

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

THÈSE

Pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT LMD

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité: Modélisation des matériaux et des structures

Préparé par : Mlle BELGACEM Souad

THÈME

**Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une
ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques
lubrifiés par nanofluides**

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
HASSANE DAOUADJI Taher	Professeur	UIB Tiaret	Président
BOUZIDANE Ahmed	Professeur	UIB Tiaret	Directeur de thèse
SAHLI Ahmed	Professeur	UIB Tiaret	Examineur
KARAS Abdelkader	MCA	UIB Tiaret	Examineur
KHERRISSE Sahraoui	MCA	CU Tissemsilet	Examineur
ZIDANE Ibrahim	MCA	UHB Chlef	Examineur

Le 27/02/2019

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

THÈSE

Pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT LMD

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité: Modélisation des matériaux et des structures

Préparé par : Melle BELGACEM Souad

THÈME

**Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une
ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques
lubrifiés par nanofluides**

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
HASSANE DAOUADJI Taher	Professeur	UIB Tiaret	Président
BOUZIDANE Ahmed	Professeur	UIB Tiaret	Directeur de thèse
SAHLI Ahmed	Professeur	UIB Tiaret	Examineur
KARAS Abdelkader	MCA	UIB Tiaret	Examineur
KHERRISSE Sahraoui	MCA	CU Tissemsilet	Examineur
ZIDANE Ibrahim	MCA	UHB Chlef	Examineur

Le 27/02/2019

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Dédicace

*Affable, honorable, aimable : **Ma mère** tu es le symbole de la bonté par excellence,
la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé
de m'encourager et de prier pour moi.*

*Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer
ce que tu mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé de me
donner depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte.*

*A mon Père **Benauouda***

*Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et
le respect que j'ai toujours eu pour vous.*

*Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et
nuit pour mon éducation et mon bien être.*

Je remercie chaleureusement mon directeur de thèse,

*Professeur **BOUZIDANE Ahmed**,*

*qui m'a accompagné depuis mon Master, pour sa disponibilité, son attention à mon
travail, ses conseils avisés et ses encouragements ont été pour moi d'une grande importance
dans le développement et dans la bonne réussite de cette recherche.*

*A mes frères **Khair-Eddine, Ghozlane, Kaoutar***

En témoignage de l'attachement, de l'amour et de l'affection que.

Je porte pour vous malgré la distance, vous êtes toujours dans mon cœur.

*Je vous dédie ce travail avec tous mes vœux de bonheur et de réussite
et de sérénité.*

A mes grands-parents maternels, Vous avez toujours été présents pour les bons conseils.

Votre affection et votre soutien m'ont été d'un grand secours au long de 8 ans.

*Pour toutes ma Famille **BELGACEM, BENBRAOUE, BOUKHTECHE***

*Je prends aussi un réel plaisir à remercier chaleureusement mes ami(e)s, **Amina, Asma,***

Oussama, Mohamed, Aboubaker, Amine.

Mes frères docteurs qui m'ont beaucoup encouragé et soutenu pendant ces années.

*Je leurs souhaite beaucoup de succès dans leurs études doctorales
et dans leurs futures carrières.*

Je vous aime

SOUAD

Remerciement

Je remercie dieu le tout puissant de nous avoir donné la sante et la volonté d'entamer et de terminer ce travail.

*Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de notre père Monsieur **A. BOUZIDANE**, je le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant mon préparation de cette thèse.*

*Je tiens à remercier avec plus grande gratitude Monsieur **H. DAOUADJI**, Professeur à l'université de Tiaret de l'honneur qu'il me fait d'avoir accepté de présider le jury de ce mémoire.*

*Je remercie également Monsieur **A. SAHLI** Professeur à l'université de Tiaret, d'avoir accepté de se joindre à ce jury comme examinateur.*

*Je tiens également à présenter mes remerciements à Monsieur **A. KARAS**, Docteur à l'Université de Tiaret, d'avoir accepté d'être examinateur et membre de ce jury.*

*Je remercie vivement Monsieur **A. ZIDANE**, Docteur à l'université de Chlef, qui me fait l'honneur d'accepté d'être examinateur et membre de ce jury et pour leur déplacement.*

*Je remercie vivement Monsieur **S. KHERRISSE** Docteur à l'université de Tissemsilet, qui me fait l'honneur d'accepté d'être examinateur et membre de ce jury et pour leur déplacement.*

Mes remerciements s'adressent également aux enseignants et au personnel administratif du département de Génie Mécanique de l'université de Tiaret.

Mon remerciement s'adresse également à tous nos professeurs de département de Génie Mécanique pour leurs générosités et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles.

Mes profonds remerciements vont également à toutes les personnes qui m'ont aidée et soutenue de près ou de loin principalement à tous les membres de notre merveilleuse promotion Modélisation Et Simulation En Génie Mécanique 2015.

Belgacem Souad

ملخص

محامل السوائل الممغنطة مع منصات الهيدروستاتيكية هي ذات أهمية كبيرة لمصممي المحامل الصناعية. هذه المحامل هي من بين الحلول التقنية الأكثر إثارة للاهتمام للتحكم في اهتزازات والقوى المنتقلة أثناء السرعات الحرجة. وأحيث استخدام هذا النوع من محامل للآلات الدوارة الفائدة بقوة على تطبيق مواد التشحيم السوائل الممغنطة (السائل المغناطيسي) باستخدام بعثرة الجسيمات النانوية المغناطيسية في سائل عازل.

الهدف الرئيسي من هذه الرسالة هو دراسة وتحليل السلوك الديناميكي غير الخطي لخط المحور المدعم بوسادة الهيدروفلوبديك. في هذه الدراسة، واثنين من النماذج النظرية (التحليلية والعديية)، استنادا إلى طريقة غير الخطية، تم تطويرها باستخدام نموذج جنكينز، لدراسة تأثير. السوائل الممغنطة على الاستجابة الاهتزازية عدم القوى الخطية و المرسله لخط عمود صلب تخضع لإثارة عدم الاتزان.

من المفترض أن: يكون المجال المغناطيس متجانساً على كامل سطح اللوحة الهيدروستاتيكية؛ يعتبر التدفق غير قابل للضغط. النظام الغذائي هو رقائقي، متساوي الحرارة ودائم. وقد أظهرت النتائج المقدمة في هذا العمل أن التشحيم بالسائل المغناطيسي يمكن أن يكون مفيدا جدا للتحكم في اهتزازات الدوارة و القوى المرسله إلى الإطارات.

كلمات البحث: محامل الهيدروستاتيكي؛ السوائل الممغنطة؛ نموذج جنكينز؛ طريقة غير خطية؛ السلوك الديناميكي

Résumé

Les paliers ferrofluides à patins hydrostatiques présentent un grand d'intérêt pour les concepteurs des paliers industriels. Ces paliers constituent parmi les solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations de rotors et forces transmissibles lors des passages des vitesses critiques. L'emploi de ce type de paliers aux machines tournantes a relancé fortement l'intérêt de l'application des lubrifiants ferrofluides (magnétiques fluides) qui sont des dispersions colloïdales de nanoparticules magnétiques dans un liquide diélectrique.

L'objectif principal de cette thèse consiste à étudier et analyser le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre supportée par paliers ferrofluides à patins hydrostatiques. Dans cette étude, deux modèles théoriques (analytique et numérique), basés sur la méthode non-linéaire, ont été développés en utilisant le model Jenkins, afin d'étudier l'effet de la lubrification de nano-fluides sur la réponse vibratoire non-linéaire et les forces transmises d'une ligne d'arbre rigide soumise à des excitations de type balourd.

Il est supposé que : le champ magnétique est uniforme sur l'ensemble de surface du patin hydrostatique ; l'écoulement est considéré incompressible ; le régime est laminaire, isotherme et permanent. Les résultats présentés dans ce travail ont montré que la lubrification au ferrofluide peut être très utile pour contrôler les vibrations de rotors et les forces transmises aux bâtis.

MOTS-CLÉS: Paliers hydrostatiques; Ferrofluide; Modèle de Jenkins; Méthode non linéaire; Comportement dynamique.

Abstract

Pad Hydrostatic journal bearings lubricated with ferrofluids present a great interest to industrial journal bearing designers. These journal bearings are among the most interesting technical solutions for controlling rotor vibrations and transmitted forces when passing through critical speeds. The use of these types of journal bearings for in rotating machines have strongly revived interest of the application of nanofluid (magnetic fluid) lubrications, which use colloidal dispersions of magnetic nano-particles in a carrier liquid.

The main objective of this thesis is to study and analyse the behaviour dynamic of nonlinear rigid rotor supported by three-pad hydrostatic squeeze film damper lubricated with ferrofluid. In this study, two theoretical models (analytical and numerical), based on the non-linear method, have been developed using Jenkins model, in order to investigate the effect of ferrofluids lubrication on the vibrations amplitude and the transmitted forces of a rigid rotor subjected to unbalanced excitations. It is assumed that: the magnetic field is uniform over the whole working area of pad hydrostatic bearing; the fluid flow is incompressible; the regime is laminar, isothermal and steady state. The results presented in this paper showed that the ferrofluid lubrication can be very useful in controlling the bearing vibrations and transmitted forces.

KEYWORDS: Hydrostatic journal bearing; Ferrofluid; Jenkins model; nonlinear method; Dynamic behaviour.

Table des matières

Remerciements

Dédicace

ملخص

Résumé

Abstract

Table des matières

Liste des figures

Nomenclature

Introduction Générale

☞ Chapitre I : Revue bibliographique ☞

I.1. Introduction	5
I.2.Paliers	6
I.3.Différents types de paliers.....	6
I.4. Les ferrofluides	21
I.4.1.Propriétés principales	22
I.4.1.1.Influence de la nature du champ magnétique.....	24
I.4.1.2.Influence de la direction du champ magnétique.....	24
I.4.2.Comportement rhéologique.....	26
I.4.2.1.Rhéologie des ferrofluides en l'absence de champ magnétique	26
I.4.2.2.Rhéologie des ferrofluides sous champ magnétique	27
I.5. Contrôle de vibrations	30
1.6. Objectif de la thèse	34
I.6.1. Butée hydrostatique lubrifié par un Ferrofluide.....	35
I.7.Conclusion.....	36

☞ Chapitre II : Étude analytique et numérique d'un palier ☞

a trois patins hydrostatiques alimentés par un ferrofluide

II.1. Introduction.....	38
II.2. Modélisation mathématique.....	38
II.2.1. Description d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents.....	38

II.3. Calcul d'un palier a roulement supporté par trois butées hydrostatique.....	40
II.3.1.Equation de Reynolds	41
II.3.2. Model de la viscosité	42
II.4.Calcul du champ de pression.....	42
II.4.1.Méthode analytique.....	42
II.4.2. Calcul des caractéristiques	44
II.4.2.1.Charge portante	44
II.4.2.2.Débit de lubrifiant	44
II.4.2.3.Calcul de la pression dans l'alvéole.....	46
II.4.3. Méthode numérique	48
II.4.4.Les conditions aux limites de Reynolds.....	48
II.4.5.Procédure détaillée d'obtention de la solution.....	50
II.4.5.1.Le maillage.....	50
II.4.5.2. Discrétisation de l'équation de Reynolds par la méthode des différences finies.....	50
II.4.5.3. Résolution numérique du système d'équations.....	51
II.5.Calcul des caractéristiques de performances	53
II.5.1.Charge portante	53
II.5.2.Débit de lubrifiant	53
II.5.2.1.Débit de lubrifiant sortant de l'alvéole	53
II.5.2.2.Débit de la variation du volume dans l'alvéole	54
II.5.2.3.Débit de lubrifiant total	54
II.6.Dynamique de rotor	54
II.6.1.Formulation du système d'équations	55
II.7.Conclusion	56

∞ Chapitre III: Résultats numérique et interprétations ∞

III.1.Introduction	60
III.2.Approche Analytique.....	61
III.2.1.Configuration du calcul	62

III.2.2. Géométrie du palier	62
III.2.3. Simulation numérique du calcul analytique	63
III.2.3.1. Organigramme	63
III.2.3.2. Méthode de Newmark	63
III.2.4. Résultats et Interprétation	65
III.2.4.1. Influence de paramètre de Jenkins sur les performances dynamiques	65
III.2.4.2. Influence de paramètre de concentration des nanoparticules sur les performances dynamiques	68
III.3. Approche Numérique	72
III.3.1 Organigramme de calcul numérique.....	72
III.3.2. Résultats et Interprétations	72
III.3.2.1. Influence du champ magnétique sur les performances dynamiques	72
III.3.2.2. Influence des dimensions du palier sur les performances dynamiques	78
III.4. Conclusion	82
Conclusion générale et perceptives	83
Références bibliographiques.....	85

Liste des figures

Figure I.1. Constitution de roulements [1].....	7
Figure I.2. Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif [8].....	10
Figure 1.3. Rotor supporté par des paliers magnétiques [3].....	11
Figure I.4 : Section droite d'un palier hydrodynamique.....	13
Figure I.5. Principe d'un palier hydrodynamique.....	13
Figure I.6 : Schéma de principe d'une butée hydrostatique [8].....	14
Figure I.7 : Schématisation d'une butée hydrostatique [9].....	15
Figure I.8 : Opération de fonctionnement d'un palier de butée hydrostatique [8].....	16
Figure 1.9. Alimentation à débit constant. [10].....	17
Figure I.10. Alimentation à pression constante. [10].....	17
Figure I. 11: Schéma de principe d'un palier à film amortisseur (SFD) [11].....	20
Figure I.12 : Configurations des paliers hydrostatiques à quatre butées hydrostatiques [12].....	21
Figure I.13: Un ferrofluide sur une pointe aimantée [19].....	22
FigureI.14. Structure des particules d'un ferrofluide sous champ magnétique appliqué [19].....	23
Figure .I.15. Comportement typique de la magnétisation d'un ferrofluide niveau maximum limité par la saturation magnétique J [21].....	23
Figure I.16. Influence de la direction du champ magnétique H sur l'écoulement un ferrofluide, la verticité étant parallèle à l'axe x. [23].....	25

Figure I.17. Évolution de la viscosité d'un ferrofluide selon la direction perpendiculaire et parallèle au sens de l'écoulement [25].....	26
Figure I.18. Comportement rhéologique d'un ferrofluide à base d'oxyde de fer et de son fluide de base. La fraction volumique du ferrofluide est de 7% et le diamètre moyen des particules est égal à 10,6 nm [31].....	27
Figure. I.19. Mécanismes d'alignement des moments magnétiques [34].....	28
Figure I.20(a). Effet de la température sur la viscosité des ferrofluides (Ferrolabs et Ferrote) [39].....	29
Figure I.20(b). Effet de la température sur la viscosité des ferrofluides (Nanoessential et Hi-sigma Chemical) [39].....	30
Figure. I.21. Butée hydrostatique lubrifié par un fluide magnétique [45].....	32
Figure I.22. Configuration physique d'un film Elliptique Squeeze Roulement lubrifié par un ferrofluide [49].....	33
Figure I.23. Configuration physique d'un amortisseur à film compressible hydrostatique lubrifié par un ferrofluide [51].....	34
Figure. I.24. Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide.....	35
Figure. II.1. Schématisation d'un palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide	39
Figure II.2. Système d'axes.....	40
Figure II.3. Condition aux limites [52].....	41
Figure II.4. Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue [52]	42
Figure II.5. Notations et perspective d'une butée hydrostatique [52].....	43
Figure II.6 .Résistance hydraulique de type capillaire [52]	46
Figure II.7. Domaine de calcul [52].....	49
Figure II.8. Configuration d'un nœud du maillage du film développé [52].....	50

Figure II.9. Discrétisation d'un quart du domaine d'intégration [52].....	52
Figure II.10 : Débit sortant de l'alvéole [52].....	54
Figure II.11. Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd. [53].....	55
Figure.III.1: Représentation de l'ensemble arbre-palier.....	62
Figure.III.2. Organigramme de calcul des caractéristiques de performance en fonction du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules.....	64
Figure.III.3. Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ	65
Figure.III.4. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ	66
Figure.III.5. Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ	67
Figure.III.6(a). Réponse orbitale à la résonance pour différentes valeurs de paramètre de Jenkins λ : Amplitude de vibration.....	67
Figure.III.6(b). Réponse orbitale à la résonance pour différentes valeurs de paramètre de Jenkins λ : Force transmise.....	68
Figure.III.7. Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de concentration des nanoparticules.....	69
Figure.III.8. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de concentration des nanoparticules...	69
Figure.III.9. Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de concentration des nanoparticules.....	70
Figure.III.10(a). Réponse orbitaire à la résonance pour différentes valeurs de paramètre de concentration des nanoparticules : Amplitude de vibration.....	71

Figure.III.10(b). Réponse orbitaire à la résonance pour différentes valeurs de paramètre de concentration des nanoparticules : Force transmise.....	71
Figure III.11. Organigramme de calcul des caractéristiques de performance en fonction du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules.....	73
Figure.III.12. Comparaison entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire : Amplitude Adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour $H_0=0$ [KAm-1]	74
Figure.III.13. Comparaison entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire : Amplitude Adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour $H_0=400$ [KAm-1].....	74
Figure.III.14. Comparaison entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire : Force Transmise en fonction de la vitesse de rotation pour $H_0=0$ [KAm-1].....	75
Figure.III.15. Comparaison entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire : Force Transmise en fonction de la vitesse de rotation pour $H_0=400$ [KAm-1].....	75
Figure.III.16. Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ magnétique.....	76
Figure.III.17. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ magnétique.....	76
Figure.III.18. Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ magnétique.....	77
Figure.III.19(a). Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension d'alvéole A/a.....	78
Figure.III.19 (b). Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension du patin A/B.....	79
Figure. III. 20(a). Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension d'alvéole A/a.....	79

Figure.III.20(b). Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension du patin A/B	80
Figure.III.21 (a). Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension d'alvéole A/a	81
Figure.III.21(b). Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension du patin A/B	81

Nomenclature

A : longueur du patin [m]

A/a: Rapport d'alvéole

A/B: Rapport de dimension du patin

B: Largeur du palier [m]

b: Largeur d'alvéole [m]

d_c : Diamètre du capillaire [m]

F_x, F_y : Forces hydrostatique, suivant x et y respectivement [N]

H_0 : Résistance du champ magnétique [$A\ m^{-1}$]

h_0 : Épaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]

h_i : Épaisseur du film relatif à chaque patin [m]

L: Longueur du palier [m]

l_c : Longueur du capillaire [m]

M: Charge [Kg]

P_{ri} : Pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]

P_s : Pression d'alimentation [Pa]

Q_{ri} : Débit sortant de l'alvéole relative à chaque patin [m^3/s]

S: Section transversale [m^2]

(u_{xi}, u_{zi}) : Vitesses de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m/s]

Wi: Charge portante pour chaque patin hydrostatique [KN]

\ddot{X}, \ddot{Y} : Speeds of the shaft, in the X and Y directions

$(x_i y_i z_i)$: Système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds

(x, y, z) : Système des coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor

\dot{h}_i : vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]

α^2 : Constant du matériau [$\text{m}^3 \text{A}^{-1} \text{s}^{-1}$]

β_0 : Rapport de pression pour excentricité égale à zéro

λ : Paramètre de model de Jenkins

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

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

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

ρ : Densité du fluide [kg m^3]

φ : Fraction volumique des nanoparticules

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

$\bar{\mu}$: Susceptibilité magnétique

Introduction générale

Les paliers lubrifiés non intelligents, tels que les paliers hydrodynamiques et les paliers hybrides, sont sujets à des vibrations importantes à cause de ses comportements passifs, suite à ces paramètres du système de contrôle. Généralement ces paliers n'aboutissent pas au comportement dynamique désiré à cause des effets des fortes charges dynamiques. C'est une des raisons pour lesquelles on doit s'intéresser aux contrôles actifs et semi - actifs des vibrations de lignes d'arbre (rigides et flexibles) à l'aide de paliers fluides intelligents.

Parmi les paliers fluides intelligents 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. L'emploi de ce type de paliers aux machines tournantes a relancé fortement l'intérêt de l'application des lubrifiants ferrofluides. Les ferrofluides sont des solutions colloïdales stables contenant des particules magnétiques (tailles nanométriques) en suspension dans un liquide porteur tel que l'eau, l'huile, etc.

Le peu d'études (rhéologique, thermique, magnétique...) menées sur les ferrofluides montrent que ce type de fluide peut être considéré comme étant un fluide intelligent qui sert aux contrôles actifs et semi-actifs des vibrations de ligne d'arbre fonctionnant à grande vitesses.

L'objectif principal de cette thèse consiste à étudier le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre supportée par paliers ferrofluides à patins hydrostatiques. Deux modèles théoriques (analytique et numérique), basé sur la méthode non-linéaire, sont développés en utilisant le model Jenkins afin d'étudier l'effet de la lubrification de nano-fluides sur la réponse vibratoire non-linéaire et les forces transmises d'une ligne d'arbre rigide soumise à des excitations de type balourd.

Il est supposé que: le champ magnétique est uniforme sur l'ensemble de surface de la portée du patin hydrostatique; l'écoulement est considéré incompressible ; le régime est laminaire, isotherme et permanent.

Nos études, présentées dans cette thèse, sont orientées vers la caractérisation et l'analyse des performances des paliers hydrostatiques et la rhéologie des ferrofluides sous champ magnétique. Faisant suite à cette introduction, le premier chapitre regroupe un aperçu non exhaustif de différent types de paliers tels que les paliers hydrostatiques, leurs principe de lubrification et les études faites pour le calcul de leurs caractéristiques et les domaines d'application avec une synthèse bibliographique concernant les ferrofluides et mettra en évidence les raisons déterminantes du choix de la technique d'intensification utilisant des ferrofluides, et par suite les récents travaux et leurs résultats obtenus. Nous verrons à travers cette étude les paramètres influençant les comportements magnétique, rhéologique des ferrofluides.

Le second chapitre est consacré à l'étude du comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre supportée par trois paliers nanofluides à patins hydrostatiques alimentés par trois résistances hydrauliques de type capillaire. Dans cette étude, deux modèles théoriques basés sur la théorie non-linéaire ont été développés, afin d'étudier l'effet du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules sur le comportement dynamique non-linéaire d'une ligne d'arbre soumise à des perturbations de type balourd.

Le troisième chapitre présente les résultats des modèles développés (analytique et numérique) concernant l'effet des paramètres de Jenkins, de concentration des nanoparticules, et du champ magnétique sur le comportement vibratoire d'une ligne d'arbres montés sur paliers nanofluides à patins hydrostatiques. Ce type de modélisation met en évidence l'effet du palier ferrofluide à patins hydrostatiques sur le comportement dynamique d'une ligne d'arbre rigide soumise à des excitations de type balourd. Les principaux résultats obtenus dans cette thèse ont été publiés dans une publication de renommée internationale: *Tribology - Materials, Surfaces & Interfaces*.

Introduction générale

A la fin, une conclusion générale sur le travail que nous avons effectué couronnée par des résultats que nous jugeons acceptable et que nous souhaitons d'une valeur scientifique et académique intéressante.

"Nous avons choisi d'aller sur la lune, non parce que c'est facile, mais justement parce que c'est difficile"

John F .Kennedy

Chapitre I

Revue Bibliographique

"La pataphysique est la science des solutions imaginaires, qui accorde symboliquement aux linéaments les propriétés des objets décrits par leur virtualité".

Alfred Jarry

Chapitre I

Revue Bibliographique

I.1. Introduction

Ce chapitre expose le contexte du travail de notre recherche, une étude bibliographique portant sur la lubrification des paliers hydrostatiques en utilisant un ferrofluides afin de réduire les vibrations et augmenter la productivité et le rendement des machines tournantes.

Nous présentons dans un premier temps les différents types des paliers, une description a été faite pour leurs principe de lubrification et de fonctionnement et mettre en lumière les avantages et les inconvénients pour chaque catégorie.

La deuxième partie concerne un aspect magnétique: nous expliciterons dans cette partie le comportement et la nature magnétique du ferrofluide, les caractéristiques générales, l'effet d'un champ magnétique sur leurs propriétés et ses applications. Le rôle du ferrofluide dans ce contexte est détaillé, ainsi que les conditions auxquelles il est soumis.

I.2. 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 antifricition. 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.

La solution de ces problèmes consiste à réduire la friction ou bien supprimer tout contact entre les deux surfaces. La sélection d'un palier doit être effectuée sur une base technique qui prend en compte les caractéristiques du mouvement, l'intensité de la charge, les conditions d'ambiance et de nombreux autres aspects.

I.3. Différents types de paliers

I.3.1 Paliers à roulements

Un roulement est un dispositif destiné à guider un assemblage en rotation, c'est-à-dire à permettre à une pièce de tourner par rapport à une autre selon un axe de rotation défini. Il permet d'avoir une très faible résistance au pivotement tout en supportant des efforts importants. Le roulement assure à lui seul plusieurs fonctions principales : il permet une rotation rapide avec un minimum de frottement, en supportant des charges radiales ou axiales importantes, et assure aussi le positionnement précis de l'arbre, avec une capacité plus ou moins grande à reprendre les défauts d'alignement, selon le type de roulement utilisé. Pour répondre à toutes ces exigences, il existe plusieurs types de roulements, chaque type offrant plusieurs variantes (avec flasques, avec billes céramique, sans cage...).

