

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 Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème

Comportement dynamique non linéaire d'un rotor rigide monté sur un palier hydrostatique lubrifié par un fluide micropolaire.

Préparé par :

M. KHORCHEF Mohamed Amine

M. HAOUHAT Abdelkader

Soutenu publiquement le : 28 / 09 / 2020, devant le jury composé de :

M. ABOSHIGHIBA Hichem	Maître de Conférences "B"(Univ. Ibn Khaldoun)	Président
Mme. MAKHFI Souâd	Maître de Conférences "B"(Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. ELGUERRI Mohamed	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BENARIBA Aboubakeur	Maître Assistant Classe "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2019 - 2020

Dédicaces

A mon père mon professeur de toujours, et

ma très chère mère

Pour leurs soutien et encouragements.

A mes proches et toute ma famille.

A mes adorables frères, sœur pour leur

patience.

A mes amis et tous les gens qui m'aiment.

A tous ceux qui sont proches de mon cœur

et dont je n'ai pas cité le nom.

Au bonheur des plus chers.

Nous dédions ce modeste travail

Mohamed Amine et Abdelkader.

Remerciements

Nos remerciements vont en premier lieu à ALLAH qui nous a donné le courage la volonté et la patience d'arriver au terme de ce travail.

Par ailleurs, nos vives remerciements à nos chers parents, pour tous leurs sacrifices tous, leurs forces et leurs moyens fournis pour nous soutenir durant toutes nos années d'études.

*Nos vives remerciements vont également à notre encadreur Mr. **BENARIBA aboubakeur** de l'université de Tiaret, pour ces efforts fournis le long de la préparation de ce travail, et pour le temps qu'il nous a consacré.*

Nous remercions également les membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter de juger notre travail.

Nous exprimons tous nos remerciements à tous les enseignants qui nous ont éclairé le chemin par leur savoir et expériences le long de notre cursus universitaire.

Table des matières

Dédicace.....	II
Remerciement.....	III
Table des matières.....	IV
Liste des figures.....	VII
Nomenclatures.....	IX
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Etude bibliographique	
I.1. Introduction.....	4
I.2. Palier hydrostatique.....	4
I.2.1. Classification de paliers.....	6
I.2.1.1. Paliers a butées.....	6
I.2.1.2. Patins a multi directions.....	8
I.2.1.3 Patins radiaux.....	8
I.2.2. Palier hydrostatique a trois patins.....	9
I.2.3. Palier hydrostatique a quatre patins.....	9
I.3. Palier hydrostatique a film fluide amortisseur.....	10
I.4. Configuration d'un palier hydrostatique	11
I.5. Caractéristique géométriques des paliers hydrostatique	11
I.6. Calcul approche des caractéristiques statiques des paliers hydrostatique.....	11
I.7 Les avantages et les inconvénients d'un palier hydrostatique	12
I.8. Principe de fonctionnement (lubrification hydrostatique).....	13
I.8.1. Lubrification d'un palier hydrostatique.....	13
I.9. Ecoulement du fluide a travers des résistances hydrauliques	16
I.9.1. Résistance hydraulique de type capillaire.....	17
I.9.2. Résistance hydraulique de type orifice.....	17
I.10. Fluide micropolaire	18
I.10.1. Les équations de la lubrification micropolaire	19
I.10.2. Hypothèse et démonstration.....	21

