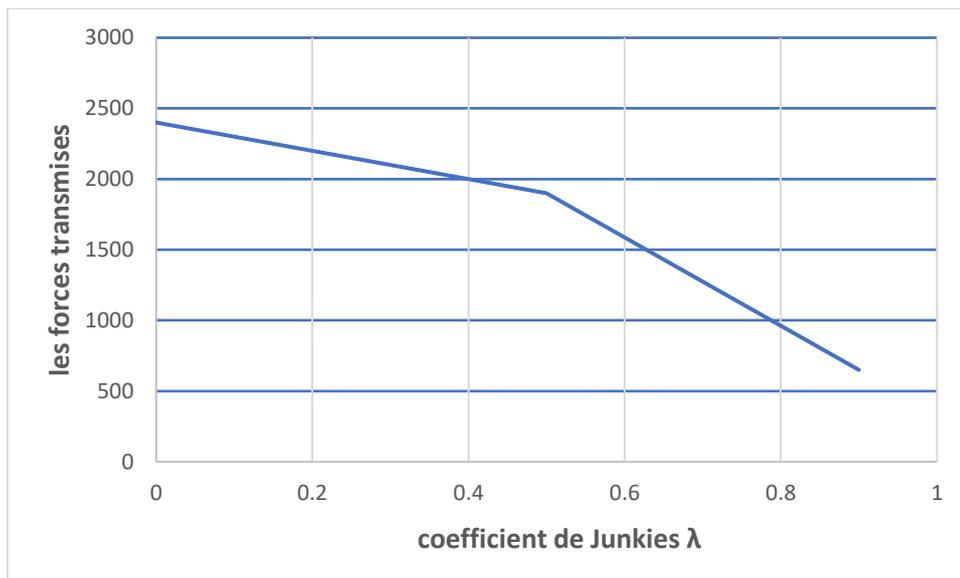


Figure III.12 : Force transmise maximale en fonction de λ

III.5 Conclusion :

Les résultats que nous avons obtenus montrent que :

La stratégie de contrôle consiste à contrôler les changements du coefficient de Junkies λ sur l'amplitude adimensionnelle de vibration du disque, l'amplitude adimensionnelle de vibration du palier et les forces transmises par le temps.

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 flexible.

IV Conclusion générale

L'étude des phénomènes vibratoires des rotors du point de vue théorique et à travers des simulations s'avèrent très intéressante dans le but l'amélioration de la sécurité et des performances des machines tournantes. 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.

La modélisation d'un arbre rigide monté sur un nouveau palier hydrostatique a été effectuée. 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 trois patins hydrostatiques.

Les résultats que nous avons obtenus montrent que : Une augmentation 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 du temps. Les mêmes constatations ont été enregistrées pour les amplitudes de vibrations du disque.

Une stratégie du contrôle peut être envisager et qui consiste à contrôler le coefficient de Jenkins, autrement dit contrôler la rigidité des paliers pour réduire les vibrations lors du passage par les valeurs critiques.

- [1] BENADDA M. Modélisation et analyse du comportement dynamique d'une ligne d'arbre flexible supportée par des paliers hydrostatiques. UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET :2014/2015.
- [2] SAIMI A. Comportement vibratoire des roues aubagées : Aboubekr Belkaid–Tlemcen ; 2012-2013.
- [3] Roger GOJON, Critères de choix d'un palier, Technique de l'ingénierie, B 5300.
- [4] Michel MORET, Pascal GUAY, Roulements - Les différents types et montages, Technique de l'ingénierie, BM 5 370.
- [5] Juvinall, Robert C., and Kurt M. Marshek. Fundamentals of machine component design. Vol. 83. New York : John Wiley & Sons, 2006.
- [6] Bouzidane A. " Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors ", Thèse de Doctorat, Université du Québec, 2007
- [7] Collins, Jack A., Henry R. Busby, and George H. Staab. Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective. John Wiley & Sons, 2010.
- [8] Schmid, Steven R., Bernard J. Hamrock, and Bo O. Jacobson. Fundamentals of Machine Elements: SI Version. CRC Press, 2014.
- [9] Jean-Paul YONNET, Paliers et butées magnétiques passifs, Technique de l'ingénierie, D 3 568, 2002.
- [10] Bleuler, Hannes, et al. Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery. Eds. Gerhard Schweitzer, and Eric H. Maslen. Springer Science & Business Media, 2009.
- [11] Victor Iannello, Advances in magnetic bearings, ScD, CEO, Synchrony, Inc. Consulté le: 04/12/2016. Disponible sur: <http://www.synchrony.com/knowledge/how-magnetic-bearingswork.php>