Le montage des roulements dans les paliers demandait une précision d'alésage qui a fortement été diminuée par l'adoption des colles de scellement. Cette colle, après positionnement correct de l'arbre, maintient solidement (dans le sens radial) le roulement dans son logement. Le maintien des roulements dans le sens axial peut être assuré par des collerettes vissées ou des anneaux élastiques. Tous ces montages dépendent de l'utilisation, des efforts et du coût de revient. Les roulements sont caractérisés par une rotation rapide avec un minimum de frottement et une capacité de supporter des charges radiales ou axiales importantes [1].

a) Avantages

- Installation simple et facile à remplacer,
- Durée de vie plus grande,
- Possibilité de graissage à vie,
- Possibilité de supporter des charges combinées,
- Faible coût,
- Supportent mieux les interruptions temporaires de lubrification,
- Assurent un meilleur alignement radial et axial,
- Pas de phénomène de fouettement (whirl),
- Présentent un faible couple au démarrage même à basse température.

b) Inconvénients:

- Problèmes de fatigue plus importants,
- Faible capacité d'amortissement,
- Encombrement radial important,
- Générateur de bruits,
- Fréquence de rotation limitée,
- Diamètre nominal limité.

I.3.2 Paliers poreux

Les paliers à coussinets poreux sont dits auto-lubrifiants car c'est le coussinet imbibé d'huile qui joue le rôle de réservoir de lubrifiant. La couche auto-lubrifiée est constituée par une poudre frittée à haute température (bronze, fer, cuivre).

Ces paliers comportent des pores remplis d'huile avec un volume qui représente de 16 à 36% du volume total. Dans un palier poreux, l'huile circule d'une part dans le jeu, circonférentiellement et axialement, et d'autre part dans le coussinet, de la zone de pression élevée vers la zone de basse pression.

L'huile filtre au travers de la surface interne du coussinet, du film vers le coussinet dans la zone de pression élevée, du coussinet vers le film dans la zone de pression basse. L'utilisation de ces paliers est limitée par la température de fonctionnement.

Les avantages et les inconvénients de ce type de palier sont :

a) Avantage

- L'absence de l'alimentation du lubrifiant permet d'avoir un montage simple,
- Faible coût de fabrication du coussinet.

b) Inconvénients

- Ils ne supportent pas les grandes vitesses et les grandes charges,
- Un couple de démarrage faible,
- Ils nécessitent un grand couple au démarrage à des basses températures.

I.3.3. Paliers magnétique

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.

I.2.3.1. Principaux paliers magnétiques

- Le palier magnétique passif : Ce palier est réalisé à partir d'aimants permanents ou d'électroaimants à courant d'excitation constante en utilisant soit les forces de répulsion, soit les forces d'alignement. 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 [2].
- Le palier magnétique actif : Ce palier travaille toujours en attraction avec des électroaimants à excitation variable commandée par des détecteurs de déplacement.

Un palier actif est généralement constitué par un électroaimant où le courant est appliqué à chaque bobine pour produire des forces d'attraction avec capteur qui mesure le déplacement du rotor de sa position de référence suivi par 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.

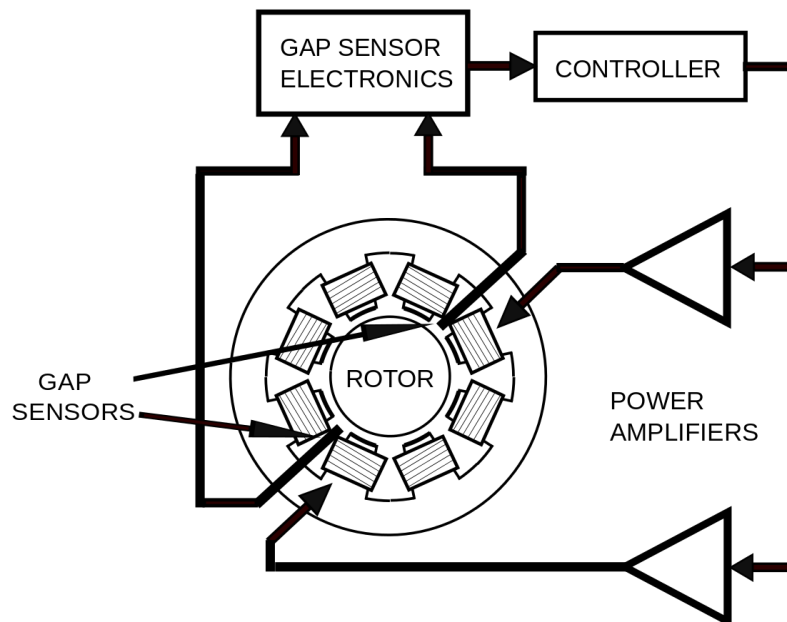


Figure I.2. Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif [8].

I.3.3.2. Composants des paliers magnétiques actifs

1. Palier radial

Un rotor ferromagnétique cylindrique flotte dans les champs magnétiques créés par les électroaimants montés deux à deux en opposition. Le courant est transmis aux bobinages des électroaimants par l'influence des forces électromagnétiques. Sa position est déterminée au moyen de quatre détecteurs qui enregistrent en permanence les éventuels déplacements. Ces détecteurs inductifs développent une tension électrique en fonction des variations du champ magnétique lié aux déplacements. Les signaux d'erreur émis par les détecteurs modifient automatiquement, grâce à un système d'asservissement électronique, le courant traversant les électroaimants et par suite les champs magnétiques. Ces champs magnétiques tendent à amener le rotor à sa position nominale.

2. Palier axial

Un palier de type axial est basé sur le même principe que le palier radial. Le rotor est constitué par un disque dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation et en face duquel se trouvent les électroaimants. Ce palier sert de butée axiale. Le détecteur de position est souvent situé à l'extrémité de l'arbre. Les paliers magnétiques, qui ne sont pas encore d'un emploi courant, sont utilisés dans le cas où la présence d'un fluide lubrifiant ne se justifie pas, les pressions diamétrales sont faibles et les vitesses de rotation élevées (50000 rpm).

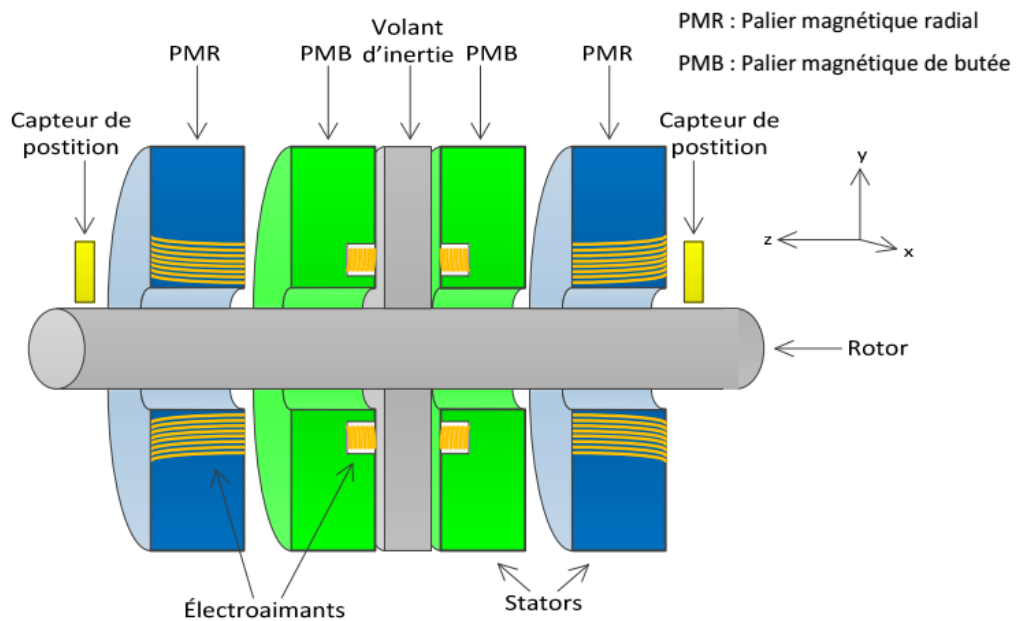


Figure 1.3. Rotor supporté par des paliers magnétiques [3]

a)Avantage des Paliers magnétiques

- Roulements magnétiques sont sans contact et peuvent être utilisés dans techniques du vide, des chambres propres et stériles, le transport des fluides agressifs ou pures médias
- Vitesses les plus élevées sont possibles, même jusqu'à la résistance à la rupture dès le rotor
- Absence de joints de lubrification permet la plus grande et plus rigide arbres de rotor
- Absence de résultats d'usure mécanique dans moins d'entretien les coûts et la durée de vie du système
- Rigidité adaptable peut être utilisé dans l'isolation des vibrations, passant vitesses critiques, robustes aux perturbations externes.

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 [4].

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.

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.

Cette instabilité, dénommée " oil whip' ", apparaît à une vitesse égale au double de la première vitesse critique du rotor et est caractérisée par un régime sous-synchrone qui dégrade dangereusement la performance de l'ensemble mécanique.

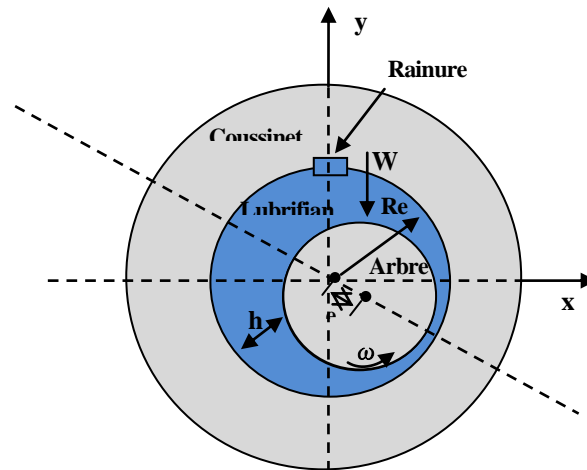


Figure 1.4 : Section droite d'un palier hydrodynamique

Dans la lubrification hydrodynamique le lubrifiant visqueux est entraîné dans le contact qui forme un espace convergent dans lequel se développe une pression hydrodynamique. Cette pression permet la séparation totale des surfaces du contact et équilibre la charge [5, 6].

Pour obtenir une lubrification hydrodynamique, il faut un mouvement relatif entre les deux surfaces, la formation d'un convergent et d'un divergent par l'excentricité de l'arbre sous chargement, et la présence d'un lubrifiant visqueux qui va être entraîné par la rotation de l'arbre dans le coin convergent pour créer un champ de pression hydrodynamique s'opposant à la charge.

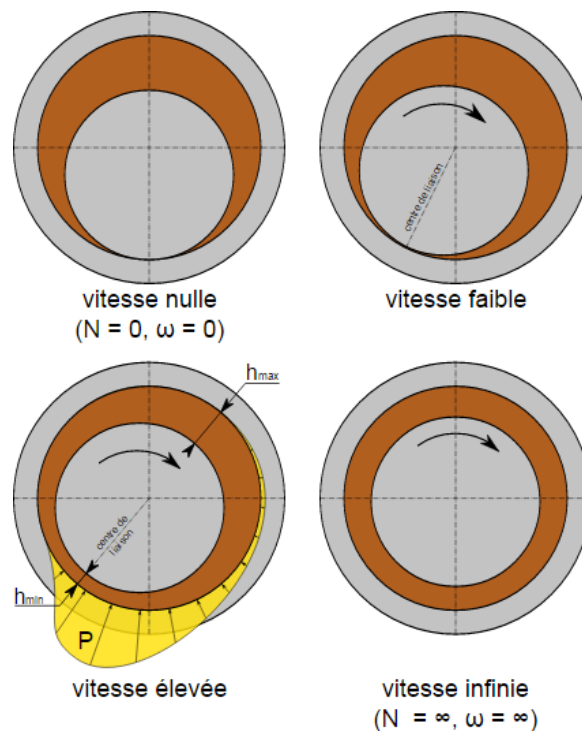


Figure 1.5. Principe d'un palier hydrodynamique

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 [7].

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.

I.3.4.2.1. Lubrification hydrostatique

La lubrification hydrostatique est parmi les procédés les plus utilisés dans le domaine Industriel, et est défini comme un système de lubrification dans lequel le film de support de charge de fluide, en séparant les deux surfaces, est créé par une source extérieure, comme une pompe, fournir un fluide sous pression suffisante. Le système hydrostatique est de conception simple. Les paliers hydrostatiques peuvent donc fonctionner à vitesse relative nulle et charge très élevée en présence d'un film d'une épaisseur adéquate.

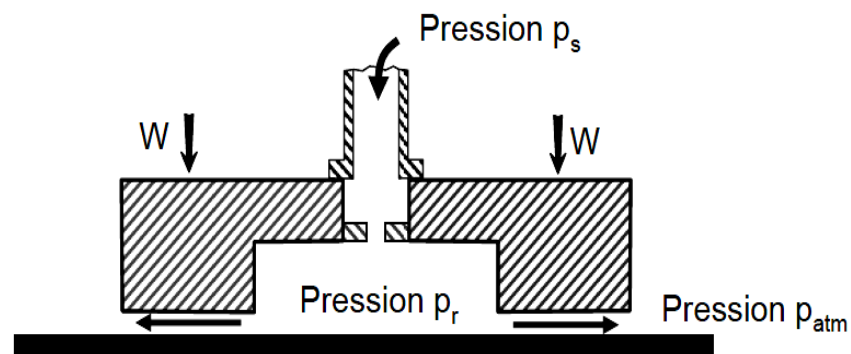


Figure I.6 : Schéma de principe d'une butée hydrostatique [8]

a) Principe de lubrification hydrostatatique

Un palier hydrostatatique présente l'inconvénient de ne fonctionner en état de frottement fluide que lorsque la vitesse est suffisamment élevée. Afin de créer le film fluide déjà à l'arrêt, on injecte le lubrifiant sous pression à l'aide d'une pompe dans des poches (figure I.7) où il crée une pression qui soulève la charge; il s'échappe ensuite par les lèvres des poches.

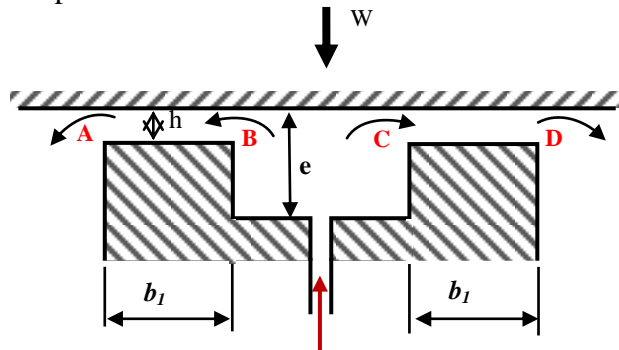


Figure I.7 : Schématisation d'une butée hydrostatatique [9]

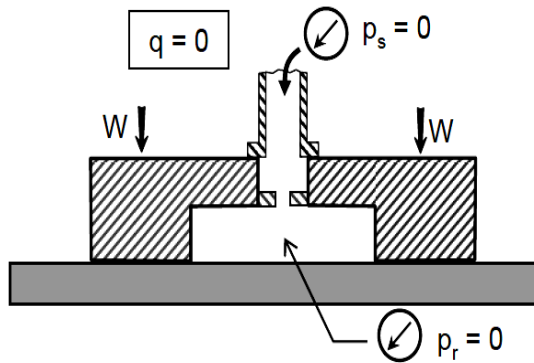
L'espace de fuite se règle automatiquement en fonction de la pression et de la charge appliquées. Il est nécessaire de prévoir des restrictions dans les tuyaux d'amenée du fluide aux poches afin de stabiliser la position de la pièce mobile [7].

Deux régions montrées le principe de fonctionnement d'une butée hydrostatatique, une zone représentée par les portées (AB) et (CD) de largeur (a) où l'épaisseur (h) du film lubrifiant est mince : $h/a < 1$.

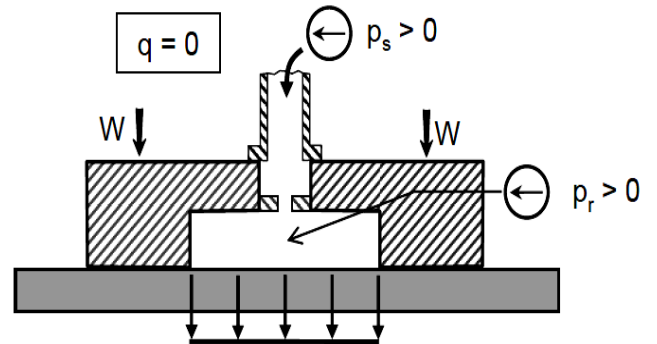
La zone (BC) constituée par la cavité où l'épaisseur du film lubrifiant (e) est grande : $e/h > 20$; dans cette région, la pression est supposée être constante : $p = p_a$; cette hypothèse est très souvent vérifiée expérimentalement [9]

b) Etapes de fonctionnement

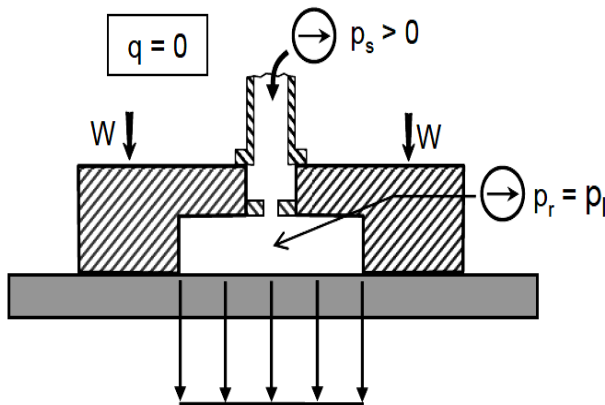
1 Pompe éteinte



2 Construction de la pression



3 Pression de la cavité atteint la pression de soulèvement



4 Pression de la cavité à la pression d'opération

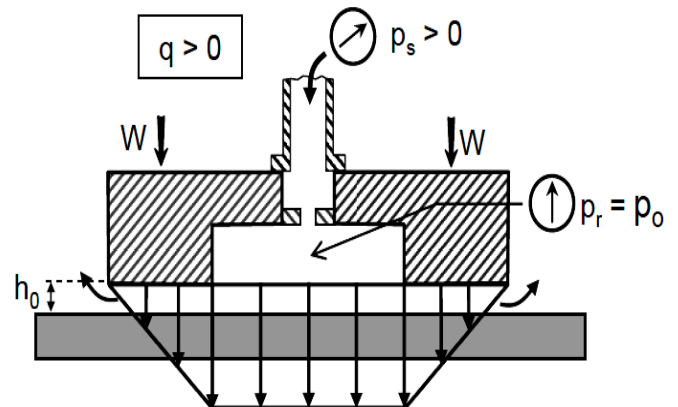


Figure I.8 : Opération de fonctionnement d'un palier de butée hydrostatique [8]

- 1) la pompe est en état d'arrêt ;
- 2) Le fluide sous pression commence à écouler vers la butée et la pression dans l'alvéole augmente ;
- 3) La pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression de la cavité atteinte la pression de soulèvement ;
- 4) Le palier commence à fonctionner, le fluide s'écoule à travers le système et une chute de pression existe entre la source de pression et le patin, et entre l'alvéole et la sortie du patin.

Les deux principales méthodes utilisées pour introduire le liquide à l'intérieur de la butée sont l'alimentation à débit constant et celle à pression constante.

- **Systèmes à débit constant :** Dans les systèmes 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. On lui préfère le système à pression constante. (Figure. I.9). [10]

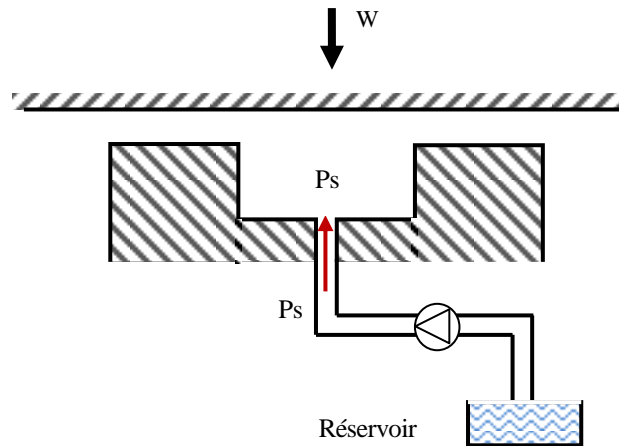


Figure I.9. Alimentation à débit constant. [10]

- **Systèmes à pression constante :** Dans les mécanismes 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.10).

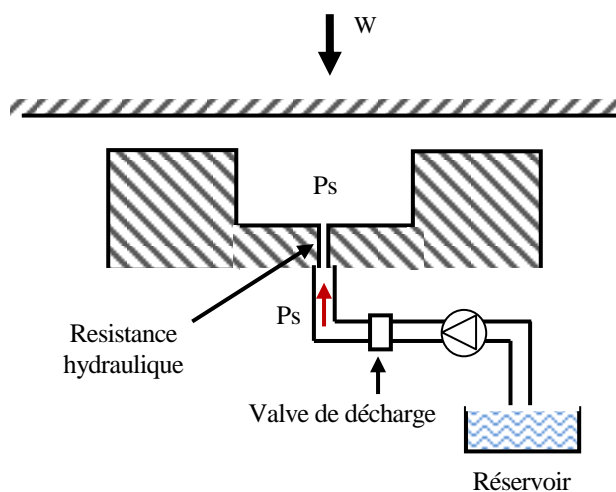


Figure I.10. Alimentation à pression constante. [10]

I.3.4.2.2. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques

a) Avantages

Par rapport aux autres types de support, la différence essentielle est qu'il n'y a jamais de contact entre les deux surfaces puisqu'une pompe extérieure permet l'introduction de liquide sous pression à l'intérieur de la zone de contact et assure donc l'existence permanente d'un film lubrifiant même à vitesse nulle. Cela entraîne les avantages suivants:

- l'absence d'usure ;
- un coefficient de frottement très faible ;
- pas de frottement saccadé (stick-slip) ;
- une très grande raideur, permettant de conserver un positionnement précis malgré des fluctuations de charge importantes ;
- l'inexistence de concentrations de contraintes car, la pression étant sensiblement constante dans l'alvéole, la charge est supportée par une grande surface ;
- 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 ;
- 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.

Ces avantages montrent que le domaine d'utilisation des paliers hydrostatiques est très vaste. Citons quelques applications particulières :

- les télescopes et grandes antennes radars, qui doivent se déplacer très lentement et de façon régulière ;
- les cylindres pour broyeurs de minerai, dans lesquels les températures ambiantes sont très élevées ;
- les machines-outils de précision et les machines de contrôle, où une grande précision de centrage et une grande rigidité sont nécessaires ;

- les turbopompes, utilisées pour véhiculer des fluides cryogéniques à très basse température et animées de grandes vitesses de rotation ;
- les dispositifs de mesure sur machines d'essai, qui nécessitent d'isoler des éléments afin de mesurer précisément les efforts.

b) Inconvénients

Les inconvénients majeurs des dispositifs hydrostatiques sont leur coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc., et leur fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces.

I.3.5. Paliers à films amortisseurs (Squeeze Film Damper)

SFD (*squeeze film damper*) a été étudiée au cours des dernières années afin de réduire les vibrations dans la machinerie rotative. L'amortisseur de film d'huile génère sa capacité de force d'amortissement en réaction aux mouvements de revues dynamiques serrant un film mince de lubrifiant dans le jeu entre un boîtier fixe et un journal tourbillonnant. Le ferrofluide ou magnétique fluide est une sorte de fluide intelligent qui réagit à l'application d'un champ magnétique [11].

L'ensemble rotor-roulement à billes est monté dans un palier fluide (figure I.11). Le guidage en rotation de l'arbre est assuré par le roulement alors que le palier fluide joue le rôle d'un amortisseur visqueux.

La bague intermédiaire (fixe en rotation) permet de réduire le mouvement de la bague extérieure du roulement dans le palier à une translation. Deux technologies de paliers à film amortisseur peuvent être envisagées :

- Montage d'un ressort en parallèle avec le film amortisseur permettant de donner une certaine raideur au palier,
- Film amortisseur libre (sans ressort).

Ce type de palier est surtout utilisé pour le guidage des rotors de turbines tournant à grande vitesse tels que les turbo-réacteurs d'avion qui utilisent fréquemment des paliers de roulement au lieu des paliers à film d'huile. A cause de leur faible amortissement, les paliers de roulement ne permettent pas d'atténuer les amplitudes de vibration surtout lors du passage des vitesses critiques.