Table des matières

I.10.3. Application de la lubrification micropolaire.....	24
I.11. Notions sur les rotors industriels.....	25
I.11.1. Définition.....	25
I.11.2. Classifications des rotors	26
I.11.2.1. Selon le paramètre géométrique	26
I.11.2.2. Suivant les paramètres mécaniques on distingue les modèles suivant	27
I.12. Dynamique de rotors.....	28
I.12.1. Objectifs de l'analyse dynamique des rotors.....	29
I.12.2. Les prédictions du comportement dynamique des rotors.....	30
I.12.2.1. Rotor rigide.....	30
I.12.2.2. Rotor flexible.....	30
I.13. Conclusion.....	31
Chapitre II : Palier hydrostatique a trois et quatre patins lubrifié par un fluide micropolaire	
II.1. Introduction.....	33
II.2. Etude d'une butée hydrostatique a simple effet.....	33
II.2.1. L'équation de Reynolds modifiée	34
II.2.2. Palier infiniment long.....	35
II.3. La distribution de pression	36
II.3.1. Débit du lubrifiant.....	38
II.3.1.1. Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z.....	38
II.3.1.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole.....	39
II.3.1.3. Débit des résistances hydrauliques de type capillaire.....	40
II.3.2. La pression d'alvéole.....	41
II.3.3. La charge portante.....	42
II.4. Description d'un palier hydrostatique a quatre patins.....	43
II.4.1. L'épaisseur du film lubrifiant.....	44
II.4.2. Vitesse d'écrasement	44
II.4.3. La charge totale.....	44
II.4.4. Le débit totale.....	45

Table des matières

II.5. Etude d'un palier hydrostatique a trois patins.....	45
II.5.1. L'épaisseur du film lubrifiant	46
II.5.2. La charge totale.....	47
II.6. Dynamique de rotor.....	48
II.7. Méthode non linéaire.....	48
II.8. Méthode d'intégration numérique.....	49
II.9. Méthode de NEWMARK.....	49
II.10. Conclusion.....	49
Chapitre III : Résultats et interprétation	
III.1. Introduction.....	51
III.2. Etude de l'influence des paramètres du fluide micropolaire	51
III.2.1. Organigramme général	51
III.2.2. Influence des paramètre du fluide micropolaire sur la distribution de pression	54
III.2.3. Influence des paramètre du fluide micropolaire sur le débit.....	56
III.2.4. Influence des paramètre du fluide micropolaire sur l'amplitude de vibration...	59
III.2.5. Influence des paramètre du fluide micropolaire sur les forces transmises	62
III.3. Conclusion... ..	64
Conclusion générale.....	65
Référence bibliographiques.....	66
Résumé.....	69

Liste des figures

Figure I.1 : palier hydrostatique [6].....	05
Figure I.2 : Exemples de paliers et butées hydrostatiques [7].....	06
Figure I.3 : Patin circulaire [8].....	06
Figure I.4 : Patins rectangulaires [8].....	07
Figure I.5 : Patins coniques [8].....	07
Figure I.6 : Patins à multi directions [8].....	08
Figure I.7 : Patins radiaux [8].....	08
Figure I.8 : Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins.	09
Figure I.9 : Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins.....	09
Figure I.10 : Schéma de principe d'un palier à film amortisseur (SFD) [10].....	10
Figure I.11 : Configurations de paliers hydrostatiques à quatre butées hydrostatiques [5]..	11
Figure I.12 : Principe de fonctionnement d'un système hydrostatique.....	14
Figure I.13 : Opération de fonctionnement d'un palier de butée hydrostatique [5].....	15
Figure I.14 : Résistance hydraulique de type capillaire [5].....	17
Figure I.15 : Résistance hydraulique de type orifice.....	17
Figure I.16 : Géométrie et cinématique du contact.....	22
Figure I.17 : Modèle d'un rotor industriel [38].	25
Figure I.18 : Rotor de jeffcott [24].	27
Figure I.19 : Rotor monté sur un palier à roulement [36].....	30
Figure II.1 : Butée hydrostatique à simple effet.....	33
Figure II.2 : Condition aux limites du palier hydrostatique.....	34
Figure II.3 : Palier hydrostatique infiniment long [13].....	35
Figure II.4 : Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue.....	36