- [12] A general guide to hydrodynamic bearings, Kingsbury, Inc. Consulté le: 24/11/2016. Disponible sur: http://www.kingsbury.com/hydrodynamic_bearings.shtml
- [13] Malcolm E. Leader, P.E., Understanding journal bearings, Applied Machinery Dynamics Co., Durango, Colorado.
- [14] San Andrés, Luis. "Squeeze Film Dampers." Encyclopedia of Tribology. Springer US, 2013. 3252-3263.
- [15] Torres-Díaz, I., and C. Rinaldi. "Recent progress in ferrofluids research: novel applications of magnetically controllable and tunable fluids." *Soft matter* 10.43 (2014): 8584-8602.
- [16] Raj, K., and R. J. Boulton. "Ferrofluids—properties and applications." *Materials & Design* 8.4 (1987): 233-236.
- [17] EFH1 Ferrofluid 20ml with 90mm Petri Dish & Pipette - Science & Art. Disponible sur: http://www.first4magnets.com/other-c89/efh1-ferrofluid-20ml-with-90mm-petri-dish-pipettescience-art-p6440#ps_1-2349.
- [18] Scherer, Claudio, and Antonio Martins Figueiredo Neto. "Ferrofluids: properties and applications." *Brazilian Journal of Physics* 35.3A (2005): 718-727.
- [19] Milosevic, Irena, Laurence Motte, and Frederic Mazaleyrat. "Ferrofluides-Nanoparticules superparamagnétiques." *Techniques de l'Ingénieur* (2011): N-4.
- [20] Carmignani, C., P. Forte, and E. Rustighi. "Design of a novel magneto-rheological squeeze-film damper." *Smart Materials and Structures* 15.1 (2006): 164.
- [21] Kim, Keun-Joo, Chong-Won Lee, and Jeong-Hoi Koo. "Design and modeling of semi-active squeeze film dampers using magneto-rheological fluids." *Smart Materials and Structures* 17.3 (2008): 035006.
- [22] Zapoměl, Jaroslav, Petr Ferfecki, and Paola Forte. "A computational investigation of the transient response of an unbalanced rigid rotor flexibly supported and damped by short magnetorheological squeeze film dampers." *Smart Materials and Structures* 21.10 (2012): 105011.

- [23] Winslow WM. Method and means for translating electrical impulses into mechanical force. Patent 2,417,850,USA, 1947.
- [24] W. Wen, X. Huang, P. Sheng, Electro-rheological fluids: structures and mechanisms, *Soft Matter* 4 (2008) 200.
- [25] HALSEY, THOMASC. "Electrorheological fluids." *Science* 258.5083 (1992): 761-766.
- [26] T. Hao, Electro-rheological suspensions, *Adv. Colloid Interface Sci.* 97, 1-35, 2002.
- [27] Asma ABED, Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents, 18/05/2017
- [28] Bouzidane A. " Calculs d'approche numérique et analytique d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins", Mémoire de Magister, UNHB Chlef, Algérie, Juin 2000
- [29] PUGNET, Jean-Marc Equilibrage des rotors rigides et flexibles. Ed. Techniques Ingénieur ,1997
- [30] HOR ABD ELHAKIM et HAMEL NADIR Analyse et Contrôle des vibrations d'une ligne d'arbre rigide par des paliers Ferro fluides en régime transitoire .UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET :2017/2018.
- [31] BENARIBA Aboubakeur .Contribution à l'étude de la lubrification micropolaire : Applications aux paliers hydrostatiques. UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET :2017/2018.
- [32] BELGACEM Souad. Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nanofluides. UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET :2017/2018.
- [33] M.L.Adams, professor and H.Zahloul, attenuation of rotor vibration using controlled pressure hydrostatique squeeze film dampers .department of mechanical aerospace engineering case western reserve university Cleveland ,Ohio

Résumé :

Ce travail traite les phénomènes vibratoires dans les machines tournantes, à fin de limiter l'amplitude des vibrations des éléments tournants lors du passage de leurs vitesses critiques, on doit avoir recours à des techniques et de stratégies de contrôle. L'objet principal de ce travail est d'étudier le comportement des vibrations de rotors par un palier ferrofluide intelligent à trois patins hydrostatiques. Une modélisation numérique a été réalisée afin d'étudier l'effet du paramètre de matériau d'un Ferro fluide selon le modèle Jenkins. Les différents résultats obtenus permettent de dégager une stratégie de contrôle.

Mots clés : Rotors, vibrations paliers, ferrofluide.

Abstract

This work deals with the vibratory phenomena in rotating machines, in order to limit the amplitude of the vibrations of the rotating elements during the passage of their critical speeds, one must have recourse to techniques and control strategies. The main object of this work is to study the behavior of rotor vibrations by an intelligent ferrofluid bearing with three hydrostatic pads. Numerical modeling was carried out in order to study the effect of the material parameter of a fluid Ferro according to the Jenkins model. The various results obtained make it possible to identify a control strategy.

Keywords: Rotors, bearing vibrations, ferrofluid.

ملخص

يتعامل هذا العمل مع الظواهر الاهتزازية في الماكينات الدوارة، للحد من سعة اهتزازات العناصر الدوارة عند تجاوز سرعتها الحرجة، يجب اللجوء إلى تقنيات واستراتيجيات التحكم. الغرض الرئيسي من هذا العمل هو دراسة سلوك اهتزازات الدوار بواسطة محمل سرخس ذكي مع ثلاث وسادات هيدروستاتيكية. تم تنفيذ نموذج رقمي لدراسة تأثير المعلمة المادية لدولاب فيرو السائل وفقاً لنموذج جينكينز. وتتيح النتائج المختلفة التي تم الحصول عليها وضع استراتيجية للمراقبة.

الكلمات المفتاحية: الدورات، اهتزازات المحمل، سائل السرخس