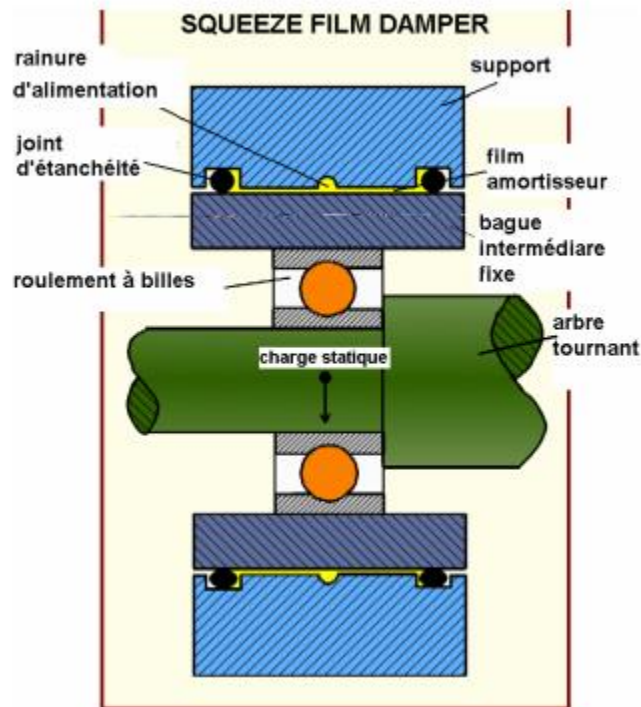


Figure I. 11: Schéma de principe d'un palier à film amortisseur (SFD) [11]

Il existe plusieurs configurations des butées (supports), parmi lesquelles on distingue les configurations à support cylindrique et à support plat.

- La configuration à support cylindrique est moins coûteuse mais exige un mécanisme anti-rotation pour éviter la rotation du palier. Elle est similaire au film amortisseur cylindrique (Squeeze film dampers SFD) non hydrostatique conventionnel dans le cas où il n'y a pas de ressort de centrage.
- La configuration à support plat dont l'anti-rotation est inhérente peut être conçue pour que le moment de torsion du palier ne crée pas problème de lignage pas significativement le film fluide [12].

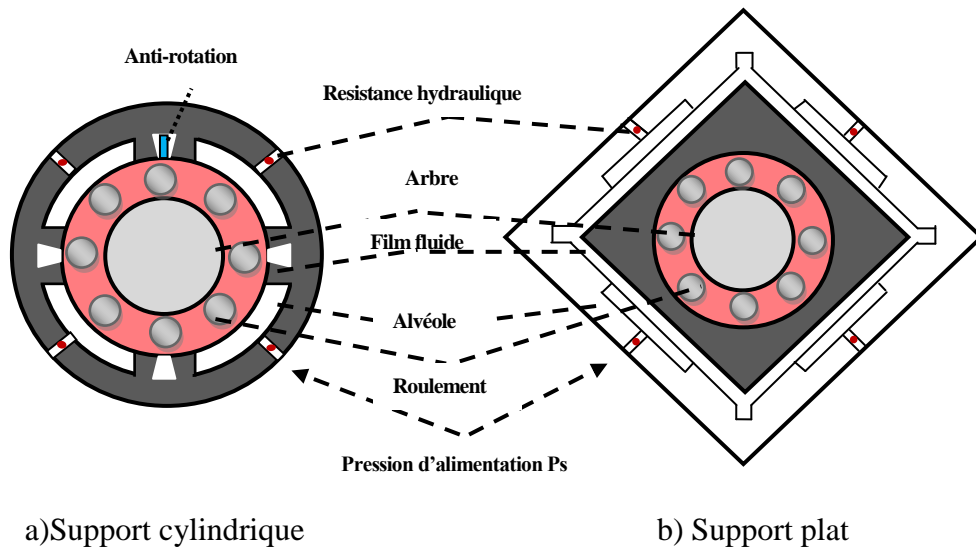


Figure I.12 : Configurations des paliers hydrostatiques à quatre butées hydrostatiques [12]

I.4. Les ferrofluides

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 magnétique, les particules se comportent comme de petits dipôles magnétiques. Elles s'alignent le long des lignes de champ. Le fluide devient alors polarisé [13] : 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 μm 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 [13, 14]. Ainsi les fluides magnétiques sont normalement utilisés dans des systèmes sièges de grandes contraintes de cisaillement [15] ou qui requièrent de niveaux élevés d'amortissement. Par exemple, ils sont rencontrés dans des systèmes de freinage [16, 17] et dans des dispositifs de contrôle de vibration de bâtiments soumis à forts tremblements de terre [18].

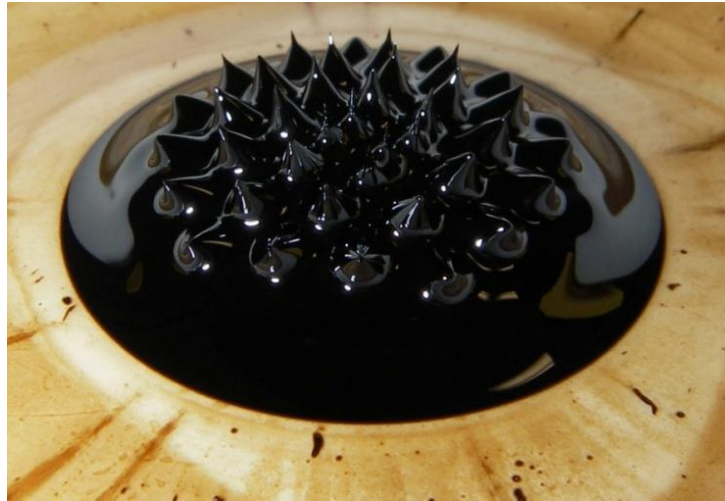


Figure I.13: Un ferrofluide sur une pointe aimantée [19].

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].

I.4.1. 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 lignées. Au-delà de cette valeur, la magnétisation reste stationnaire.

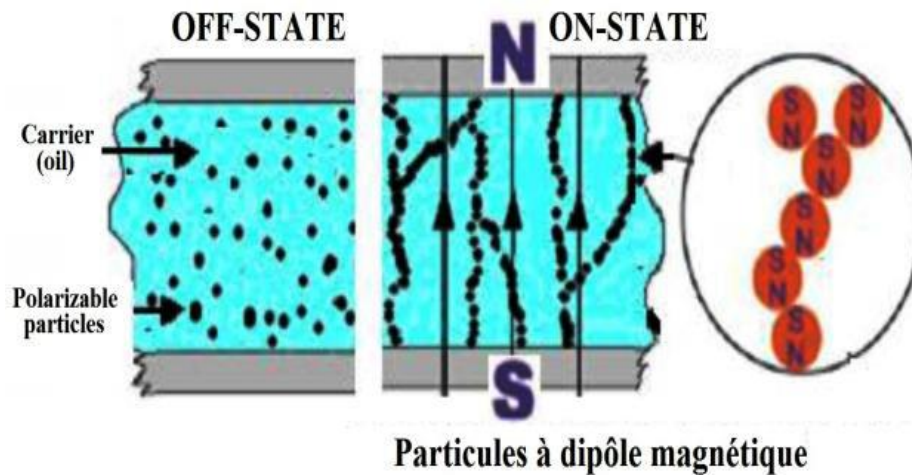


Figure I.14. Structure des particules d'un ferrofluide sous champ magnétique appliqué [19]

La figure I.15 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.

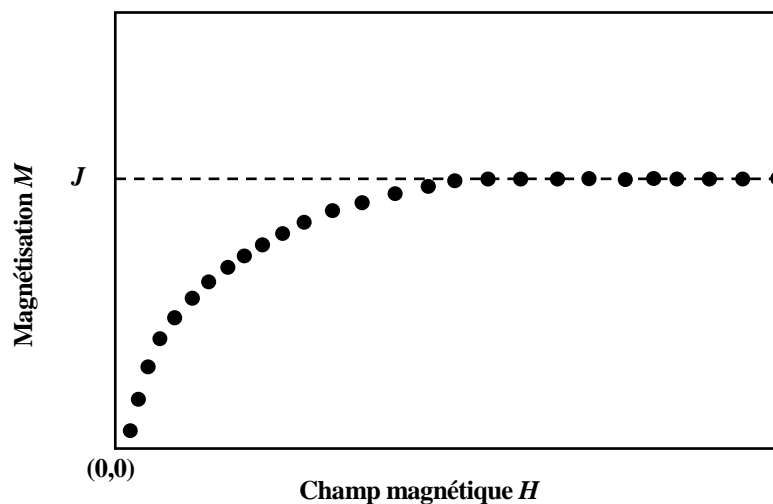


Figure I.15. Comportement typique de la magnétisation d'un ferrofluide niveau maximum limité par la saturation magnétique J [21].

La viscosité en dehors d'un champ magnétique est conditionnée par celle du fluide porteur [21], 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 [22]. 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 [23].

I.4.1.1. Influence de la nature du champ magnétique

Un champ magnétique généré par une bobine ou un aimant peut être appliqué de différentes manières sur un ferrofluide. Nous pouvons identifier deux cas en relation avec la direction et la nature du champ :

Nature du champ magnétique: la variation spatiale et temporelle du champ magnétique peut générer les configurations suivantes :

- champ magnétique uniforme et statique (pas de gradient d'induction),
- champ non uniforme et statique (gradient de champ),
- champ uniforme et non statique, cas d'un solénoïde alimenté par un courant alternatif,
- champ non uniforme et non stationnaire.

I.4.1.2. Influence de la direction du champ magnétique

Direction du champ par rapport au sens d'écoulement : au vu de la théorie de Shliomis, la variation de la viscosité dépend de l'orientation du champ magnétique. On distingue donc deux directions :

- parallèle au sens d'écoulement,
- perpendiculaires au sens d'écoulement.

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 verticité. La figure (8.a) montre l'écoulement existant entre deux plans parallèles, où un des plans reste fixe et l'autre se déplace dans la direction z . La verticité 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 [23].

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.

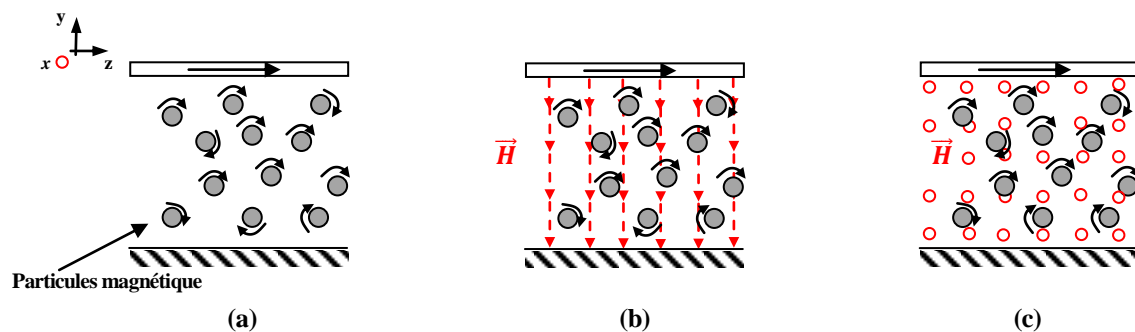


Figure I.16. Influence de la direction du champ magnétique H sur l'écoulement un ferrofluide, la verticité étant parallèle à l'axe x . [23]

Dans un premier temps, supposons un champ perpendiculaire à la verticité de l'écoulement (Fig. I.16.b). 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 verticité (Fig. I.16.c). Dans ce cas, les couples ne se contrarient pas et le champ magnétique n'impose aucune variation sur la viscosité du ferrofluide [23].

McTague [24], a procédé à des mesures de viscosité sur un ferrofluide à base de cobalt avec un diamètre moyen de 6 nm et une fraction volumique de 0,05% (dilué).

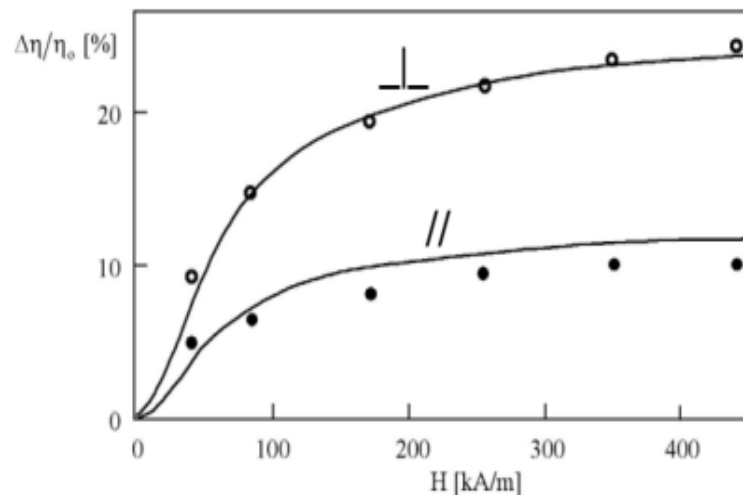


Figure I.17. Évolution de la viscosité d'un ferrofluide selon la direction perpendiculaire et parallèle au sens de l'écoulement [25].

On remarque que le cas perpendiculaire est plus favorable à l'augmentation de la viscosité. L'explication donnée à cette observation est liée à la rotation de la particule. En effet, lorsque le champ est statique, une compétition existe entre le couple mécanique créé par le gradient de vitesse et la relaxation brownienne de la particule (couple magnétique qui aligne la particule selon le champ).

I.4.2. Comportement rhéologique

Le but de cette section est de présenter les paramètres influençant la viscosité ainsi que les raisons pour lesquelles cette dernière augmente en présence de champ magnétique. La viscosité des ferrofluides sous champ magnétique sont influencée par différents facteurs qui peuvent agir simultanément. On peut noter à titre d'exemple : la température, la fraction volumique, la nature du champ magnétique appliqué et son orientation, le type de particules utilisées, la nature du fluide de base... De ce fait, l'influence de ces paramètres va-t-il provoquer un changement au niveau du comportement rhéologique du ferrofluide sous champ magnétique ?

I.4.2.1. Rhéologie des ferrofluides en l'absence de champ magnétique

Le comportement rhéologique et l'évolution de la viscosité dans les suspensions colloïdales sont connus depuis le début du siècle dernier. Lorsque le champ magnétique n'est pas appliqué, les ferrofluides présentent un comportement rhéologique similaire aux nanofluides [26]. Les mesures effectuées sur les nanofluides et en particulier les ferrofluides ne permettent toutefois pas d'établir une loi de comportement commune pour tous ces fluides. Certaines mesures montrent

que le comportement suit une loi Newtonienne [27,28] (viscosité qui ne varie pas avec le taux de cisaillement), tandis que d'autres, présentent des comportements non-Newtoniens [29,30].

À travers de la figure I.18, nous pouvons effectuer une analyse quantitative sur l'influence de la présence des particules sur la viscosité des fluides. En augmentant le taux de cisaillement, ce rapport a tendance à diminuer. L'explication à donner à l'augmentation de la viscosité dans un ferrofluide par rapport à son fluide de base est liée aux nanoparticules. Lorsqu'on applique une vitesse de cisaillement homogène (ou plus simplement dans le cas d'un écoulement) sur un ferrofluide, un gradient de vitesse est créé. Enfin, les particules provoquent une dissipation d'énergie (frottement) supplémentaire (par rapport au fluide de base) ayant pour conséquence l'augmentation de la viscosité.

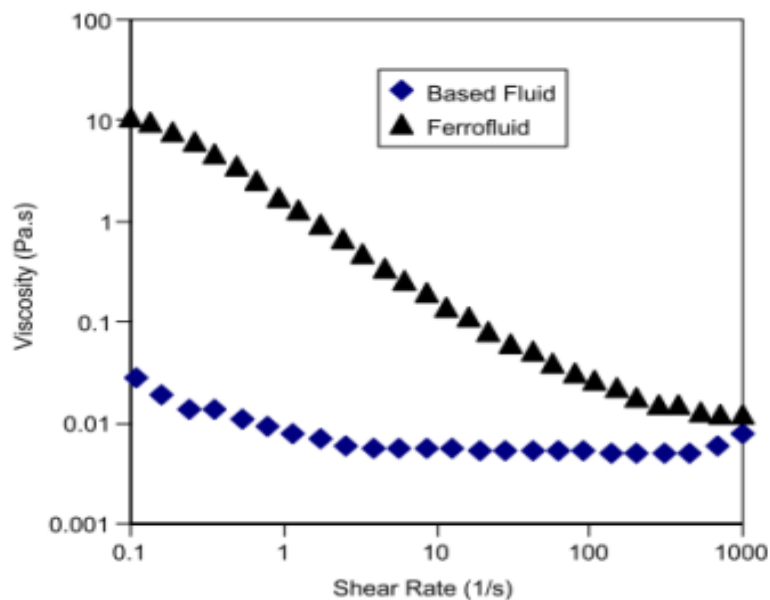


Figure I.18. Comportement rhéologique d'un ferrofluide à base d'oxyde de fer et de son fluide de base. La fraction volumique du ferrofluide est de 7% et le diamètre moyen des particules est égal à 10,6 nm [31].

I.4.2.2. Rhéologie des ferrofluides sous champ magnétique

La détermination du comportement rhéologique des ferrofluides sous champ magnétique a fait l'objet de plusieurs études depuis les années 1960. Les résultats des tests sous champ magnétique et les modèles établis indiquent une augmentation de la viscosité (par rapport au cas sans champ) et deux types de comportement : Newtonien et non-Newtonien.

L'étude menée par [32] sur le ferrofluide (fraction volumique 7,3%) produit par Ferrotec et pour des taux de cisaillement inférieurs à 100 s^{-1} , montre que le comportement du ferrofluide est Newtonien sous un champ magnétique de 0,54 T. Par ailleurs, [33] stipule que pour des taux de cisaillement inférieur à 1000 s^{-1} , le champ magnétique ne peut pas perturber la linéarité existante entre la contrainte et le taux de cisaillement dans un ferrofluide.

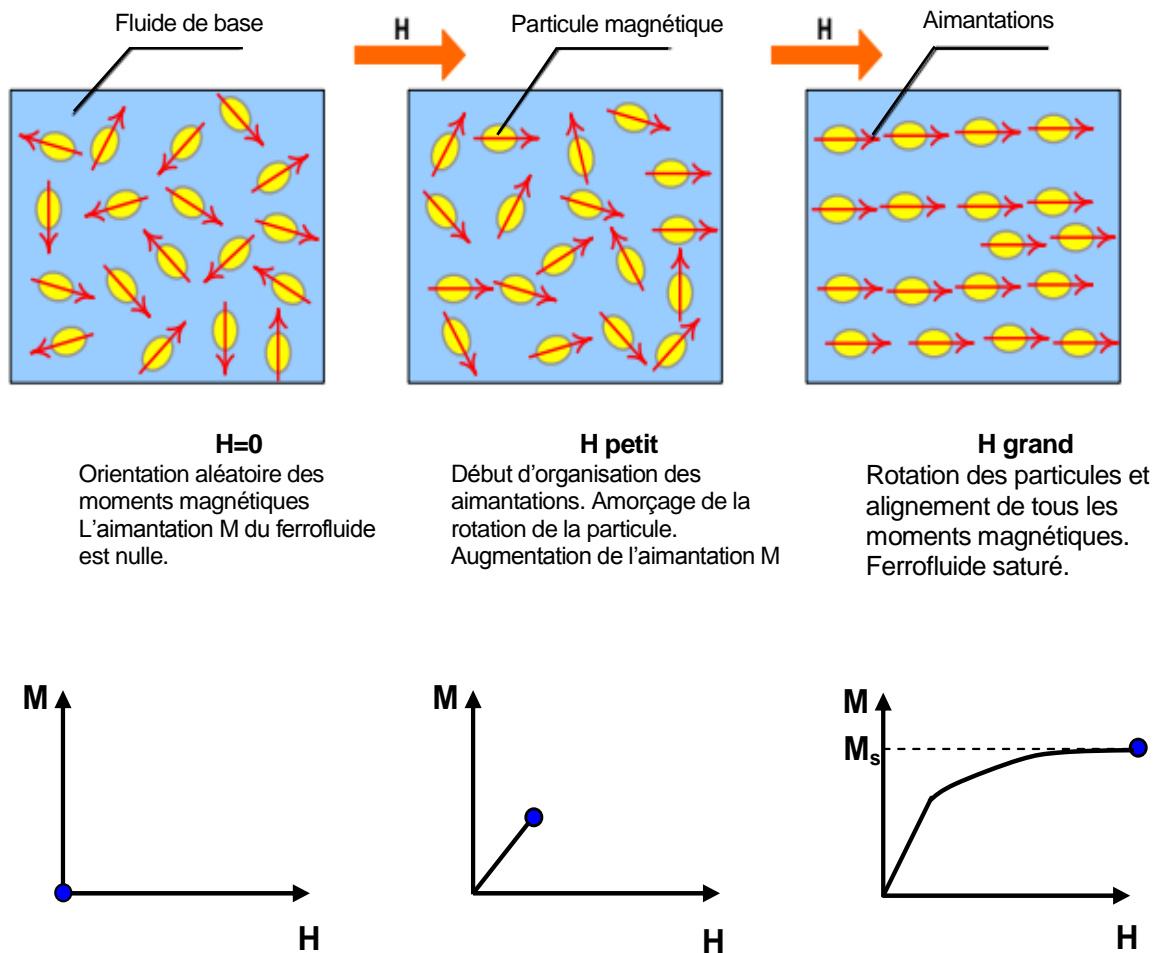


Figure. I.19. Mécanismes d'alignement des moments magnétiques [34]

De ce fait, le comportement obtenu est de type Newtonien. A contrario, l'essai effectué par [34] montre que, sous champ magnétique, le ferrofluide testé possède un comportement rhéofluidifiant pour des taux de cisaillement allant jusqu'à 1000 s^{-1} . Ce résultat rejoint celui trouvé par Odenbach pour un ferrofluide commercial produit par Ferrotec (APG513A).

L'organisation des particules dans un ferrofluide sous champ magnétique prend naissance lorsque les moments magnétiques sont colinéaires avec le champ extérieur. D'un point de vue énergétique, cela se traduit par une compétition entre l'énergie d'interaction dipôle-dipôle et l'énergie d'agitation thermique.

L'augmentation de cette énergie implique soit l'utilisation d'une particule de gros diamètre ou d'une particule avec une aimantation à saturation plus élevée. En effet, l'énergie d'interaction est plus grande lorsque la particule est ferromagnétique. La probabilité de formation de chaînes est dans ce cas plus importante que pour des particules superparamagnétiques. Pour des particules de magnétite, le diamètre requis pour la formation de chaînes est supérieur à 12 nm [35].

Comme dans le cas des fluides classiques, la température a tendance à fluidifier les ferrofluides. Il est bien clair que la viscosité dépend aussi de plusieurs paramètres notamment la fraction volumique. En augmentant cette dernière, la viscosité augmente [36]. De plus, l'effet de la température sur le nanofluide et son fluide de base est similaire, c'est-à-dire qu'avec l'augmentation de la température, la viscosité diminue [37] [38]. Les essais effectués par ces auteurs [38] [36] ont tous eu pour conclusion que le comportement des nanofluides demeurait Newtonien.

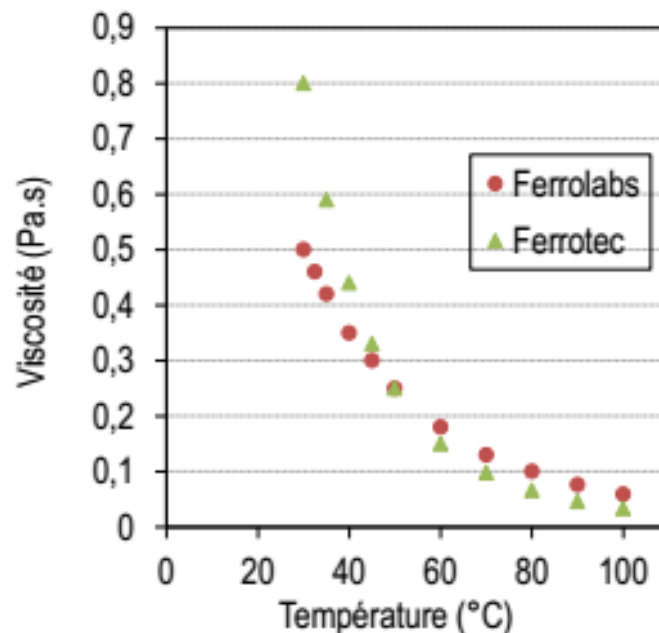


Figure I.20(a). Effet de la température sur la viscosité des ferrofluides (Ferrolabs et Ferrotec). [39]

Dans la, l'évolution de la viscosité de ces quatre ferrofluides figure I.20 est similaire sous l'effet de la température. Le comportement présente une loi exponentielle inverse. L'effet de la température sur la viscosité du ferrofluide Ferrotec est plus marqué par rapport aux ferrofluides moins visqueux. En effet, une différence de plus de 200% est remarquée lors du passage de 30 à 50°C. Par conséquent, pour une application en fluide, l'utilisation du ferrofluide Ferrotec à haute température permettrait un gain au niveau de la puissance de pompe [39].

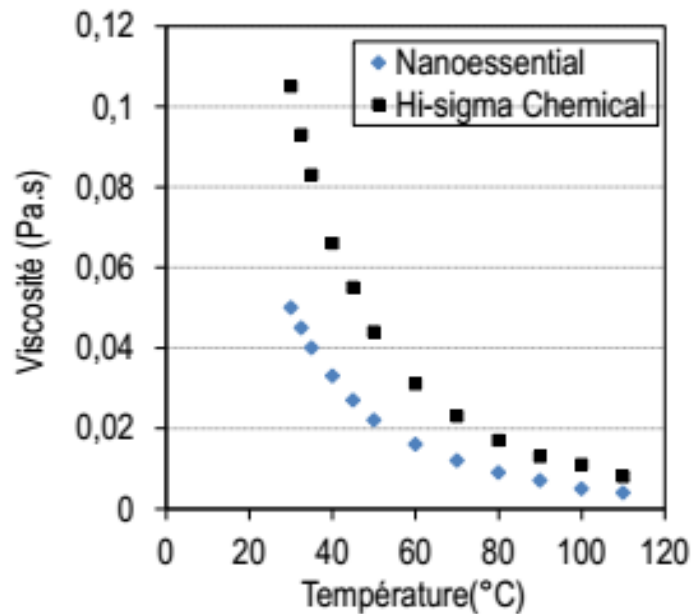


Figure I.20(b). Effet de la température sur la viscosité des ferrofluides (Nanoessential et Hi-sigma Chemical). [39]

Enfin, signalons que les mesures de viscosité effectuées sur le ferrofluides Nanoessential et Hi-sigma Chemical Figure I.20(b). ne sont pas fiables à haute température ($> 85^{\circ}\text{C}$) à cause de leur volatilité et ce malgré l'existence d'un système d'anti-évaporation.