Liste des figures

Figure II.5 : Résistance hydraulique de type capillaire.....	40
Figure II.6 : Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins.....	43
Figure II.7 : Schématisation d'un palier hydrostatique a trois patins.....	45
Figure II.8 : Système de cordonnée de l'arbre dans le palier (a trois patin).....	47
Figure III.1 : Organigramme générale de calcul des caractéristiques pour un palier hydrostatique lubrifié avec une fluide micropolaire.....	53
Figure III.2.a : Le rapport de pression β pour différentes valeur N^2 et Lm avec $\beta_0=0.4$ Palier a quatre patins.....	54
Figure III.2.b : Le rapport de pression β pour différentes valeur N^2 et Lm avec $\beta_0=0.4$ palier à trois patins.....	55
Figure III.3.a : Variation du débit Q_T en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à quatre patins.....	56
Figure III.3.b : Variation du débit Q_T en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à trois patins.....	56
Figure III.4.a : Variation du débit Q_T en fonction de la longueur caractéristique adimensionnelle Lm pour différentes valeurs N^2 pour les paliers hydrostatiques palier à quatre patins.....	57
Figure III.4.b : Variation du débit Q_T en fonction de la longueur caractéristique adimensionnelle Lm pour différentes valeurs N^2 a la vitesse critique palier à trois patins...	57
Figure III.5.a : Variation du débit Q_T en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0= 0,4$ et $N^2= 0.5$ pour palier à quatre patins.....	58
Figure III.5.b : Variation du débit Q_T en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0= 0,4$ et $N^2= 0.5$ palier à trois patins.....	58
Figure III.6.a : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour les valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à quatre patins.....	59
Figure III.6.b : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour les valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon =0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à trois patins.....	59
Figure III.7.a : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 palier à quatre patins.....	60
Figure III.7.b : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 palier à trois patins.....	60
Figure III.8.a : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 =0.5$ palier à quatre patins.....	61
Figure III.8.b : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 =0.5$ palier à trois patins.....	61
Figure III.9.a : Variation de la force transmise F_t en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à quatre patins.....	62

Liste des figures

Figure III.9.b : Variation de la force transmise F_t en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$. palier à trois patins.....	62
Figure III.10.a : Variation de la force transmise en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique palier à quatre patins.....	63
Figure III.10.b : Variation de la force transmise en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique palier à trois patins.....	63
Figure III.11.a : Variation de la force transmise en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$ palier à quatre patins.....	64
Figure III.11.b : Variation de la force transmise en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$ palier à trois patins.....	64

Nomenclatures

a	longueur d'alvéole [m]
A	longueur du patin [m]
b	largeur d'alvéole [m]
B	largeur du patin [m]
d_c	diamètre du capillaire [m]
R	rayon du capillaire [m]
l_c	longueur du capillaire [m]
h_0	épaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]
h_i	épaisseur du film relatif à chaque patin [m]
\dot{h}_i	vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]
S	surface totale du patin [m ²]
S_1	surface de l'alvéole [m ²]
S_2	surface de portée [m ²]
N	nombre de couplage
l_m	longueur de l'élément du fluide micropolaire
k_v	Coefficient s'appelle : ' <i>the spin viscosity</i> '
μ	viscosité dynamique du fluide Newtonien [Pa.s]
μ_v	viscosité dynamique du fluide micropolaire [Pa.s]
M	masse du rotor [Kg]
P_s	pression d'alimentation [Pa]
P_i	champ de pression micropolaire pour chaque patin [Pa]
P_{ri}	pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]
Q_{vi}	débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m ³ /s]

Nomenclatures

Q_{ri}	débit à travers le capillaire relatif à chaque patin [m^3/s]
Q_{xi}, Q_{zi}	débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à chaque patin [m^3/s]
Q_T	débit total du lubrifiant [m^3/s]
$u_{xi}; u_{zi}$	vitesse de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m/s]
u_r	la vitesse dans le débit micropolaire [m/s]
F_{pi}	charge portante pour chaque patin hydrostatique [N]
(x_i, z_i, y_i)	système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds
β_i	rapport de pression : $\beta_i = P_{ri} / P_s$
β_0	rapport de pression pour excentricité égale à zéro (Cas statique)
\tilde{K}_w	coefficient de la charge
K_q	coefficient du débit
K_{pc}	coefficient du capillaire
\tilde{A}	l'amplitude des vibrations
W_t	force transmise [N]
e_x, e_y	excentricités suivant x et y respectivement [m]
ε	rapport d'excentricité
ω_e	Fréquence d'excitation [rad/s]
W_x, W_y	Forces hydrostatiques suivant x et y respectivement.