I.5. Contrôle de 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.

Les fluides intelligents peuvent être utilisés comme des éléments contrôlables puisque leurs propriétés rhéologiques changent en fonction des paramètres extérieurs, ce qui signifie que leur amortissement peut être contrôlé. L'emploi des paliers intelligents utilisant un ferrofluide comme lubrifiant intelligent a été étudié théoriquement et expérimentalement par plusieurs chercheurs qui ont trouvé que c'est une méthode efficace pour réduire les vibrations des rotors surtout lors de passage des vitesses critiques.

Parmi les recherches de l'utilisation du ferrofluide comme lubrifiant dans les paliers, Chi et al **1990** [40] ont étudié un nouveau type de palier lisse lubrifié par un ferrofluide à trois patins. Ils ont trouvé dans leur étude théorique et expérimentale que la performance de ce roulement est bien meilleure que celle des roulements ordinaires.

Osman et al **2001, 2003** [41, 42] ont étudié les caractéristiques statiques et dynamiques des paliers hydrodynamiques lubrifiés par un ferrofluide. Sur la base de la dynamique et de continuité des équations, une équation différentielle de pression (équation de Reynolds modifiée) a été obtenue et résolue numériquement avec la méthode de différence finie. Ils ont constaté que les caractéristiques de performance de palier peuvent être considérablement augmentées non seulement par un choix approprié du modèle de champ magnétique, mais aussi avec un choix judicieux des paramètres de conception du modèle utilisé.

Shah et al **2004** [43] ont présenté une étude théorique et la comparaison du comportement de film de compression dans un palier lisse infiniment long en utilisant les modèles de flux de ferrofluide de Neuringer-Rosensweig, Jenkins et Shliomis avec des champs magnétiques uniformes et non uniformes. On obtient des expressions pour l'utilisation des modèles de flux de Jenkins, ainsi que Shliomis. Ils ont constaté que les valeurs de la durée du film de compression de pression, la capacité de charge et la réponse a augmenté avec l'augmentation des valeurs du rapport d'excentricité dans toutes les trois modèles. D'autre part, ils ont augmenté ou diminué selon que les valeurs accrues sont celles de la constante du matériau Jenkins ou le paramètre de viscosité en rotation de Shliomis.

Les mêmes auteurs [44] ont étudié dans la même année ferrofluide squeeze film dans une revue poreuse axialement non défini portant pour déterminer sa performance compte tenu de la perméabilité anisotrope du revêtement poreux et la vitesse de glissement à l'interface de la matrice poreuse et la région de film en utilisant le modèle de flux Jenkins. Ils ont constaté que la pression sans dimension, capacité de charge et le temps de réponse du film de compression augmente avec les valeurs croissantes de rapport d'excentricité et paramètre anisotrope tandis qu'ils ont diminué avec l'augmentation des valeurs de paramètre de glissement ou d'un paramètre de matériau du modèle Jenkins.

Hesselbach, J et al 2002 [45], le concept d'un palier hydrostatique a été réalisé, et il a été démontré qu'avec un contrôle approprié, une rigidité quasi infinie pourrait être obtenue. Il semble être avantageux d'utiliser des fluides magnétiques avec des particules beaucoup plus petites. Cela permettra portant des lacunes comparables aux lacunes utilisées dans les roulements hydrostatiques. Dans l'ensemble, les avantages des roulements hydrostatiques lubrifié par un fluide magnétique montre que les roulements hydrostatiques conventionnels ont besoin d'un espace aussi petit que possible atteindre une bonne rigidité. Roulements hydrostatiques à fluides magnétiques atteindre une rigidité presque infinie avec des tailles d'espace modérées. Par conséquent, la planéité des surfaces de glissement n'est pas si critique.

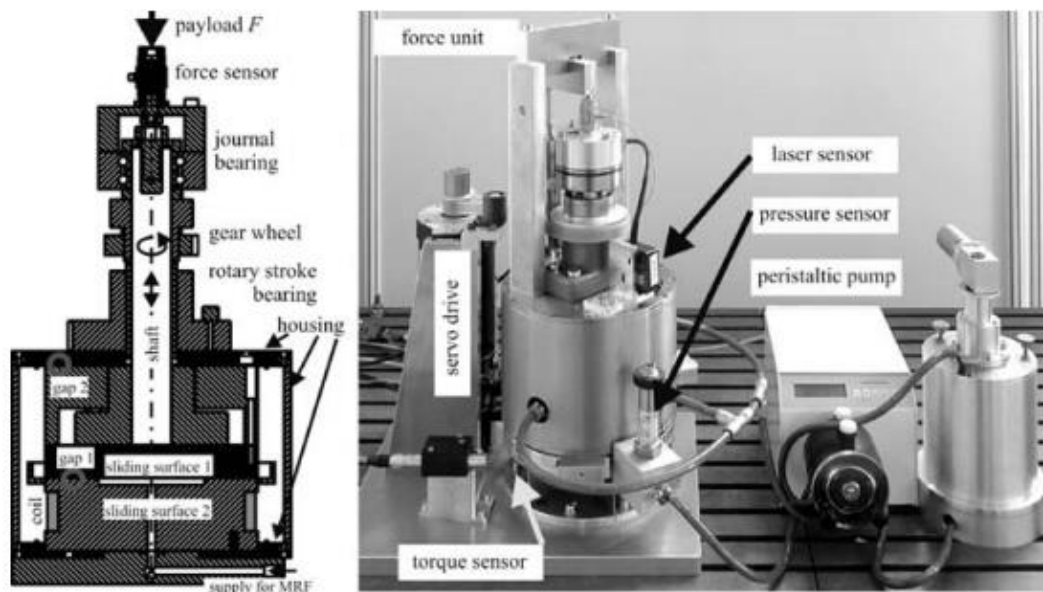


Figure. 1.21. Butée hydrostatique lubrifié par un fluide magnétique [45]

Nada et Osman 2007 [46] ont étudié le problème de lubrification de tourillon hydrodynamique finie palier lubrifié par des fluides magnétiques avec quelques contraintes en tenant compte des couples contraintes dues aux additifs de la microstructure et les effets magnétiques dus à l'aimantation du fluide magnétique , l'équation de Reynolds modifiée est obtenue. Ils ont constaté que les caractéristiques statiques portant à savoir la capacité de charge, l'angle d'attitude, coefficient de frottement, et le débit de fuite latérale sont améliorées si les effets magnétiques sont présents. Urreta et al 2009 [47] ont étudié un développement des paliers hydrodynamiques lubrifiés avec des fluides magnétiques. Leurs résultats montrent que les fluides magnétiques peuvent être utilisés pour développer palier lisse active.

Hsu et al 2013 [48] ont étudié la performance de ferrofluides sous l'influence combinée de la rugosité de surface et un champ magnétique généré par un fil fini concentrique. Ils ont constaté que l'influence combinée influe sur la répartition de la pression du film, ce qui améliore la capacité de chargement et réduit le coefficient de frottement modifié

M.Lakshmi Narasimha Sarma et al [49] ont étudié le comportement d'un ferrofluide dans une butée infiniment long. Le roulement elliptique est étudié à l'aide du modèle de Jenkins. Les résultats indiquent que la capacité de charge du roulement elliptique est plus que le roulement circulaire. Matériau de roulement constant diminue la capacité de charge.

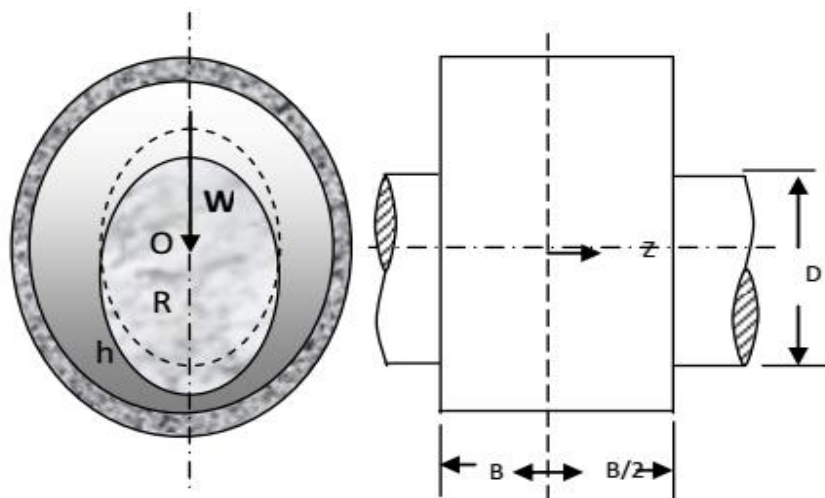


Figure I.22. Configuration physique d'un film Elliptique Squeeze Roulement lubrifié par un ferrofluide [49]

Shukla et al **2014** [50] ont étudié la performance d'un palier circulaire poreuse transversalement rugueuse convexe pad curseur en présence d'un lubrifiant fluide magnétique en utilisant le modèle Jenkins. Ils ont constaté que le palier de travail avec le fluide magnétique comme lubrifiant enregistre une meilleure performance que celle d'un palier identique travaillant avec un lubrifiant classique, et il peut supporter une charge, même quand il n'y a pas d'écoulement qui ne soit pas vrai dans le cas d'un lubrifiant conventionnel.

Bouزيدane et al **2015** [51] ont étudié le comportement d'un rotor supporté par un palier hydrostatique et alimenté par un ferrofluide une analyse linéaire a été réalisée afin d'étudier l'effet de paramètre de Jenkins, rapport d'excentricité et de la vitesse de compression sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique a quatre patin roulement à l'aide d'une résistance capillaire. Le modèle utilisé sous H_0 uniforme en utilisant le modèle Jenkins. Les résultats démontrent que la viscosité du ferrofluide peut être contrôlée en utilisant un champ magnétique, afin de contrôle des vibrations du rotor et la force transmissibilité en particulier autour des vitesses critiques.

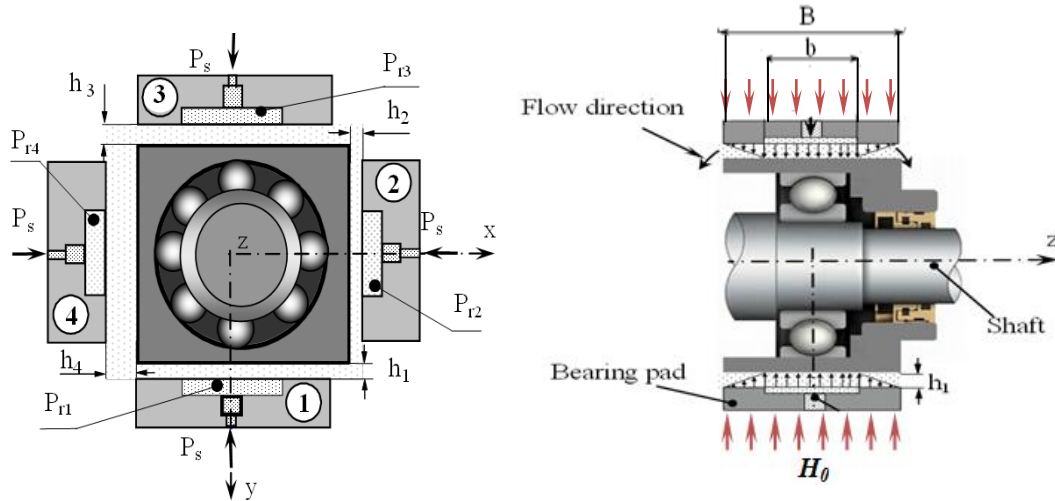


Figure 1.23. Configuration physique d'un amortisseur à film compressible hydrostatique lubrifié par un ferrofluide [51]

1.6. Objectif de la thèse

L'objet principal de notre travail est de concevoir un palier hydrostatique intelligent à trois patins hydrostatiques alimentés par un ferrofluide, pour contrôler les vibrations des rotors rigides lors du passage des vitesses critiques. Afin de contrôler l'amortissement des paliers, une stratégie de contrôle basée sur le contrôle direct de la viscosité par une mesure permanente des déplacements du rotor est

proposée. Un modèle analytique et numérique basé sur la théorie non linéaire est élaboré et présenté.

I.6.1. Butée hydrostatique lubrifié par un Ferrofluide

Les paliers hydrostatiques sont une technologie établie dans le domaine des machines-outils. L'idée originale est de monter un roulement à billes dans un palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide (Figure 10). La rotation de l'arbre est supportée par le roulement, alors que le palier hydrostatique joue le rôle d'un amortisseur visqueux adaptatif. La viscosité est contrôlée en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre.

Le mouvement de la bague dans le palier se réduit à un mouvement de translation. Il n'y a pas de rotation entre la bague extérieure du roulement et son logement. Cette solution originale qui consiste à ajouter un palier hydrostatique intelligent alimenté par un ferrofluide (amortisseur adaptatif) peut être appliquée en certains endroits appropriés de la ligne d'arbre et ainsi faciliter le passage des vitesses critiques incriminées.

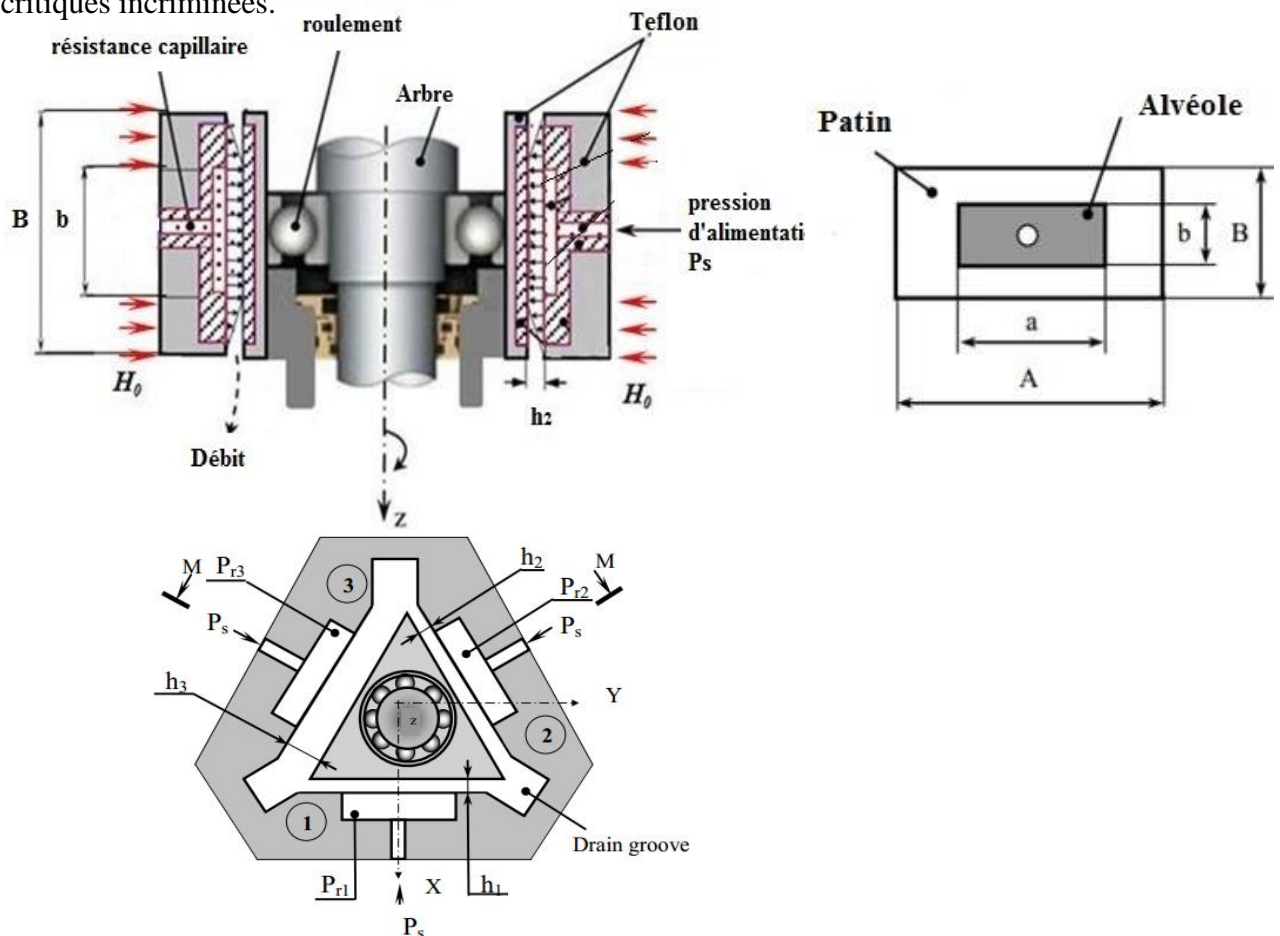


Figure. I.24. Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide

Un roulement hydrostatique classique consiste en deux surfaces de glissement qui sont séparées par un mince film d'huile. L'huile est pressée avec un débit constant Q par une pompe externe à travers l'écart en évolution. Dans la Figure 10 ce principe est montré. Pour maximiser la force d'appui, une surface de glissement a une topologie spéciale: la profondeur de la caisse est beaucoup plus grande que la profondeur de la terre. Ainsi, la pression à l'intérieur du pad est constante et diminue à la pression ambiante de la terre. La répartition de pression résultante et la charge restent en équilibre état. Si le débit d'huile et la charge restent constants, l'écart h est constant.

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 leur 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. En effet, les études menées sur les paliers ont été réalisées dans les conditions suivantes :

- champ magnétique statique ou non statique (uniforme ou non uniforme) appliqué perpendiculairement au sens de l'écoulement,
- faible intensité du champ magnétique appliqué,
- le modèle utiliser Jenkins ou Shliomis.
- régime d'écoulement essentiellement laminaire.

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

Etude analytique et numérique d'un palier à trois patins hydrostatiques lubrifiés par un ferrofluide

"Le vrai point d'honneur n'est pas d'être toujours dans le vrai. Il est d'oser, de proposer des idées neuves, et ensuite de les vérifier".

Pierre Gilles-De Gennes,

Chapitre II

Étude analytique et numérique d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par un ferrofluide

II.1. Introduction

L'objet principal de ce chapitre est consacré à l'étude du comportement dynamique non linéaire d'un arbre rigide 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, deux modèles théoriques basés sur la théorie non-linéaire ont été développés, afin d'étudier l'effet du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules sur le comportement dynamique non-linéaire d'une ligne d'arbre soumise à des perturbations de type balourd.

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.

Chapitre II : Étude analytique et numérique d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par un ferrofluide

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.

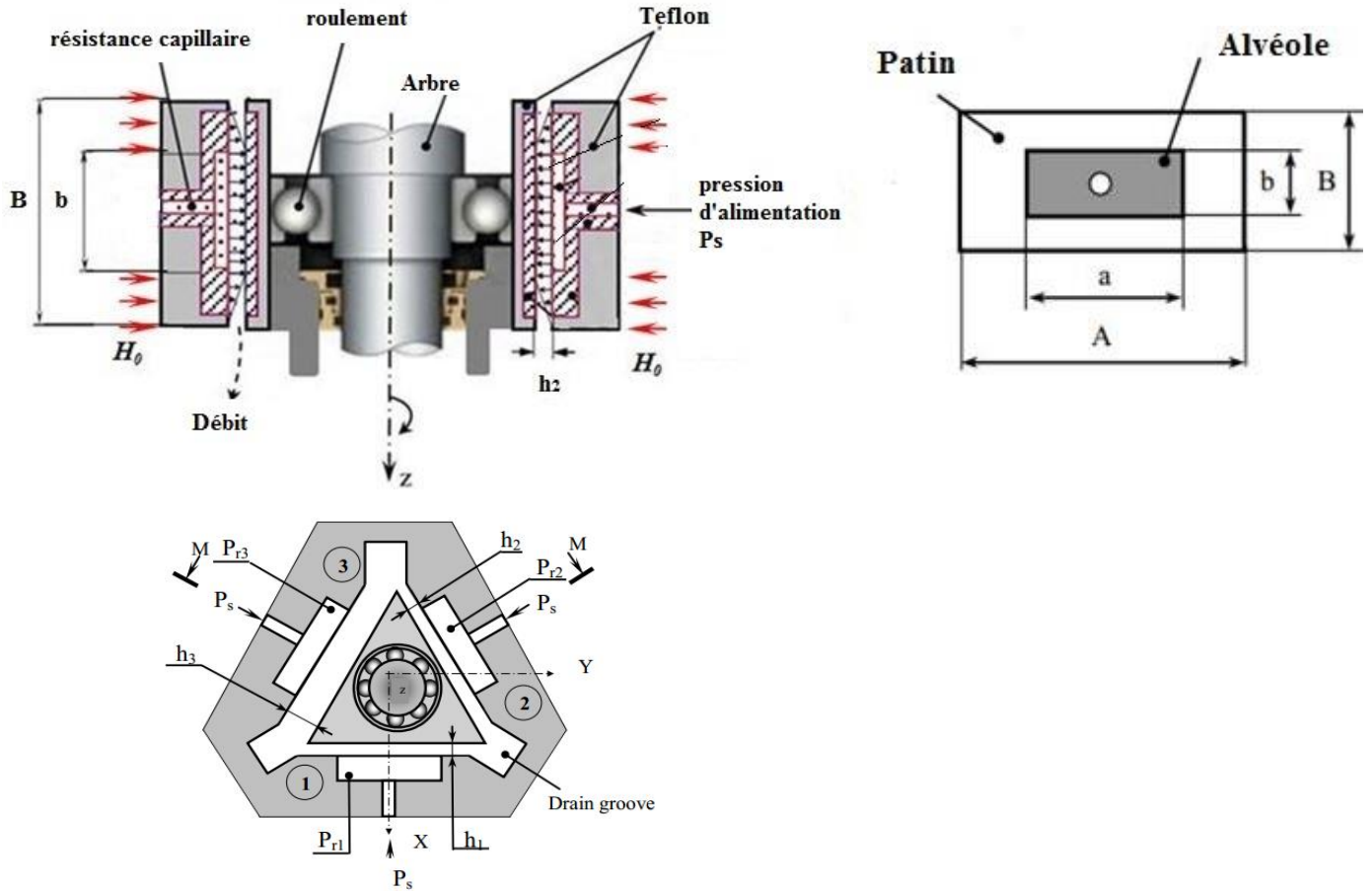


Figure. II.1. Schématisation d'un palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide

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:

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

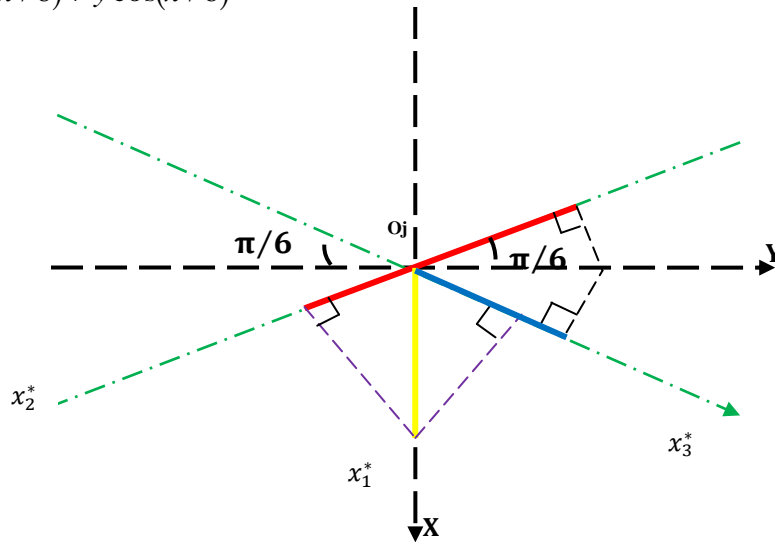


Figure II.2. Système d'axes.

II.3. Calcul d'un palier à roulement supporté par trois butées hydrostatiques hydrostatique

Deux manières différentes ont été effectuées 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 butée hydrostatique à simple effet 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 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.

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

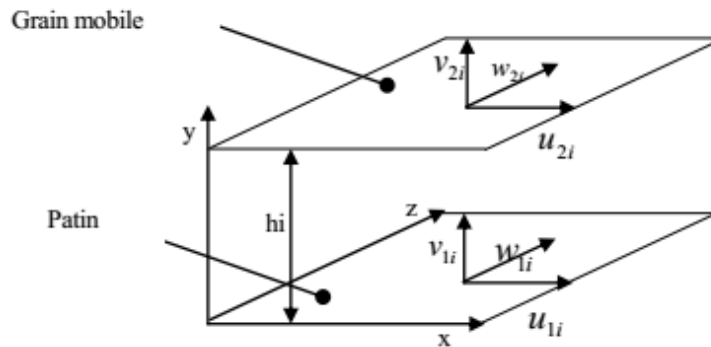


Figure II.3. Condition aux limites [52]

$U_{1i} ; V_{1i}$ 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 isovisqueux en régime permanent, l'équation de Reynolds relative à la butée à simple effet s'écrit:

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

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 modifiée par le modèle de Jenkins, notre équation devient comme suit :

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

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

II.3.2. Model 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 :

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

II.4. Calcul de champ de pression

II.4.1. Méthode analytique

Le champ de pression est déterminé à partir de la résolution de l'équation de Reynolds, qui est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique. Sauf hypothèses particulières, de déterminer des solutions analytiques. Pour cela, dans cette partie d'étude, nous allons envisager la résolution de l'équation de Reynolds à l'aide d'une méthode analytique.

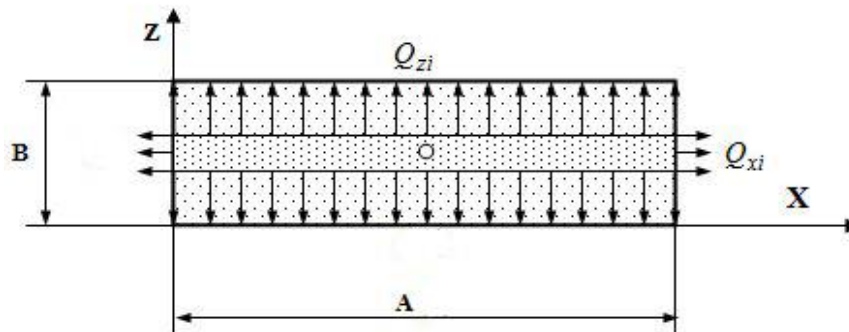


Figure II.4. Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue [52]

Q_{xi} : Débit volumique sortant suivant l'axe x relatif à la butée à simple effet.

Q_{zi} : Débit volumique sortant suivant l'axe z relatif à la butée à simple effet.

Lorsque le rapport A/B de la longueur A ($A=L$) à la largeur B de la butée $n^{\circ} i$ 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 $x \Rightarrow \frac{\partial P_i}{\partial X} = 0$

Ainsi, l'équation de Reynolds (II.2) devient:

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left[\frac{h_i^3}{[1 - \lambda]} \left(\frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\eta_{FR} \dot{h}_i \quad (II.4)$$

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

On va intégrer l'équation (II.4) 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 $0 \leq Z \leq b_1$

$$P_i = [1 - \lambda] \frac{6\eta_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} Z^2 - \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + [1 - \lambda] \frac{6\eta_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1 \right) Z + P_{ai} \quad (II.5)$$

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

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

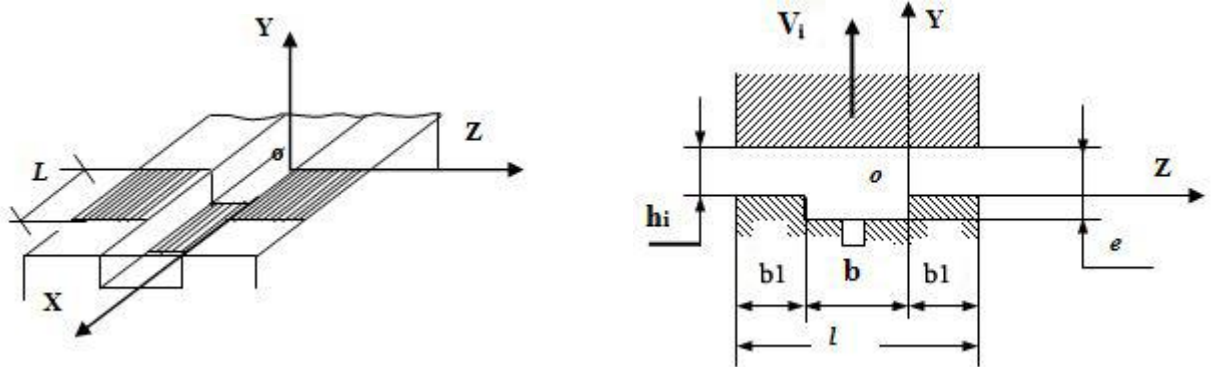


Figure II.5. Notations et perspective d'une butée hydrostatique [52]

II.4.2. Calcul des caractéristiques

II.4.2.1. Charge portante

La charge portante [52] pour une longueur L relative à la butée à simple effet s'écrit :

$$W_{pi} = \int_S P_i ds = \int_{S_1} P_{ai} ds + \int_{S_2} P_i ds \quad (II.7)$$

Où S_1 représente la surface de l'alvéole et S_2 la surface des portées de largeur b_1 .

Après intégration, on obtient :

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

On peut écrire cette relation sous la forme suivant:

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - \left[1 - \lambda\right] \frac{2\eta_{FR}\dot{h}_l}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.9)$$

Où :

S : Représente la surface totale du patin de la butée à simple effet ;

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 à la butée à simple effet

Cas particulier

Pour $\dot{h}_l = 0$

La charge portante statique à la butée à simple effet est déduite de la relation (II.9)

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w \quad (II.10)$$

II.4.2.2. Débit de lubrifiant

a) Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z

La vitesse du fluide est donnée par la relation :

$$u_{zi} = \frac{1}{2\eta_{FR}} \frac{\partial P_i}{\partial Z} y(y - h_i) \quad (II.11)$$

Chapitre II : Étude analytique et numérique d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par un ferrofluide

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

$$Q_{si} = L \int_0^{h_i} u_{zi}(z=b_1) - L \int_0^{h_i} u_{zi}(z=-b_1-b) dy \quad (\text{II.12})$$

$$Q_{si} = \frac{L h_i^3 \left(P_{ai} - \left[1 - \lambda \right] \frac{6 \eta_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6 b_1 \eta_{FR}} \quad (\text{II.13})$$

En introduisant le coefficient du débit $K_Q = \frac{L}{6 b_1}$, on obtient:

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left(P_{ai} \left[1 - \lambda \right] - \frac{6 \eta_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\eta_{FR}} K_Q \quad (\text{II.14})$$

Ou bien:

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left(\beta_i P_s - \left[1 - \lambda \right] \frac{6 \eta_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\eta_{FR}} K_Q \quad (\text{II.15})$$

b) Débit de la variation du volume dans l'alvéole

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

$$Q_{vol i} = \frac{dv_i}{dt} \quad (\text{II.16})$$

Avec:

$$v_i = S \times e_i$$

$$e_i = h_i + e_a$$

Où :

v_i : Volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet

S : Surface de l'alvéole

e_i : Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet

e_a : Profondeur de l'alvéole

h_i : Épaisseur de film dans la zone de surface de la portée relative à la butée à simple effet

Ainsi:

$$Q_{vol\ i} = S \frac{dh_i}{dt} \quad (II. 17)$$

c) Débit des résistances hydrauliques de type capillaire

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

Un capillaire [11] est un tube relativement long dont le rapport de la longueur L_c au rayon r est grand ($L_c / r > 50$); lorsque l'écoulement est laminaire (c'est à dire pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1000) le débit est donné par la loi de Hagen-Poiseuille:

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \eta_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) \quad (II. 18)$$

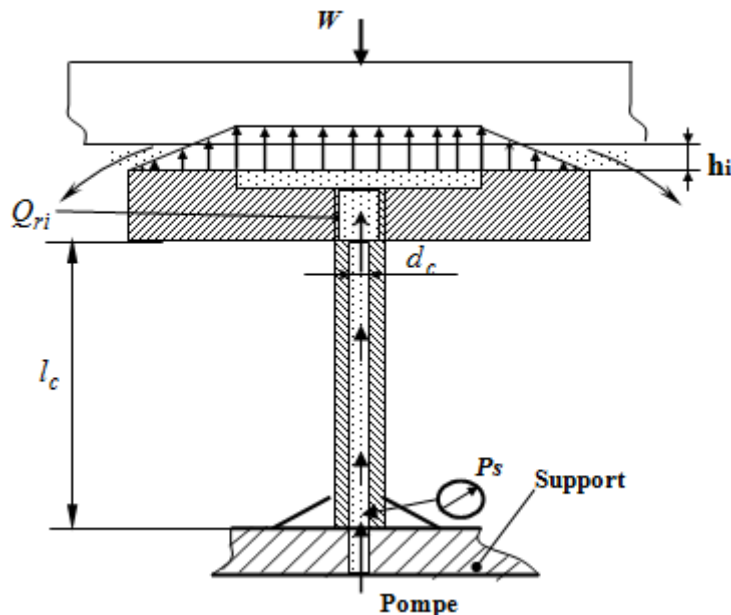


Figure II.6 .Résistance hydraulique de type capillaire [52]

II.4.2.3. Calcul de la pression dans l'alvéole

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

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

$$Q_{ri} = Q_{si} + Q_{vol\ i} \quad (II. 19)$$

Où :

Q_{ri} : Débit à travers une résistance hydraulique relatif à la butée à simple effet.

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

Q_{voli} : Débit du à la variation du volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet.

L'équation (I.19) peut s'écrire comme suit:

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \eta_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = Q_{si} + Q_{voli} \quad (II. 20)$$

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

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \eta_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = \frac{K_c}{[1 - \lambda] \eta_{FR}} \quad (II. 21)$$

Où :

$$K_c = \frac{\pi d_c^4}{128 L_c} \quad (II. 22)$$

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:

$$\frac{K_c}{\eta_{FR}} (P_s - P_{ai}) = \frac{\left(P_{ai} - [1 - \lambda] \frac{6\eta_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3}{\eta_{FR}} K_Q + S_1 \dot{h}_i \quad (II. 23)$$

Donc:

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6 b_1^2 K_Q - S_1) [1 - \lambda] \frac{\eta_{FR} \dot{h}_i}{K_c}}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3} \quad (II. 24)$$

Cas particulier

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

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

$$P_{ai} = P_s / \left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3 \right) \quad (II. 25)$$

Donc:

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} = \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3\right)} \quad (II.26)$$

Soit $\beta_i = \beta_0$ et $h_i = h_0$, la relation de l'épaisseur du film de lubrifiant h_0 est déduite de la relation (2.26)

$$h_0 = \left[\frac{K_c}{K_Q} \left(\frac{1}{\beta_0} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (II.27)$$

Où:

β_0 : représente le rapport de pression de fonctionnement.

II.4.3. 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.4.4. 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:

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

4) Pour :

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

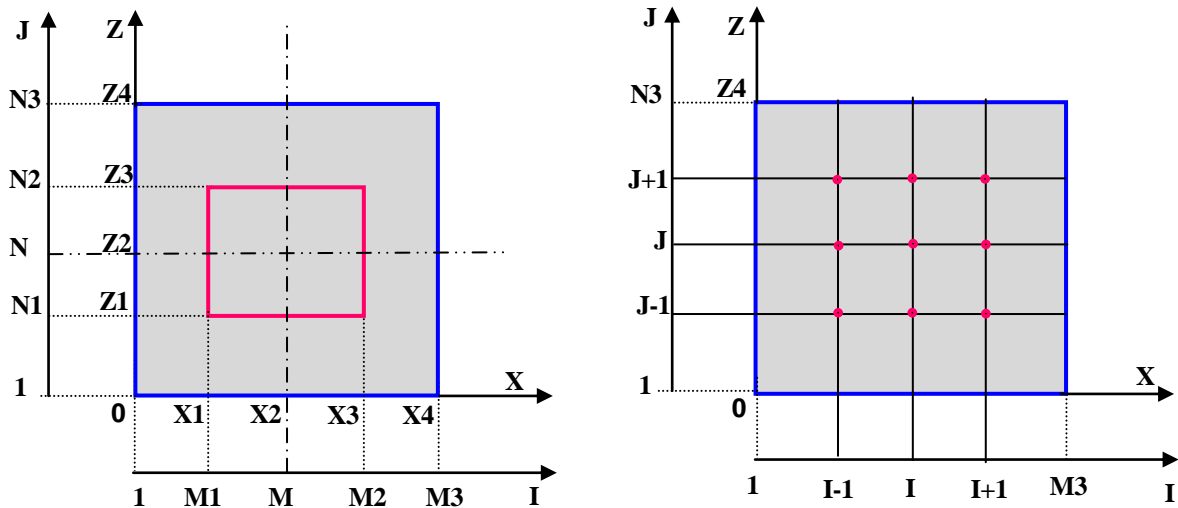


Figure II.7. Domaine de calcul [52]

II.4.5. Procédure détaillée d'obtention de la solution

II.4.5.1. 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.8

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.

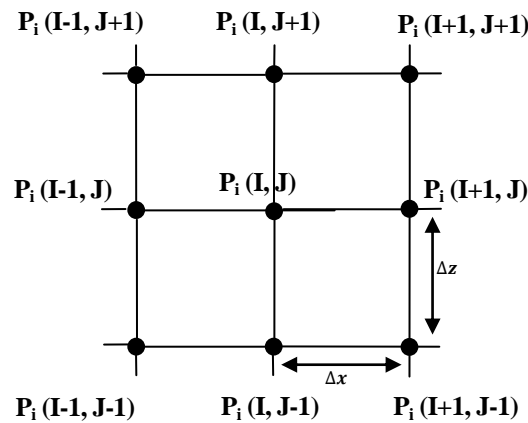


Figure II.8. Configuration d'un nœud du maillage du film développé [52]

II.4.5.2. 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 :

$$\frac{\partial P_i(I, J)}{\partial X} = \frac{P_i(I+1, J) - P_i(I-1, J)}{2\Delta X} \quad (\text{II.28})$$

$$\frac{\partial^2 P_i(I, J)}{\partial X^2} = \frac{P_i(I+1, J) - 2P_i(I, J) + P_i(I-1, J)}{\Delta X^2} \quad (\text{II.29})$$

$$\frac{\partial P_1(I, J)}{\partial Z} = \frac{P_1(I, J+1) - P_1(I, J-1)}{2\Delta Z} \quad (II.30)$$

$$\frac{\partial^2 P_1(I, J)}{\partial Z^2} = \frac{P_1(I, J+1) - 2P_1(I, J) + P_1(I, J-1)}{\Delta Z^2} \quad (II.31)$$

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 :

$$\begin{aligned} -2 \left(\frac{1}{\Delta Z^2} \right) P_1(I, J) + (P_1(I+1, J) + P_1(I-1, J)) \\ + \frac{1}{\Delta Z^2} (P_1(I, J+1) + P_1(I, J-1)) = -12 \frac{\eta}{h_i^3} [1 - \lambda] \dot{h}_i \end{aligned} \quad (II.32)$$

Donc on trouve

$$\begin{aligned} P(I, J) = 12 \frac{\eta_{FR}}{h^3} V [1 - \lambda] + [P(I+1, J) + P(I-1, J)] \\ + \frac{1}{\Delta Z^2} [P(I, J+1) + P(I, J-1)] \end{aligned} \quad (II.33)$$

II.4.5.3. 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:

$$\begin{aligned} P_1(I, J)^{(K+1)} = (1 - \Omega) P_1(I, J)^{(K+1)} + \Omega [AR_i + AJ_i (P_1(I+1, J)^{(K+1)} + P_1(I-1, J)^{(K+1)}) + \\ + AI_i (P_1(I, J+1)^{(K+1)} + P_1(I, J-1)^{(K+1)})] \end{aligned} \quad (II.34)$$

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.9)..

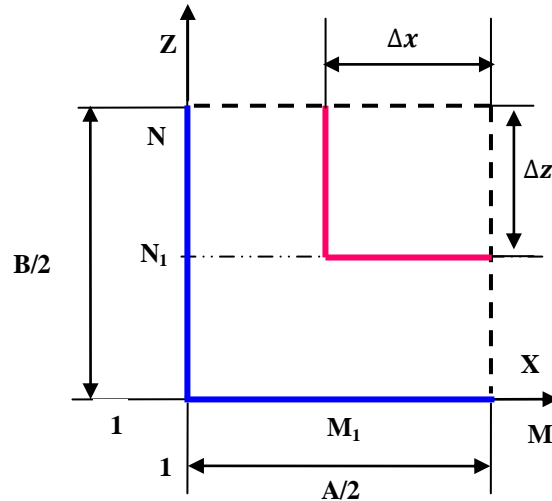


Figure II.9. Discrétisation d'un quart du domaine d'intégration [52]

- 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 $\mathbf{KA} = A/a$, $\mathbf{KB} = B/b$, $\mathbf{M} = \mathbf{KA} (MP-1) + 1$, $\mathbf{N} = \mathbf{KB} (NP-1) + 1$

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

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 (II.31) 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:

$$\left(\frac{P_{i,j}^r - P_{i,j}^{r-1}}{100 P_{ri}} \right)_{\max} = \varepsilon \quad (\text{II.35})$$

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.

$$W_{pi} = \int_s P_i dS = \int_{S_1} p_{ri} ds + \int_{S_2} p_i ds \quad (\text{II.36})$$

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

II.5.2. Débit de lubrifiant

II.5.2.1. Débit de lubrifiant sortant de l'alvéole

Le débit volumique est utilisé pour les fluides incompressibles ; il est donné par le flux de la vectrice vitesse à travers une surface perpendiculaire au film.

$$Q_{si} = Q_{xi}^- + Q_{xi}^+ + Q_{zi}^- + Q_{zi}^+ \quad (\text{II.37})$$

En raison de symétrie, le débit sortant peut être écrit comme suit:

$$Q_{si} = 2(Q_{xi}^- + Q_{zi}^-) \quad (\text{II.38})$$

• Suivant l'axe x

$$Q_{xi}^- = \int_0^B dz \int_0^{h_i} u_{xi} dy ; u_{xi} = \frac{1}{2\eta_{FR}} \frac{\partial P}{\partial x} (y - h_i)y \quad (\text{II.39})$$

• Suivant l'axe z

$$Q_{zi}^- = \int_0^A dz \int_0^{h_i} u_{zi} dy ; u_{zi} = \frac{1}{2\eta_{FR}} \frac{\partial P}{\partial z} (y - h_i)y \quad (\text{II.40})$$

Où: Q_{xi}^- et Q_{zi}^- sont les débits sortant de chaque butée hydrostatique suivant x_i et z_i respectivement; u_{xi} et u_{zi} sont les vitesses d'écoulement pour chaque butée hydrostatique suivant x et y respectivement.

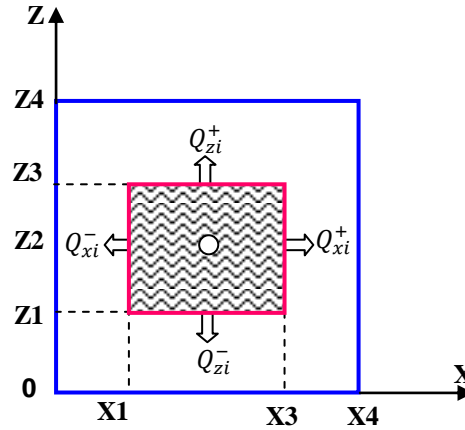


Figure II.10 : Débit sortant de l'alvéole [52]

II.5.2.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole

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

$$Q_{xi}^- = S_a \dot{h}_i \tag{II.41}$$

II.5.2.3. Débit de lubrifiant total

Le débit total nécessaire pour le palier hydrostatique:

$$Q_T = \sum_{i=1}^3 Q_{si} \tag{II.42}$$

$$Q_{si} = Q_{xi} + Q_{zi} + Q_{vi} \tag{II.43}$$

II.6. Dynamique de rotor

Le calcul du comportement du rotor doit être effectué avec les modèles les plus appropriés. Les techniques de modélisation ont évolué au cours du temps. L'analyse exacte d'un système rotor - palier est donc très complexe puisqu'elle nécessite la résolution simultanée des équations relatives au mouvement du rotor et de l'équation relative au comportement hydrostatique de chaque patin hydrostatique.

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

II.6.1. Formulation du système d'équations

Afin d'étudier le comportement dynamique linéaire du rotor, il faut calculer l'amplitude de vibrations et la forces transmise au bâti. A l'instant t , les positions X , Y , les vitesses \dot{X} et \dot{Y} , et les accélérations \ddot{X} et \ddot{Y} de l'arbre dans le palier sont supposées connues.

L'effort du film fluide sur l'arbre déterminé par résolution de l'équation de Reynolds (II.2).

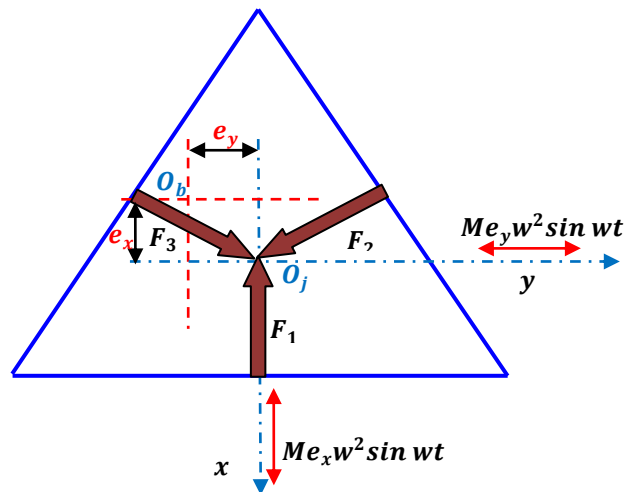


Figure II.11. Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd. [53]

(O_j, \bar{X}, \bar{Y}) Représente le repère supposé galiléen.

O_j : Centre du palier.

O_b : Centre de l'arbre.

(e_x, e_y) : Excentricité dynamique selon (x, y)

Le système d'équations (II.3) permet alors de calculer X

$$\begin{cases} \ddot{X} = F_x + Me_x \omega^2 \cos \omega t / M \\ \ddot{Y} = F_y + Me_y \omega^2 \sin \omega t / M \end{cases} \quad (\text{II.44})$$

Avec :

F_x et F_y représentent respectivement, les actions du film d'huile sur l'arbre tournant selon l'axe X et Y.

M: La masse de l'arbre

h_0 : L'épaisseur du film d'huile en position centré.

La force transmise de palier hydrostatique infiniment long à trois patins est obtenue en faisant la somme des charges portantes correspondantes aux trois butées à simple effet. Les forces hydrostatiques sont déterminées en utilisant la méthode non linéaire comme suit :

$$\begin{cases} F_x = W_{p3} - (W_{p1} + W_{p2}) \sin(\pi/6) \\ F_y = (W_{p2} - W_{p1}) \cos(\pi/6) \end{cases} \quad (\text{II.45})$$

La force transmise donnée par la relation suivante :

$$F_t = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (\text{II.46})$$

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

$$\begin{cases} x(t) = X \cos(\omega t - \varphi_x) \\ y(t) = Y \sin(\omega t - \varphi_y) \end{cases} \quad (\text{II.47})$$

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

$$A = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (\text{II.48})$$

II.7. Conclusion

Nous avons évoqué dans ce chapitre les principaux axes de recherche que nous avons menés dans ce manuscrit, une étude dynamique non linéaire d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par un ferrofluide a été présentée. Dans un premier temps, nous avons présenté un modèle analytique pour le calcul des caractéristiques du palier 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 les performances dynamiques.

Dans un second temps, nous nous sommes intéressés à améliorer les performances du palier. Dans ce contexte, on a utilisé un modèle numérique pour les calculs tels que le champ de pression, la charge portante et le débit de lubrifiant.

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

Chapitre III

Résultats et Interprétations

'Les grands découvreurs sont ceux qui savent profiter de la chance quand elle s'offre à eux'

Chapitre III

Résultats numérique et interprétations

III.1. Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons présenté les moyens mathématiques permettant de calculer et de caractériser les performances d'un palier hydrostatique intelligent lubrifié par un ferrofluide.

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à présenter les résultats obtenus de deux approches analytique et numérique développés au chapitre II. Ces deux approches ont été choisis essentiellement pour étudier l'effet de différents paramètres tels que : le paramètre de Jenkins, le paramètre de concentration des nanoparticules, la variation du champ magnétique et la variation des dimensions du patin sur le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide supportée par trois paliers hydrostatiques lubrifiés par un ferrofluide.

Le calcul non linéaire est basé sur la résolution des équations dynamiques du système arbre -palier par un calcul temporel pas à pas en utilisant la méthode de Newmark. Notons que les résultats obtenus portent essentiellement sur l'étude de l'influence du paramètre de Jenkins sur la réponse dynamique du rotor et les forces transmises au palier. Il est également à noter que les efforts hydrostatiques, non linéaire qui sont créés par le fluide sur l'arbre, sont calculées à chaque itération. Ils sont obtenus par une double intégration du champ de pression, en régime permanent, calculé à partir de la résolution de l'équation de Reynolds. Ces forces sont des fonctions non linéaires de la position et de la vitesse du centre de l'arbre.

Dans un premier temps, une étude analytique est présentée, afin d'étudier l'effet du palier hydrostatique infiniment long lubrifié par nanofluides sur le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide soumis à des excitations extérieures de type balourd. Ces résultats ont été publiés dans la revue, « Intitulé de la Revue : Tribology - Materials, Surfaces & Interfaces ».