Introduction générale

Introduction générale

De nos jours, avec l'évolution rapide des technologies de fabrication, les machines tournantes deviennent de plus en plus performantes, avec notamment des vitesses de rotation très élevées. Cette situation exige un contrôle de plus en plus minutieux des caractéristiques des composants mécaniques, et une conception robuste des supports de guidage, de par leur fort impact sur le bon fonctionnement et la durée de vie des systèmes mécaniques.

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

Les paliers hydrostatiques actuellement beaucoup étudié en raison de meilleures caractéristiques favorisées par les développements technologiques de l'industrie, à savoir le fonctionnement à des vitesses de rotation élevées et supportant des grandes charges statiques et dynamiques. le rôle des paliers est d'assurer le positionnement dans l'espace et de permettre le mouvement libre des arbres et des essieux en rotation ou en translation.

Notre objectif principal dans cette recherche scientifique, et étudie les effets des paramètres caractéristiques d'un fluide micropolaire sur un palier hydrostatique. Ce palier est constitué des trois patins et à quatre patins alimentés et contrôlés par des résistances hydrauliques de type capillaire et à votre avis sur lequel d'entre eux nous donneront les meilleurs résultats possibles en fonction des données que nous leur fournissons.

Introduction générale

Dans le premier chapitre de cette étude, nous présentons une étude bibliographique sur les paliers hydrostatiques suivis par les différentes méthodes de lubrification hydrostatique et arrivant par une explication complète sur le fluide micropolaire.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude analytique du palier hydrostatique à trois et à quatre patins.

Ensuite, dans le chapitre trois, nous présentons une comparaison entre les résultats des paliers hydrostatiques à quatre patins et trois patins et une interprétations concernant l'influence des paramètres d'un fluide micropolaire sur le palier considéré.

On finit avec une conclusion générale sur les principaux résultats de l'étude réalisé.

CHAPITRE I
ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.1. Introduction

A partir d'une recherche bibliographique, le premier chapitre présente une vision globale sur les paliers hydrostatique lubrifié par un fluide micropolaire.

Ce chapitre est divisé en trois parties :

Dans cette première partie, nous illustrons une étude bibliographique détaillée sur le palier hydrostatique et nous présentons les différentes méthodes de la lubrification hydrostatique.

Le deuxième partie se concentre sur le fluide micropolaire et la démonstration de l'équation de Reynolds modifiée pour ce fluide.

Dans la troisième partie, nous avons fait une étude détaillée sur la dynamique de rotor.

I.2. palier hydrostatique

Historiquement la première utilisation ce type de palier était fait par L. D. Gérard en 1865 [1] dans une étude de train glissant sur des paliers hydrostatique plats. En 1917, Lord Rayleigh [2], fut le premier à présenter l'analyse d'un système hydrostatique en calculant la charge et le couple de frottement d'une butée hydrostatique axiale. En 1948, Gérard [3], a réalisé des broches utilisant des paliers hydrostatiques dont la raideur, selon la pression d'alimentation, était comprise entre $5 \cdot 10^7$ et 10^8 . Ces paliers ont été utilisés sur des broches d'aléseuses et de rectifieuses de grande précision. En 1949, Shaw et Mack [4], proposent de calculer les caractéristiques statiques d'un palier hydrostatique en supposant des variations linéaires de la pression dans l'espace inter alvéoles et entre les alvéoles et le bord du palier. En 2007, Bouzidane [5], fait l'étude d'un palier hydrostatique à quatre patins hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique, pour contrôler les vibrations des rotors flexibles lors du passage des vitesses critiques.