Dans un second temps, une étude numérique portant sur l'analyse du comportement non linéaire d'un arbre rigide supporté par paliers hydrostatiques lubrifiés par nanofluides est effectuée. Les calculs de forces hydrostatiques non linéaires sont déterminées à partir de la résolution de l'équation de Reynolds modifiée en utilisant le modèle de Jenkins en supposant que l'écoulement du fluide est incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent et le champ magnétique appliqué est uniforme. Cette étude porte essentiellement l'influence du palier hydrostatique lubrifié par nanofluides sur le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide montée soumise à des excitations extérieures de type balourd.

III.2. Approche Analytique

La méthode non linéaire est une méthode au cours de laquelle les équations du mouvement sont issues du principe fondamental de la dynamique. Le calcul des charges hydrostatiques appliquées sur l'arbre, permet de déterminer l'accélération.

Un modèle simple de palier a été volontairement choisi, il s'agit du type de calcul de palier pour lequel les forces générées par le fluide ont une forme analytique, tout en ayant un comportement non linéaire. Les efforts hydrostatiques créés par le fluide sur l'arbre sont calculés à chaque itération. Ils sont obtenus par intégration du champ de pression calculé à partir de l'équation de Reynolds modifiée écrite en régime dynamique en utilisant le modèle de Jenkins.

Dans cette étude, le modèle de l'arbre est supposé indéformable et monté symétriquement deux paliers identiques (paliers hydrostatiques infiniment longs). Le problème peut donc se ramener à un problème plan de masse montée dans un palier fluide. La Figure III.1 présente l'ensemble arbre - palier tels que les positions de l'arbre et la géométrie du palier.

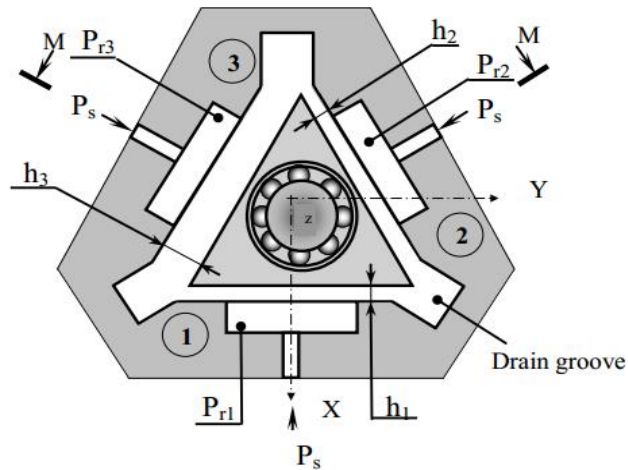


Figure.III.1: Représentation de l'ensemble arbre-palier

III.2.1. 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 hydrostatique long à trois patins ;
- Le chargement est constitué d'une charge statique et d'un balourd dynamique.

III.2.2. Géométrie du palier

Le tableau suivant indique les paramètres principaux du palier hydrostatique:

<i>Paramètres</i>	<i>SI</i>
Longueur du palier : L	0.1524 [m]
Largeur du palier : B	0.0254 [m]
Largeur d'alvéole : b	B/2 [m]
La masse de l'arbre : M	40 [kg]
Diamètre du capillaire : d_c	1E-3 [m]
Diamètre du capillaire : l_c	58.0E-3[m]
La pression d'alimentation : P_s	15[Bar]

Tableau III.1 : Paramètres de simulation.

III.2.3. Simulation numérique du calcul analytique

III.2.3.1. Organigramme

L'organigramme de calcul analytique est présenté dans la figure III.2. Nous avons étudié les caractéristiques de performance du palier intelligent à trois patins hydrostatiques lubrifiée par un ferrofluide en fonction de la vitesse de rotation en variant les valeurs du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules. Les calculs itératifs dans le temps sont effectués à l'aide de la méthode d'intégration de Newmark.

III.2.3.2. Méthode de Newmark

La méthode itérative de Newmark, qui consiste à estimer la solution des équations dynamiques du système arbre -palier par un calcul temporel pas à pas, est donnée comme suit [53] :

$$\begin{cases} \dot{q}(t + \Delta t) = \dot{q}(t) + [(1 - \delta)\ddot{q} + \delta\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t \\ q(t + \Delta t) = q(t) + \dot{q}(t)\Delta t + [(0.5 - \alpha)\ddot{q}(t) + \alpha\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t^2 \\ (q = (X, Y); \alpha = 0.25; \delta = 0.5) \end{cases} \quad (\text{III. 1})$$

A l'instant t , les positions X, Y , les vitesses \dot{X}, \dot{Y} , et les accélérations \ddot{X}, \ddot{Y} de l'arbre dans le palier sont supposées connues. L'effort du film fluide sur l'arbre F_x, F_y est déterminé par résolution de l'équation de Reynolds modifié. Le système d'équations (II.47) permet alors de calculer X

Le processus de calcul est repris (III.1). En effet, les valeurs sont maintenant connues.

$$X(t + \Delta t), Y(t + \Delta t), \dot{X}(t + \Delta t), \dot{Y}(t + \Delta t), \ddot{X}(t + \Delta t), \ddot{Y}(t + \Delta t)$$

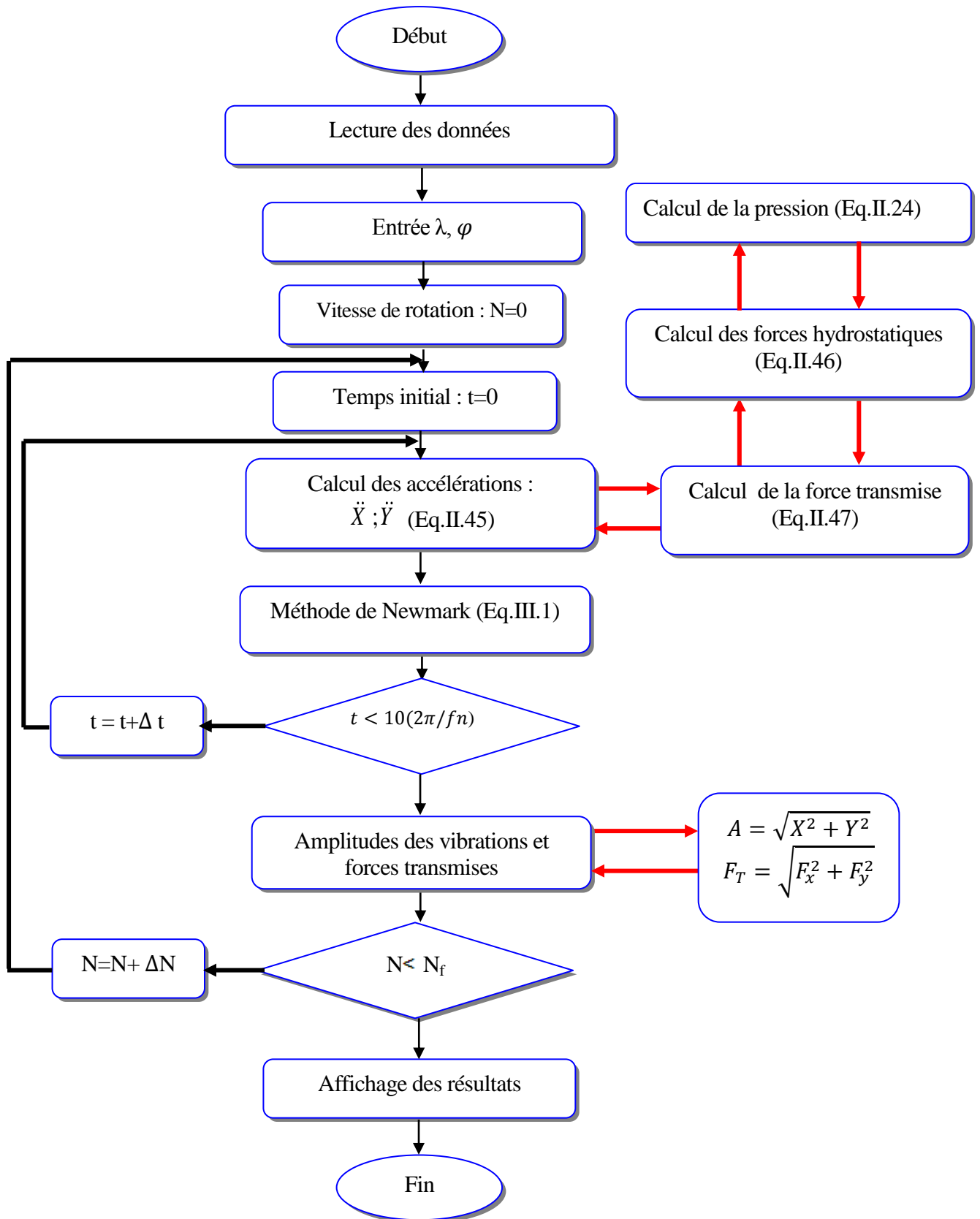


Figure.III.2. Organigramme de calcul des caractéristiques de performance en fonction du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules.

III.2.4. Résultats et Interprétation

III.2.4.1. Influence de paramètre de Jenkins sur les performances dynamiques

Les figures III.3, III.4 et III.5 présentent respectivement, l'effet du paramètre de Jenkins et de la vitesse de rotation sur le débit, l'amplitude de vibration adimensionnelle et la force transmise.

La figure III.3 montre l'effet de la vitesse de rotation sur le débit pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins, pour un rapport de pression égal à 0,5 ($\beta_0 = 0,5$). On observe à partir de cette figure que le débit diminue lorsque la valeur du paramètre de Jenkins augmente de 0 à 0,9 particulièrement autour de la vitesse critique lorsque les valeurs de vitesse de rotation est égal à 1000 rpm. Cette diminution peut s'expliquer par l'augmentation du rapport de pression due à l'augmentation d'amplitude de vibration.

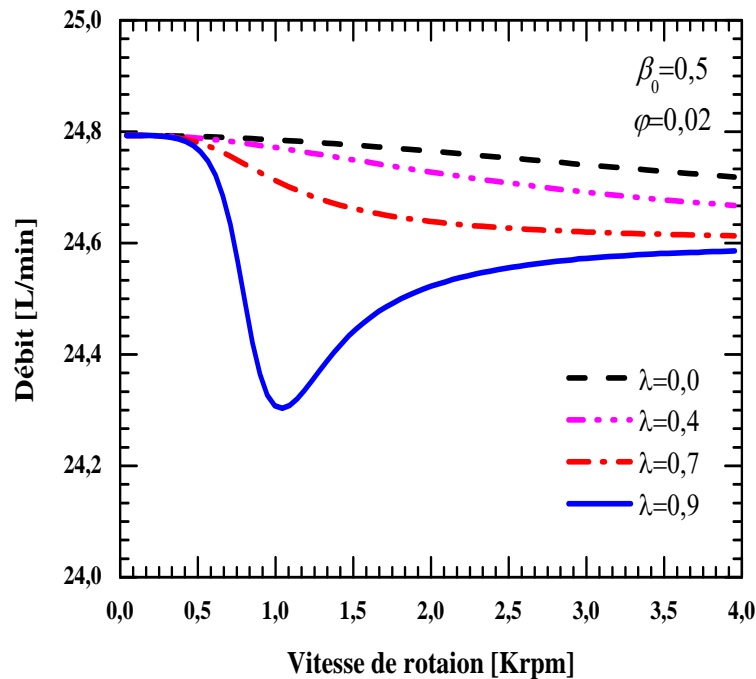


Figure.III.3. Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ

L'évolution de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation, pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins, est montrée sur la figure III.4. Cette courbe montre que l'augmentation du paramètre Jenkins augmente avec l'amplitude de vibration en particulier autour de la vitesse critique en raison de la diminution du rapport d'amortissement. Il faut noter qu'autour de la vitesse critique, le contrôle de l'amplitude de vibration peut être effectué en diminuant le paramètre de Jenkins à l'aide de l'application du champ magnétique.

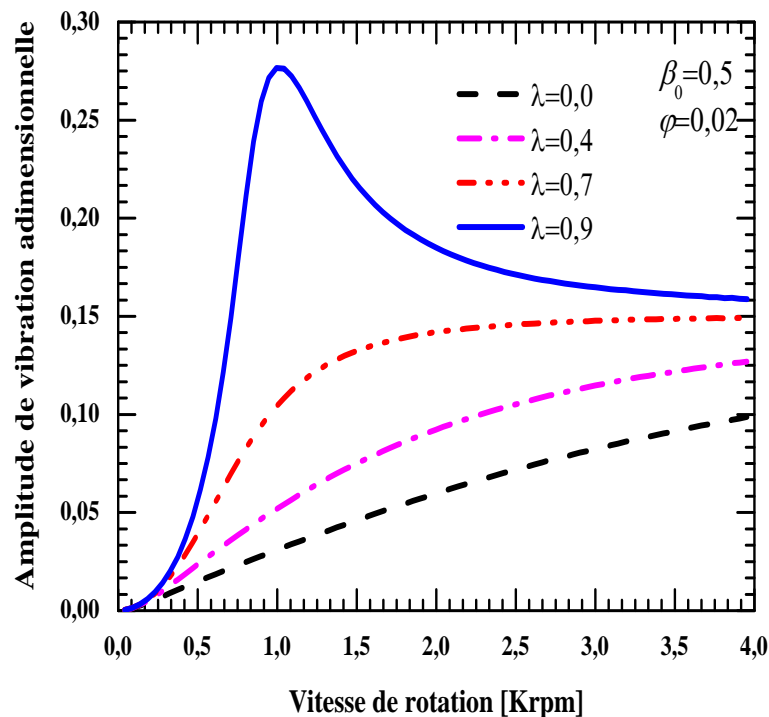


Figure.III.4. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ

La figure III.5 illustre l'effet du paramètre de Jenkins et la vitesse de rotation sur la force transmise pour un rapport de pression de 0,5 ($\beta_0 = 0,5$). Les résultats indiquent que près de la vitesse critique, la force transmise est très large qu'on le paramètre de Jenkins augmente de 0 à 0,9. D'un autre côté, lorsque la vitesse est plus élevée que 1,4 fois la vitesse critique, la force transmise est réduite lorsque le paramètre de Jenkins augmente en raison de la diminution du taux d'amortissement. Les résultats montrent qu'il est très recommandé d'appliquer le champ magnétique (augmentation du paramètre de Jenkins) afin de réduire les forces transmises en particulier lorsque la vitesse de rotation est supérieure à 1,4 fois la vitesse critique.

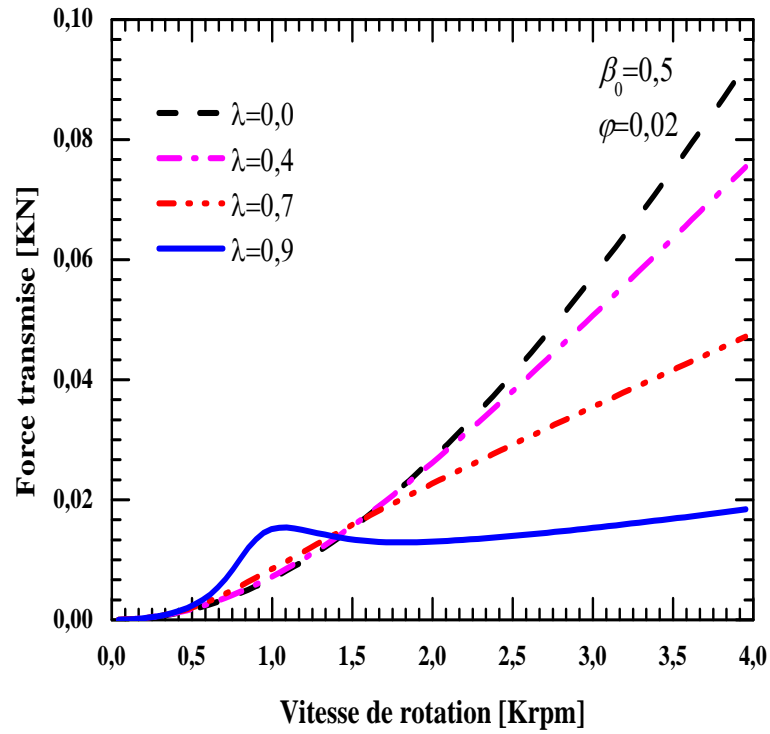


Figure.III.5. Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ

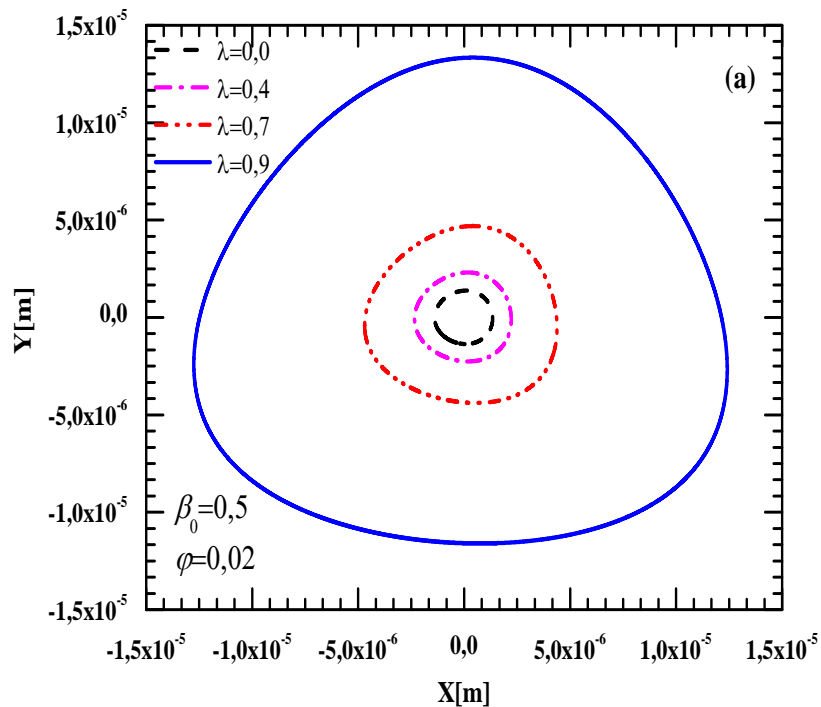


Figure.III.6(a). Réponse orbitale à la résonance pour différentes valeurs de paramètre de Jenkins λ : Amplitude de vibration

La figure III.6(a) et III.6(b) présentent l'influence de paramètre de Jenkins sur les forces transmises et l'amplitude vibratoire illustrée en orbite. Ces orbites montrer la réponse de l'amplitude de la vibration et la forces transmises dans la direction x par rapport à la direction y à la résonance. On peut observer que l'augmentation paramètre de Jenkins augmente les orbites dans les deux forces transmises et l'amplitude des vibrations où l'augmentation du dernier est plus perceptible.

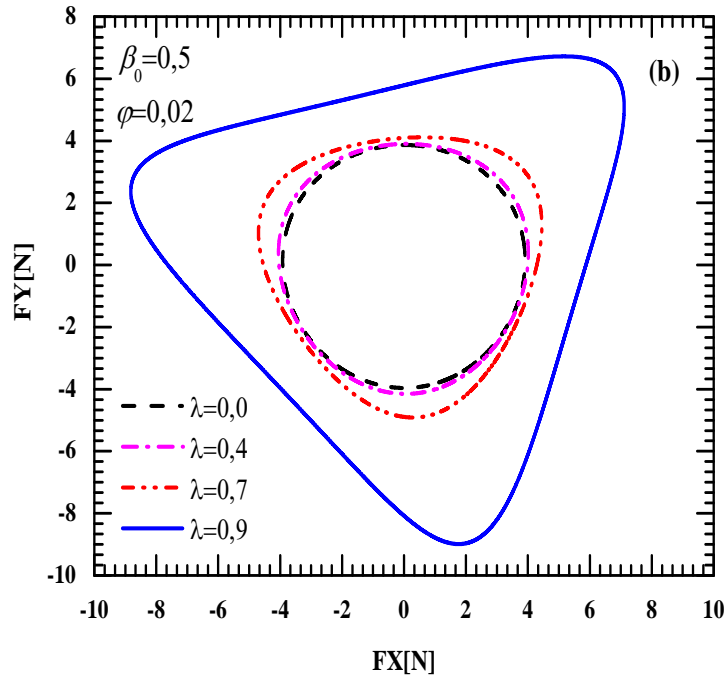


Figure.III.6(b). Réponse orbitale à la résonance pour différentes valeurs de paramètre de Jenkins λ : Force transmise

III.2.4.2. Influence de paramètre de concentration des nanoparticules sur les performances dynamiques

L'effet du paramètre de concentration des nanoparticules et de la vitesse de rotation sur le débit, l'amplitude de vibration adimensionnelle et la force transmise sont présentés respectivement dans les figures III.7, III.8 et III.9.

L'influence du paramètre de concentration des particules et de la vitesse de rotation sur le débit est présentée à la figure III.7 pour un paramètre de Jenkins de 0,9 ($\lambda=0.9$). Cette figure indique que l'augmentation du paramètre de concentration des particules diminue significativement le débit dû à l'augmentation de la viscosité des ferrofluides.

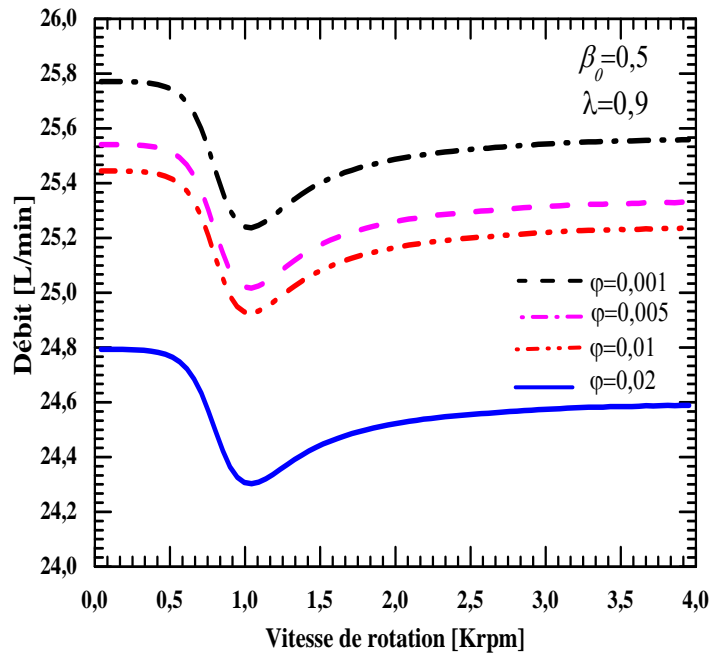


Figure.III.7. Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de concentration des nanoparticules

La figure III.8 présente l'effet du paramètre de concentration de particules et de la vitesse de rotation sur l'amplitude de vibration pour un paramètre matériel de Jenkins de 0,9 ($\lambda=0.9$). Cette figure montre que près de la vitesse critique, l'amplitude de vibration devient très importante lorsque le paramètre de concentration en particules diminue car la diminution du taux d'amortissement est due à la diminution de la viscosité des ferrofluides.

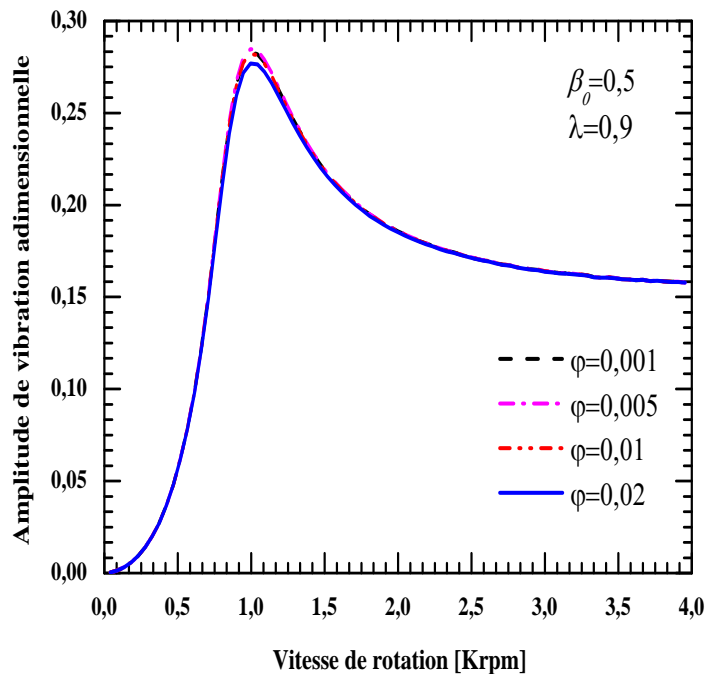


Figure.III.8. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de concentration des nanoparticules

L'effet du paramètre de concentration des particules et de la vitesse de rotation sur les forces transmises est présenté dans la figure III.9 pour un paramètre de Jenkins de 0,9 ($\lambda=0.9$). Cette figure explique que, autour de la vitesse critique, les forces transmises diminuent lorsque le paramètre de concentration de particules augmente. Il faut noter que lorsque la vitesse de rotation est supérieure à 1,4 fois la vitesse critique, les forces transmises diminuent avec le paramètre de concentration des particules en raison de la diminution de la viscosité des ferrofluides.

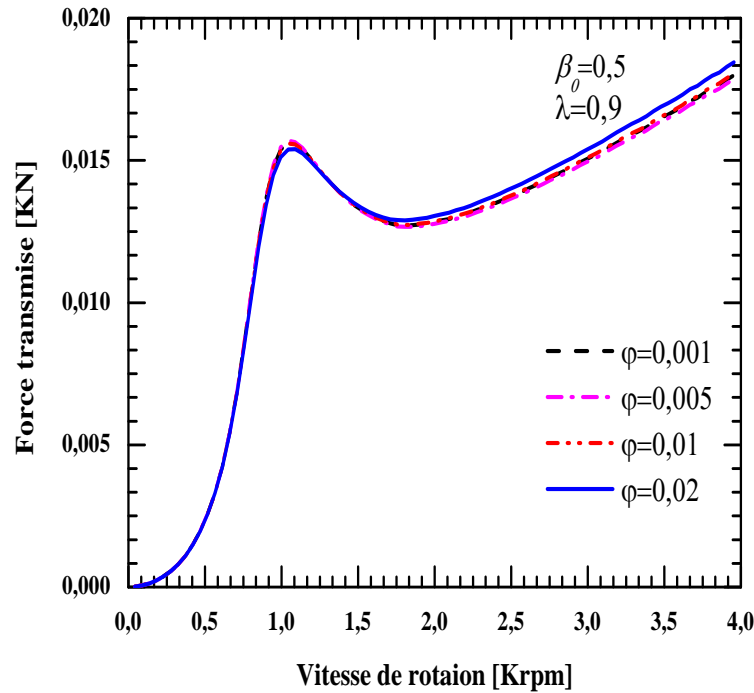


Figure.III.9. Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de concentration des nanoparticules

Les figures III.10(a) et III.10(b) illustrent les orbites de réponse d'état des forces transmises et l'amplitude de vibration sous l'effet du paramètre de concentration de particules lorsque le paramètre de Jenkins est égal à 0,9 ($\lambda=0.9$). Les orbites montrent que la vitesse critique, l'augmentation du paramètre de concentration des particules diminue l'amplitude de la vibration et les forces transmises. Ces résultats révèlent que le paramètre de concentration des particules joue un rôle important dans les ferrofluides et doit être choisi avec soin.

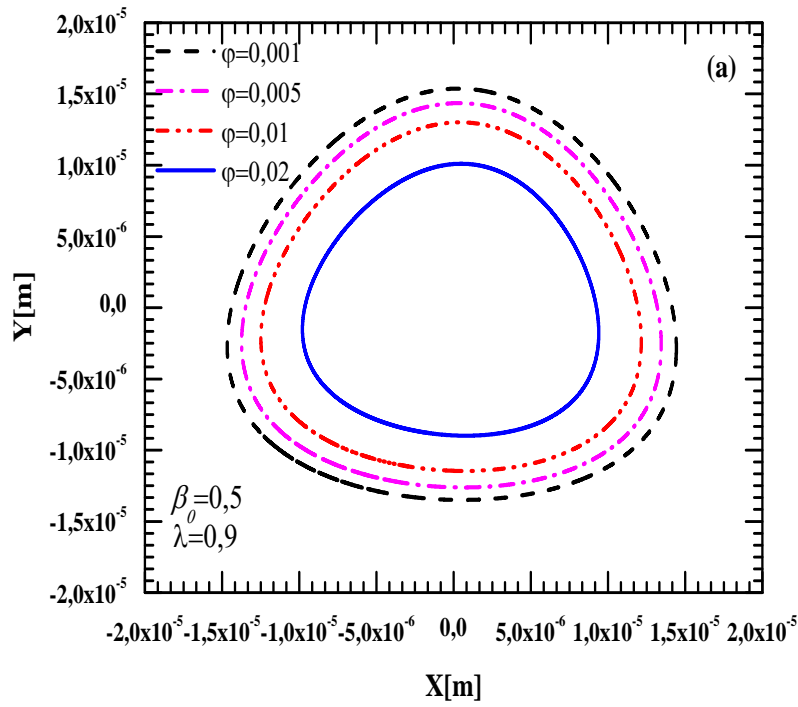


Figure.III.10(a). Réponse orbitaire à la résonance pour différentes valeurs de paramètre de concentration des nanoparticules : Amplitude de vibration

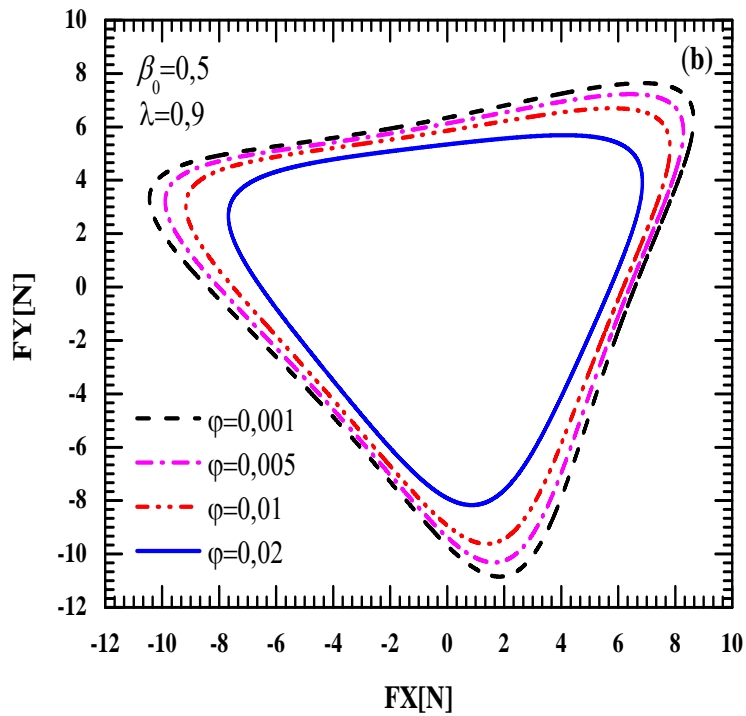


Figure.III.10(b). Réponse orbitaire à la résonance pour différentes valeurs de paramètre de concentration des nanoparticules : Force transmise

III.3. Approche Numérique

Dans cette section nous allons présenter les résultats concernant l'influence du palier hydrostatique lubrifié par nanofluide sur le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide montée soumise à des excitations extérieures de type balourd. Pour cela, un modèle numérique a été volontairement choisi, il s'agit du type de calcul d'un palier hydrostatique. Le calcul non-linéaire des forces hydrostatiques est déterminé à partir de la résolution de l'équation de Reynolds modifiée en utilisant le modèle de Jenkins.

III.3.1 Organigramme de calcul numérique

La figure III.11 montre l'organigramme de calcul dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide supportée par un nouveau palier hydrostatique lubrifié par nanofluide.

III.3.2. Résultats et Interprétations

III.3.2.1. Influence du champ magnétique sur les performances dynamiques

Les figures III.16, III.17 et III.18 présentent respectivement, l'effet du champ magnétique et de la vitesse de rotation sur le débit, l'amplitude de vibration adimensionnelle et la force transmise.

L'effet du champ magnétique sur le débit pour une dimension de palier de $A/B = 6$ et $A/a = 2$ sont présentées dans la figure III.17. Cette figure indique que l'augmentation du champ magnétique de 0 à $H_0 = 400 [KA\text{m}^{-1}]$ augmente le débit spécialement autour de la vitesse critique (lorsque la vitesse de rotation est $N=10[Krpm]$) due à la diminution de l'amortissement du palier.

L'influence du champ magnétique sur l'amplitude de vibration pour un rapport de dimensions du palier $A/B = 6$ et $A/a = 2$ sont présentées dans la figure III.18. Ces courbes montrent que autour de la résonance l'amplitude de la vibration augmente légèrement avec le champ magnétique. Cette augmentation est due à la diminution de l'amortissement du palier.

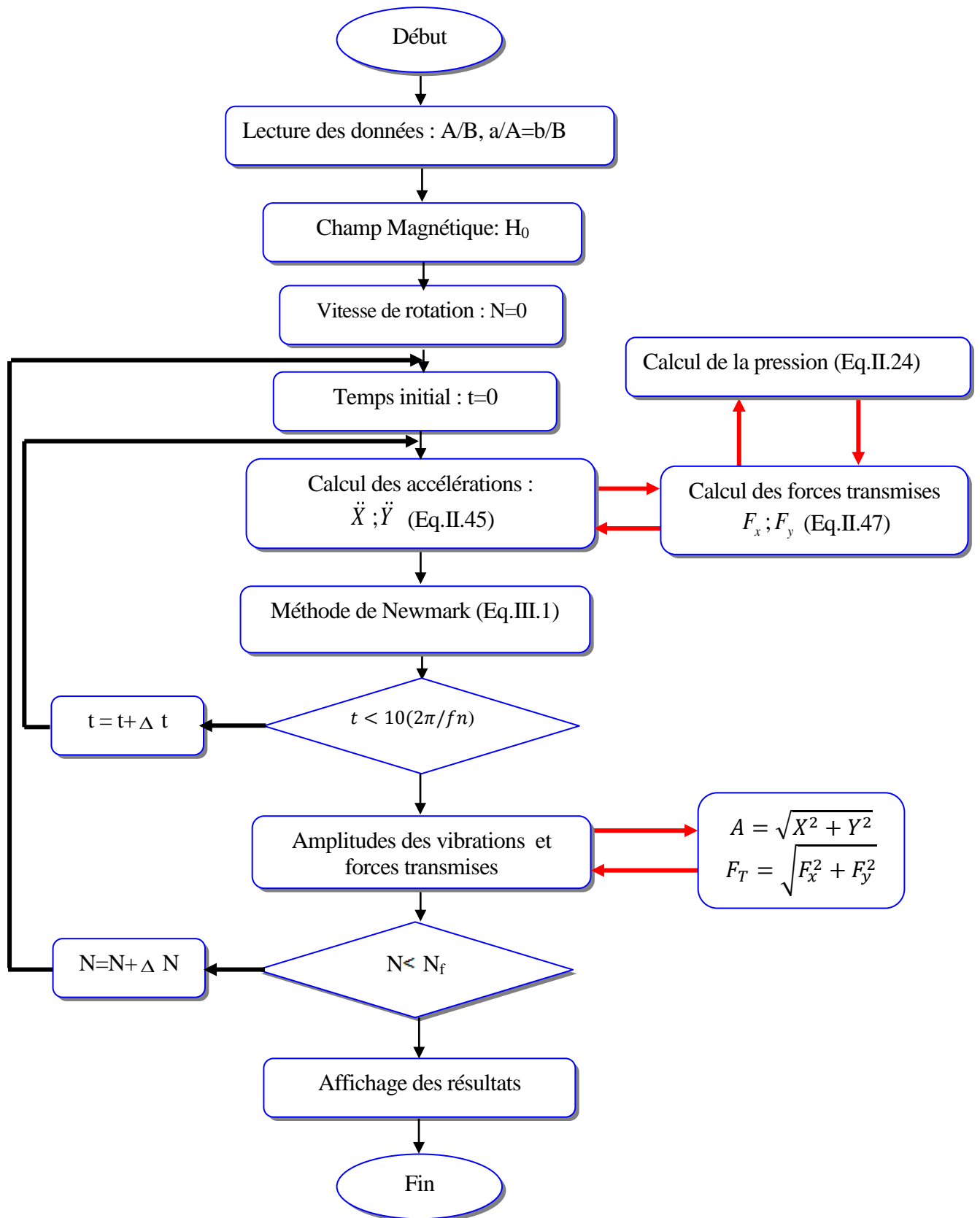


Figure III.11. Organigramme de calcul des caractéristiques de performance en fonction du paramètre de Jenkins et le paramètre de concentration des nanoparticules.

Avant de présenter l'influence des paramètres caractéristiques d'un champ magnétique sur les performances d'un HSFD, une validation du modèle numérique a été menée. La validation est faite sur la base de la solution analytique obtenue pour le HSFD. Les figures suivantes présentent la comparaison la force transmise et l'amplitude adimensionnelle entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire pour différentes valeur du champ magnétiques.

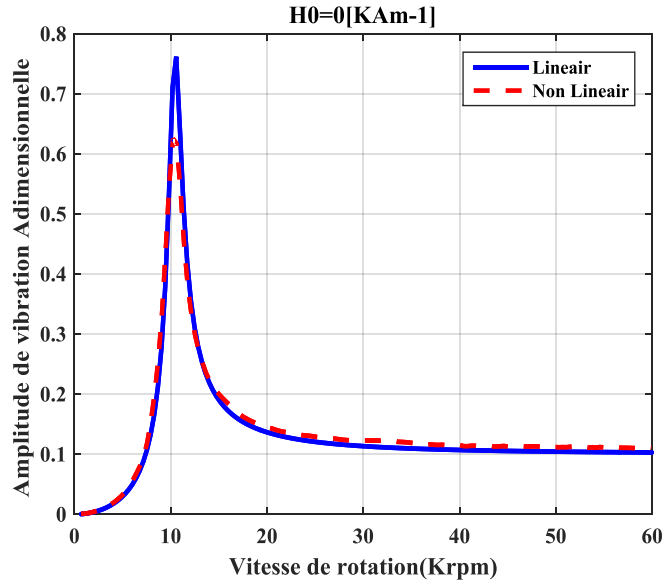


Figure.III.12. Comparaison entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire : Amplitude Adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour $H_0=0 [KAm^{-1}]$

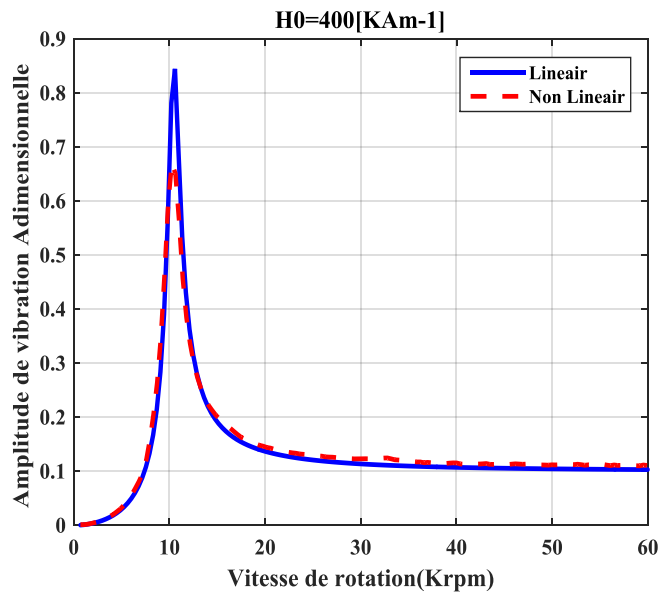


Figure.III.13. Comparaison entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire : Amplitude Adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour $H_0=400 [KAm^{-1}]$

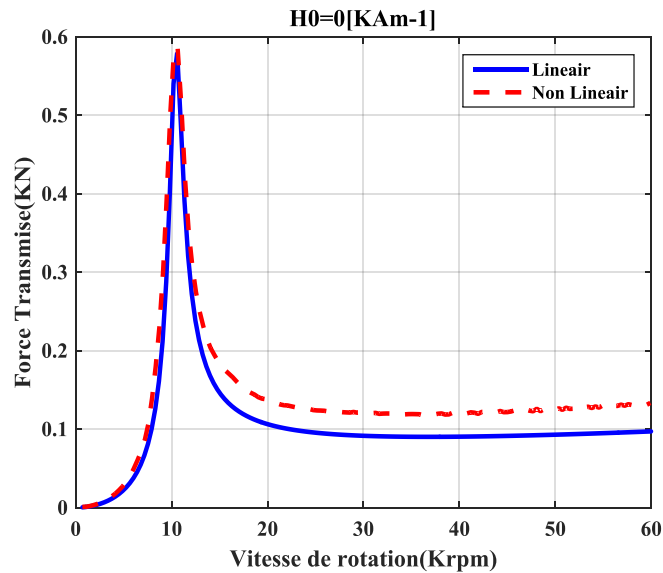


Figure.III.14. Comparaison entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire : Force Transmise en fonction de la vitesse de rotation pour $H_0=0$ [KAm⁻¹]

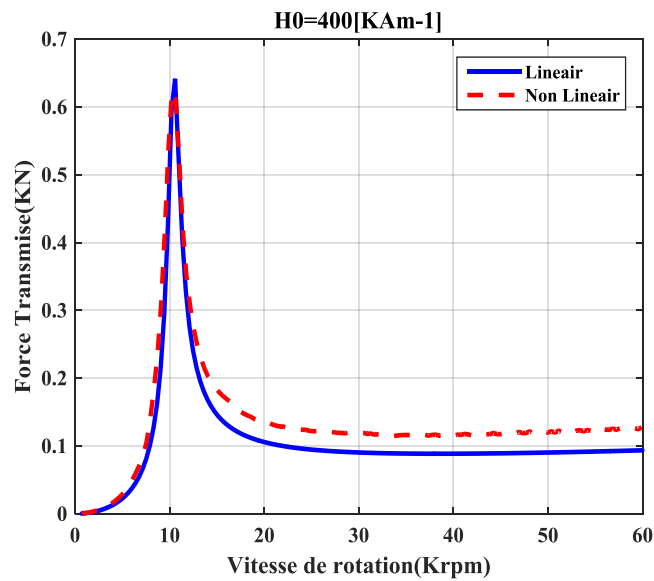


Figure.III.15. Comparaison entre la méthode linéaire et la méthode non linéaire : Force Transmise en fonction de la vitesse de rotation pour $H_0=400$ [KAm⁻¹]

Comme montrés sur ces figures (III.12-III.15), les résultats numériques obtenus dans ce travail s'accordent très bien avec les résultats analytiques. Par conséquent, la comparaison confirme la validité du modèle numérique

Il est ainsi montré qu'il vaut mieux ne pas appliquer le champ magnétique autour de la vitesse critique afin de réduire les vibrations du rotor. D'autre part, lorsque la vitesse est loin de la vitesse critique, le ferrofluide n'a aucun effet.

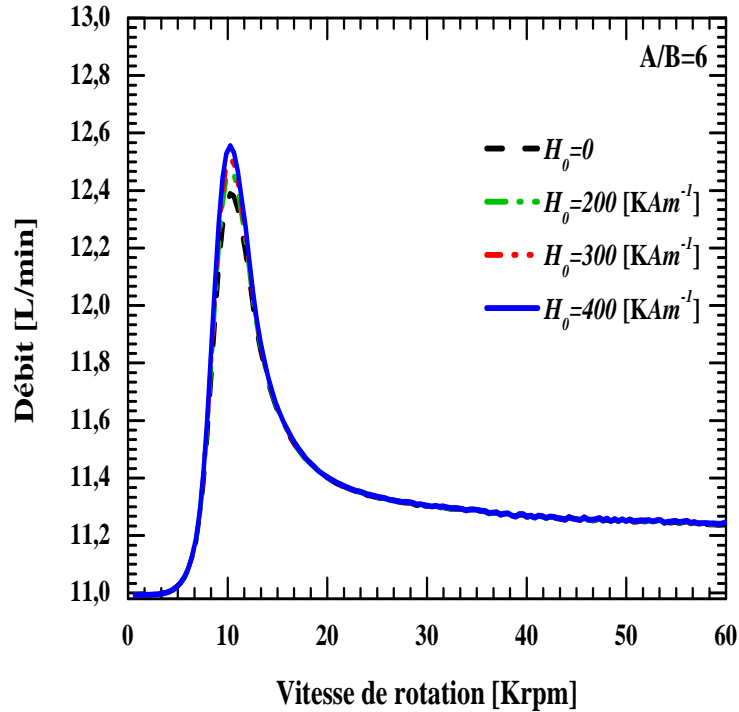


Figure.III.16. Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ magnétique

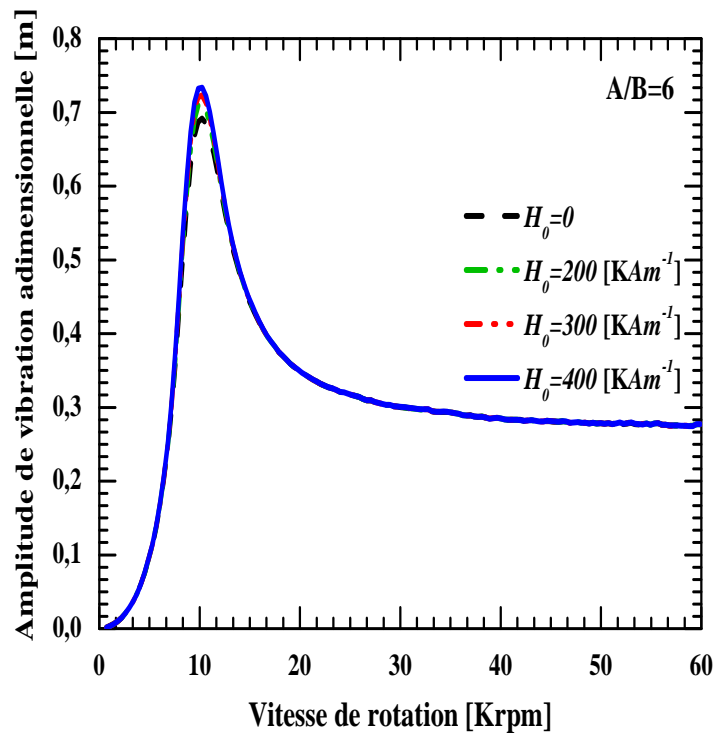


Figure.III.17. Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ magnétique

L'influence du champ magnétique sur la force transmise pour un rapport de dimensions du palier $A/B = 6$ et $A/a = 2$ est donnée dans la figure III.14. Les résultats montrent qu'à la résonance l'amplitude de la force transmise augmente légèrement avec le champ magnétique. Cependant, lorsque la vitesse de rotation est supérieure à 20 Krpm, la figure indique que l'amplitude de la force transmise diminue lorsque le champ magnétique augmente. Ceux-ci peuvent être expliqués par la diminution de l'amortissement du palier du à l'augmentation du champ magnétique.

Ce résultat montre que le ferrofluide est très efficace pour réduire les efforts transmis à la base. En fait, il est fortement recommandé de diminuer la force transmise en appliquant un champ magnétique lorsque la fréquence de rotation est 1,4 fois plus élevée que la vitesse critique du rotor.

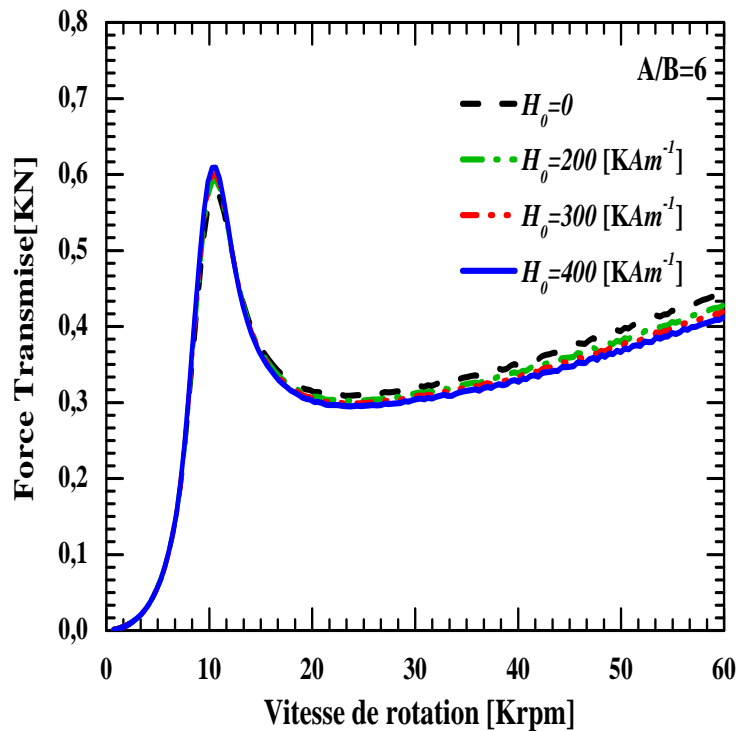


Figure.III.18. Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ magnétique.

III.3.2.2. Influence des dimensions du palier sur les performances dynamiques

Les figures III.19, III. 20 et III.21 présentent respectivement, l'effet du rapport des dimensions du palier et de la vitesse de rotation sur le débit, l'amplitude de vibration adimensionnelle et la force transmise.

La figure III.19 (a)- III.19 (b) montrent l'effet du rapport des dimensions des paliers sur le débit pour une valeur du champ magnétique égal à $H_0 = 400 [KAm^{-1}]$. Ces courbes permettent de confirmer que le débit augmente fortement lorsque la cote A/B augmente et l'augmentation de la cote A/a diminue le débit.

L'effet du rapport A/B d'alvéole sur l'amplitude de vibration pour une valeur du champ magnétique égal $H_0 = 400 [KAm^{-1}]$ est présenté dans la figure III.20(a)- III.20(b). Il faut noter à partir de ces courbes que l'augmentation de la force transmise avec l'augmentation de la vitesse de rotation surtout lorsque le rapport de dimension du patin A/B augmente loin de la vitesse critique, cette augmentation peut s'expliquer par l'augmentation de la cote de palier A/a diminue la force transmise.

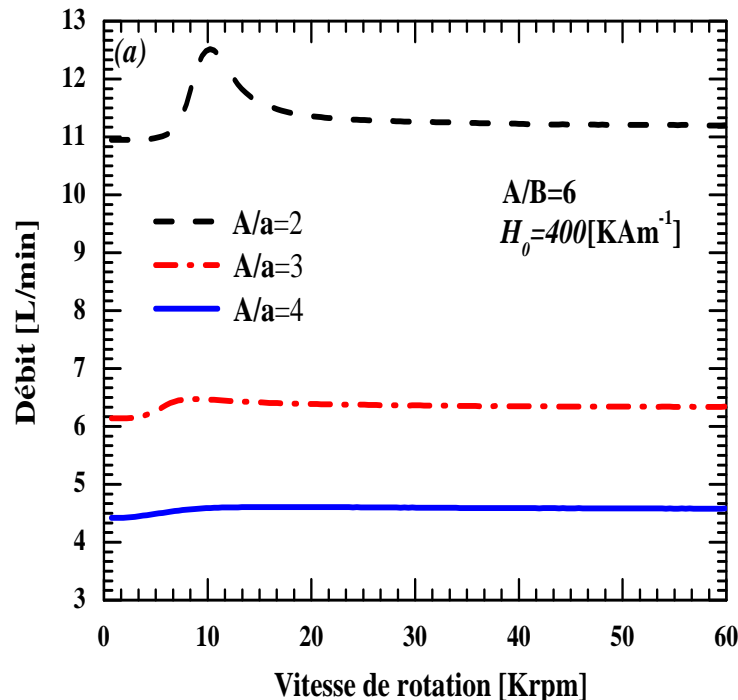


Figure.III.19(a). Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension d'alvéole A/a

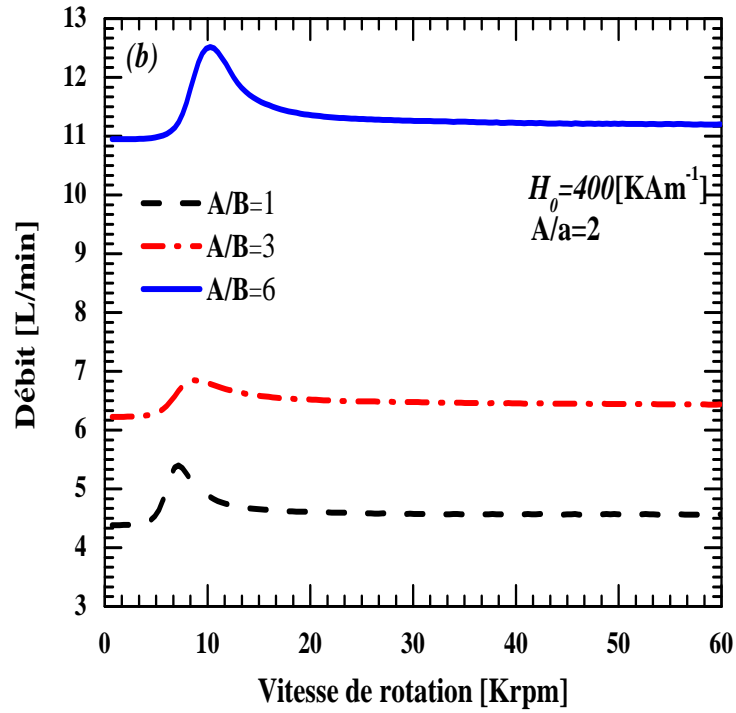


Figure.III.19 (b). Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension du patin A/B

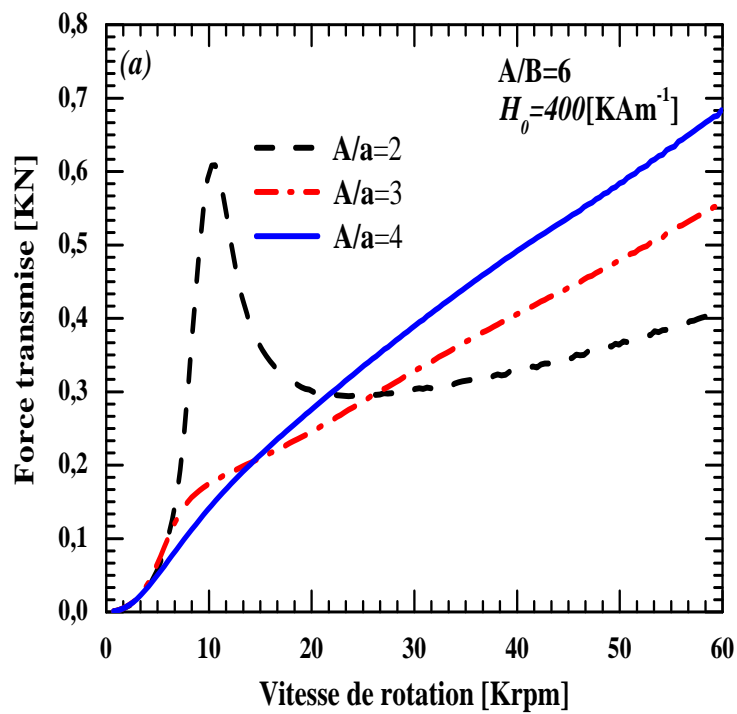


Figure.III. 20(a). Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension d'alvéole A/a

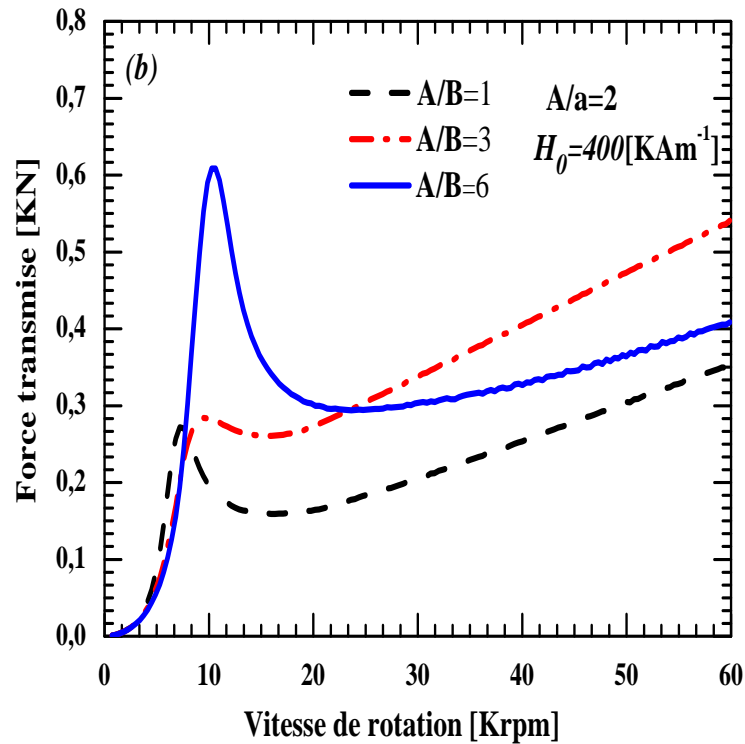


Figure.III.20(b). Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension du patin A/B

L'effet du rapport de dimension du patin A/B et le rapport de dimension du d'alvéole A/a sur l'amplitude de vibration pour une valeur du champ magnétique égal $H_0 = 400 [KAm^{-1}]$ est présenté dans la figure III.21(a)-III.21(b).

Il est clair sur cette figure que l'augmentation du rapport de dimension A/B diminue l'amplitude de vibration et augmente lorsque $A/B = 6$ et l'augmentation de du rapport de dimension A/a diminuent l'amplitude de la vibration surtout lorsque la fréquence de rotation augmente. Cette augmentation peut s'expliquer par l'augmentation du rapport de pression.

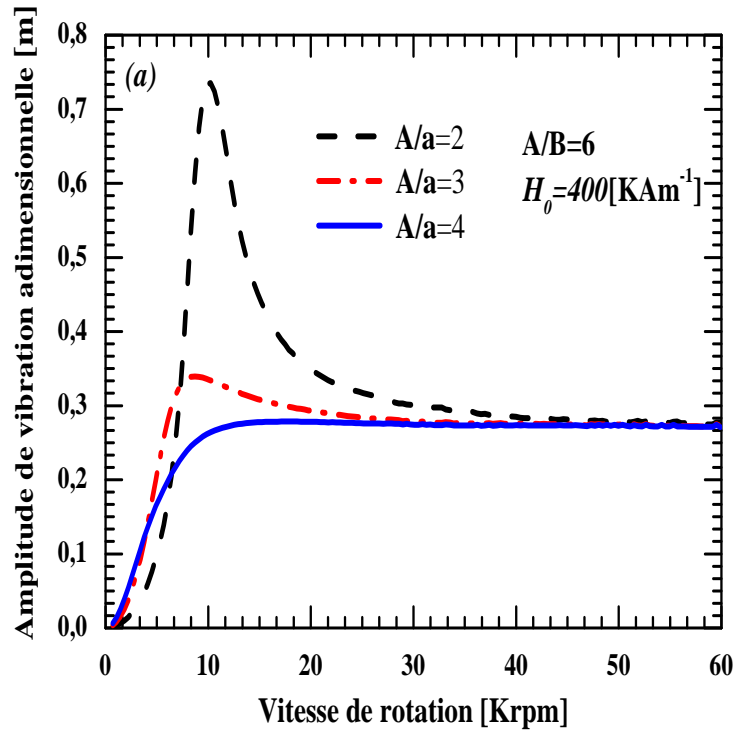


Figure.III.21 (a). Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension d'alvéole A/a

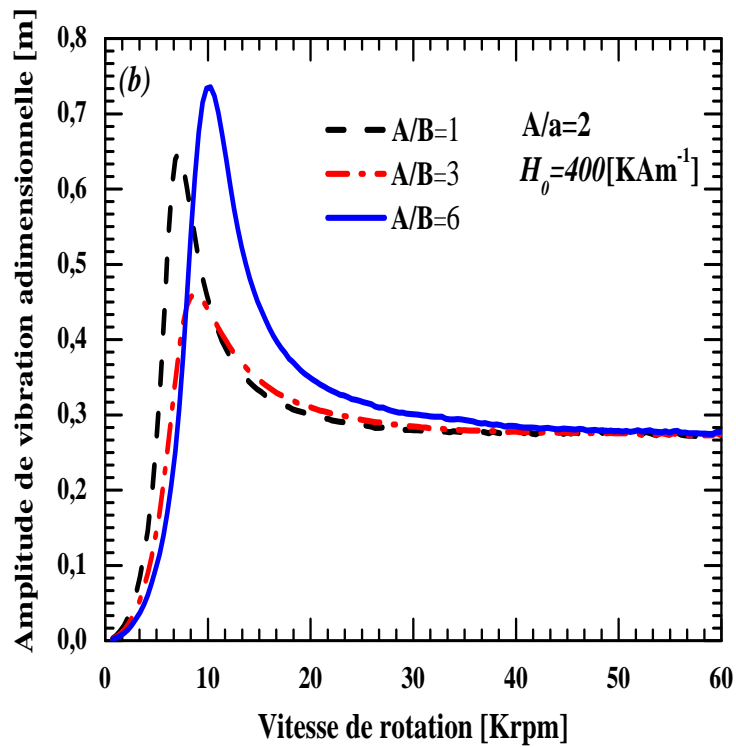


Figure.III.21(b). Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du rapport de dimension du patin A/B

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, deux approches de calcul non linéaire ont été effectuées pour étudier l'effet de différents paramètres tels que : le paramètre de Jenkins, le paramètre de concentration des nanoparticules, la variation du champ magnétique et la variation des dimensions du patin sur le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre rigide supportée par deux paliers hydrostatiques lubrifiés par un ferrofluide. Le calcul non linéaire est basé sur la résolution des équations dynamiques du système arbre -palier par un calcul temporel pas à pas en utilisant la méthode de Newmark. Les forces hydrostatiques, non linéaire qui sont créés par le fluide sur l'arbre, sont calculées à chaque itération. Elles sont obtenues par intégration du champ de pression déterminé à partir de la résolution de l'équation de Reynolds.

Les résultats obtenus portent essentiellement sur l'étude de l'influence du paramètre de Jenkins sur la réponse dynamique du rotor et les forces transmises au palier. Ces résultats permettent d'affirmer que l'utilisation du ferrofluide présente une solution très intéressante pour contrôler les vibrations de rotors et forces transmissibles lors du passage des vitesses critiques

Conclusion générale et perspectives

Notre objectif dans cette thèse de doctorat est d'étudier le comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par ferrofluides. A cet effet, nous avons développé un modèle non-linéaire en utilisant deux méthodes : la méthode analytique et la méthode numérique.

En premier temps, le débit du ferrofluide, l'amplitude de vibration et les forces transmises ont été étudiées en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins et du paramètre de concentration des nanoparticules du palier hydrostatique en utilisant la méthode analytique.

Les résultats obtenus peuvent être résumés comme suit :

- ✓ Le débit diminue lorsque la valeur du paramètre de Jenkins augmente de 0 à 0,9 particulièrement autour de la vitesse critique lorsque la valeur de rotation est égale à 1000 rpm. Cette diminution peut s'expliquer par l'augmentation du rapport de pression ;
- ✓ L'augmentation du paramètre de Jenkins augmente l'amplitude de la vibration en particulier autour de la vitesse critique en raison de la diminution du taux d'amortissement.
- ✓ Lorsque la vitesse est plus élevée que 1,4 fois la vitesse critique, la force transmise est réduite lorsque le paramètre de Jenkins augmente en raison de la diminution du taux d'amortissement ;
- ✓ L'augmentation du paramètre de concentration des particules diminue significativement le débit dû à l'augmentation de la viscosité du ferrofluide ;
- ✓ L'amplitude de vibration devient très importante lorsque le paramètre de concentration des particules diminue due à la diminution de la viscosité du ferrofluide qui induit à une diminution dans le taux d'amortissement ;

- ✓ Les forces transmises diminuent lorsque le paramètre de concentration des particules augmente autour de la vitesse critique ;

En deuxième temps, les effets du champ magnétique et du rapport des dimensions du palier sur le débit du ferrofluide, l'amplitude de vibrations et les forces transmises ont été étudiés en utilisant la méthode numérique.

Les résultats obtenus peuvent être résumés comme suit :

- ✓ L'augmentation du champ magnétique de 0 à $H_0 = 400 [KA m^{-1}]$ diminue le débit spécialement autour de la vitesse critique lorsque la vitesse de rotation a une valeur de $N = 10 [Krpm]$;
- ✓ L'augmentation du champ magnétique diminue l'amplitude de la vibration autour de la vitesse critique et augmente l'amplitude légèrement pour les valeurs plus élevées ;
- ✓ La force transmise due à une vitesse de rotation est très grande lorsqu'un champ magnétique est appliqué. D'autre part, lorsque la vitesse est supérieure à 1,4 fois la vitesse critique, la force transmise est réduite lorsqu'un champ magnétique est appliqué ;

Il convient de noter que la réponse vibratoire d'une ligne d'arbre montée sur des paliers à trois patins hydrostatiques lubrifiés par ferrofluides peut être modifiée considérablement en appliquant un champ magnétique. Afin de contrôler l'amplitude de vibration et les forces transmises au palier, il suffit d'activer le ferrofluide lors de passage de la vitesse critique.

Perspectives

Comme perspectives, le comportement dynamique d'une ligne d'arbre montée sur des paliers hydrostatiques lubrifiés par des ferrofluides pour le contrôle actif / semi actif sera étudié. Nous allons envisager de faire également une étude sur les paliers hydrostatiques lubrifiés par des ferrofluides en utilisant des autres modèles de ferrofluides.

Références bibliographiques

- [1] Michel MORET, Pascal GUAY, Roulements - Les différents types et montages, Technique de l'ingénieur, BM 5 370.
- [2] 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.
- [3] Justin LEMAY. Lévitiation d'un palier magnétique hybride homopolaire Sherbrooke, UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE (Québec) Canada, septembre 2014
- [4] Victor Iannello, Advances in magnetic bearings, ScD, CEO, Synchrony, Inc. Consulté le: 04/12/2016. Disponible sur: <http://www.synchrony.com/knowledge/how-magnetic-bearings-work.php>
- [5] Pinkus O., Sternlicht B., "Theory of Hydrodynamic Lubrication" Mc Graw Hill, New York 1961.
- [6] Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M., (1990) "Lubrification Hydrodynamique : Paliers et butées" Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, n° 72, Edition Eyrolle. Traduction anglaise : "Hydrodynamic Lubrication : Bearings and Thrust Bearings" Tribology Series n° 33 Elsevier 1997.
- [7] Spinnler, G. CONCEPTION DES MACHINES, PRINCIPES ET APPLICATIONS. : Volume 3, Dimensionnement (Vol. 3). PPUR presses polytechniques 1998.
- [8] Benziane M, Bonneau O, Bou-said B, Zahloul H. " Etude linéaire et non linéaire d'un palier hydrostatique ",17ème Congrès Français de Mécanique, Communication, France, Septembre 2005.
- [9] Cartier, M., & kapsa, P. Usure des contacts mécaniques. Ed. Techniques Ingénieur 2001.
- [10] Jean-Paul YONNET, Paliers et butées magnétiques passifs, Technique de l'ingénieur, D3 568, 2002
- [11] Nassim ZERROUNI Etude De L'interaction Fluide Visqueux-Structure D'un Palier Fluide Soumis A Des Sollicitations Temporelles Université de M'Hamed Bougara, Boumerdes Mai 2009

- [12] Bouzidane, A. Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure) 2007.
- [13] J.C. Dixon. The shock absorber handbook. SAE International and John Wiley & Sons, Ltd., 2007.
- [14] F. Gordaninejad, O.A. Graeva, and A. Fuchs. Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions - Proceedings of the 10th International Conference on Ermr . World Scientific Publishing Company, 2006.
- [15] B. Kavlicoglu, F. Gordaninejad, C. A. Evrensel, N. Cobanoglu, M. Xin, C. Heine, A. Fuchs, and G. Korol. A high-torque magneto-rheological fluid clutch. In Proceedings of SPIE Conference on smart Materials and Structures: Damping and Isolation, 393–400, 2002
- [16] R. Demersseman. Caractérisation et modélisation causale d'un frein à liquide magnétorhéologique en vue de sa commande. PhD thesis, Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance (L2EP) de Lille, ENSAM, 2009.
- [17] W. Zhou, C.M. Chew, and G.S. Hong. Development of a compact double-disk magneto rheological fluid brake. *Robotica*, 25:493–500, 2007.
- [18] B.F. Spencer Jr., S.J. Dyke, M.K. Sain, and J.D. Carlson. Phenomenological model of a magnetorheological damper. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, 10 :1–23, 1996.
- [19] P. Kuzhir. Ecoulement des fluides magnétiques dans des capillaires et milieu poreux sous l'effet d'un champ magnétique. PhD thesis, Laboratoire de Physique de la Matière Condensé, Université de Nice, Sophia Antipolis, 2003
- [20] B. Abou. Instabilité interfaciale d'une couche de ferrofluide sous champ magnétique normal ; Etude de la transition hexagones-carrés. PhD thesis, Ecole Supérieur de Physique et Chimie Industrielles (ESPCI), 1999.
- [21] E.T. Lacheisserie. Magnétisme : Matériaux et applications. EDP Sciences, 2000.
- [22] S. Odenbach. Magnetoviscous Effects in Ferrofluids. Springer Verlag, 2002.
- [23] Marcos Pinho Comportement statique et dynamique d'une suspension de haut-parleur `a joint de ferrofluide 2011 Ecole Doctorale De L' université Du Maine Le Mans, France.
- [24] J. P. McTague, « Magnetoviscosity of Magnetic Colloids », *J. Chem. Phys.*, vol. 51, no 1, p. 133–136, juill. 1969.
- [25] S. Odenbach, Magnetoviscous effects in ferrofluids. Berlin: Springer, 2002.

- [26] R. E. Rosensweig, *Ferrohydrodynamics*. Cambridge University Press, 1997
- [27] E. V. Timofeeva, J. L. Routbort, et D. Singh, « Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids », *J. Appl. Phys.*, vol. 106, no 1, p. 014304, juill. 2009
- [28] J. Chevalier, O. Tillement, et F. Ayela, « Structure and rheology of SiO₂ nanoparticle suspensions under very high shear rates », *Phys. Rev. E*, vol. 80, no 5, p. 051403, nov 2009.
- [29] P. Garg, J. L. Alvarado, C. Marsh, T. A. Carlson, D. A. Kessler, et K. Annamalai, « An experimental study on the effect of ultrasonication on viscosity and heat transfer performance of multi-wall carbon nanotube-based aqueous nanofluids », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no 21–22, p. 5090–5101, oct. 2009
- [30] Y. He, Y. Jin, H. Chen, Y. Ding, D. Cang, et H. Lu, « Heat transfer and flow behaviour of aqueous suspensions of TiO₂ nanoparticles (nanofluids) flowing upward through a vertical pipe », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no 11–12, p. 2272–2281, juin 2007.
- [31] E. Ghasemi, A. Mirhabibi, et M. Edrissi, « Synthesis and rheological properties of an iron oxide ferrofluid », *J. Magn. Magn. Mater.*, vol. 320, no 21, p. 2635–2639, nov. 2008.
- [32] J. C. Bacri, V. Cabuil, et R. Perzynski, « Colloidal Stability and Transport Properties of Ferrofluids », *Braz. J. Phys.*, vol. 25, no 2, 1995.
- [33] C. C. Ekwebelam et H. See, « Determining the flow curves for an inverse ferrofluid », *Korea-Aust. Rheol. J.*, vol. 20, no 1, p. 35–42, 2008.
- [34] E. Ghasemi, A. Mirhabibi, et M. Edrissi, « Synthesis and rheological properties of an iron oxide ferrofluid », *J. Magn. Magn. Mater.* vol. 320, no 21, p. 2635–2639, Nov, 2008.
- [35] L. M. Pop et S. Odenbach, « Investigation of the microscopic reason for the magnetoviscous effect in ferrofluids studied by small angle neutron scattering », *J. Phys. Condens. Matter*, vol. 18, no 38, p. S2785–S2802, sept, 2006.
- [36] P. D. Shima et J. Philip, « Tuning of Thermal Conductivity and Rheology of Nanofluids Using an External Stimulus », *J. Phys. Chem. C*, vol. 115, no 41, p. 20097–20104, oct, 2011.
- [37] P. D. Shima, J. Philip, et B. Raj, « Magnetically controllable nanofluid with tunable thermal conductivity and viscosity », *Appl. Phys. Lett.*, vol. 95, no 13, p. 112–133, 2009.

- [38] A. Gavili, F. Zabihi, T. D. Isfahani, et J. Sabbaghzadeh, « The thermal conductivity of water base ferrofluids under magnetic field », *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 41, p. 94–98, sept, 2012.
- [39] Wahid Cherief Etude des ferrofluides et de leurs applications à l'intensification des transferts de chaleur par convection forcée université de Grenoble 2015
- [40] Chi, C. Q., Z. S. Wang, and P. Z. Zhao. "Research on a new type of ferrofluid-lubricated journal bearing." *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 85.1, 257-260, 1990
- [41] Osman, T. A., G. S. Nada, and Z. S. Safar. "Static and dynamic characteristics of magnetized journal bearings lubricated with ferrofluid." *Tribology International* 34.6, 369-380, 2005
- [42] Osman, T. A., G. S. Nada, and Z. S. Safar. "Different magnetic models in the design of hydrodynamic journal bearings lubricated with non-Newtonian ferrofluid." *Tribology Letters* 14.3, 211-223, 2003
- [43] Shah, Rajesh C., and M. V. Bhat. "Ferrofluid squeeze film in a long journal bearing." *Tribology International* 37.6, 441-446, 2004
- [44] A Shah, Rajesh C., and M. V. Bhat. "Anisotropic permeable porous facing and slip velocity on squeeze film in an axially undefined journal bearing with ferrofluid lubricant." *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 279.2, 224-230, 2004
- [45] Hesselbach, J., Abel-Keilhack, C.: Active hydrostatic bearing with magnetorheological fluid. *Proceedings of 8th Int. Conf. on New Actuators*, 343–346,408. 2002.
- [46] Nada, G. S., and T. A. Osman. "Static performance of finite hydrodynamic journal bearings lubricated by magnetic fluids with couple stresses." *Tribology letters* 27.3: 261-268. 2007.
- [47] Urreta, Harkaitz, et al. "Hydrodynamic bearing lubricated with magnetic fluids." *Journal of intelligent material systems and structures* 2009.
- [48] Hsu, Tze-Chi, et al. "Lubrication performance of short journal bearings considering the effects of surface roughness and magnetic field." *Tribology International* 61, 169-175, 2013.
- [49] M.Lakshmi Narasimha Sarma, "Analysis of Load Carrying in Squeeze film in a Long Elliptical Bearing Operating with Ferro Fluid *International Journal of Engineering Research and Applications*" (IJERA) ISSN: 2248-9622, 2015.

- [50] Shukla, S. D., and G. M. Deheri. "Rough Porous Circular Convex Pad Slider Bearing Lubricated with a Magnetic Fluid." Proceedings of International Conference on Advances in Tribology and Engineering Systems. Springer India, 2014.
- [51] Bouzidane. A et al "Performance Analysis of a Four-Pad Hydrostatic Squeeze Film Damper Lubricated with Ferrofluid". 1rst international conference on tribology, ISTANBUL Turkey 2015.
- [52] 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.
- [53] Abed. A "Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents", Thèse de Doctorat, UNHB Chlef, Algérie ,2017.