Les paliers hydrostatiques comporte deux surfaces, l'une est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) ont de meilleures caractéristiques dynamiques que celles des autres configurations hydrodynamiques, en raison de leur grande rigidité, de leur bon amortissement et de leur très longue durée de vie. Le palier hydrostatique offre une

Chapitre I : Étude Bibliographique

meilleure stabilité grâce à sa grande rigidité et un bon amortissement même au franchissement des vitesses critiques.

Les principaux paramètres qui interviennent dans la définition de ces paliers sont nombreux dont on peut citer :

les paramètres géométriques :	nombre d'alvéole, longueur.
les paramètres cinématiques :	vitesse de rotation, charge.
les paramètres dynamiques :	charge variable, mode de rotation.
les paramètres caractéristiques du lubrifiant :	viscosité dynamique, masse volumique.

L'utilisation d'un palier hydrostatique dans des machines fonctionnant aux grandes vitesses en tant que support « ressort -amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'apparition du contrôle des vibrations du rotor, le palier hydrostatique a été davantage étudié en tant que structure contrôlable.



Figure I.1 : palier hydrostatique [6].



Figure I.2 : Exemples d'un paliers hydrostatiques [7].

I.2.1. Classification de paliers

Les paliers hydrostatatiques peuvent être classés en fonction de la direction de la charge qu'ils peuvent porter. Ainsi, nous avons :

- Palier à butées.
- Paliers radiaux (paliers lisses).
- Paliers multidirectionnels.

I.2.1.1. Palier à butées

➤ Patin circulaire opposé

La figure I.3 représenté le schéma d'un patin circulaire [8] Lorsque la charge peut agir dans deux directions, ou lorsqu'une plus grande rigidité est nécessaire, deux patins circulaires peuvent être assemblés.

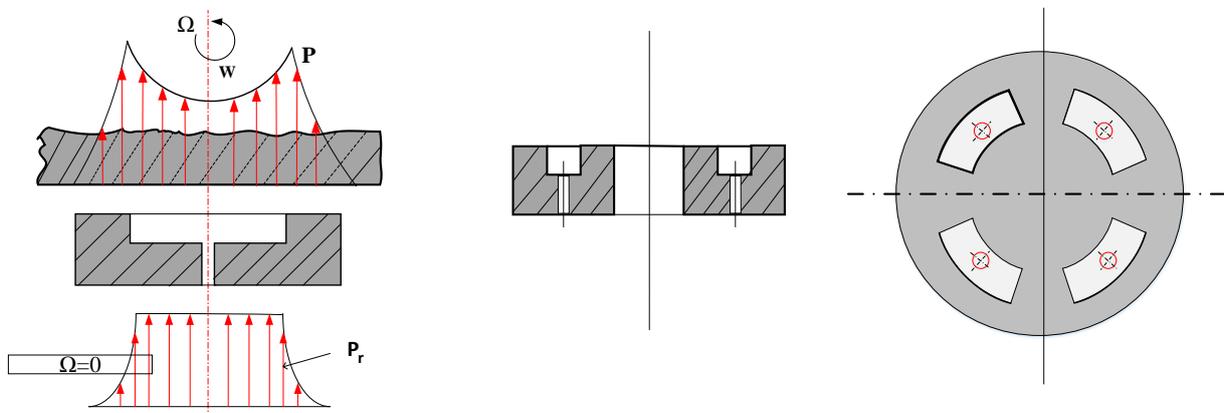


Figure I.3 Patin circulaire [8].

Chapitre I : Étude Bibliographique

➤ Patins rectangulaires

La figure I.4 représenté plusieurs forme de patins rectangulaire Afin d'avoir un comportement hybride, il devrait être les plaquettes se déplacent à très grande vitesse et ont une inclinaison fixe.

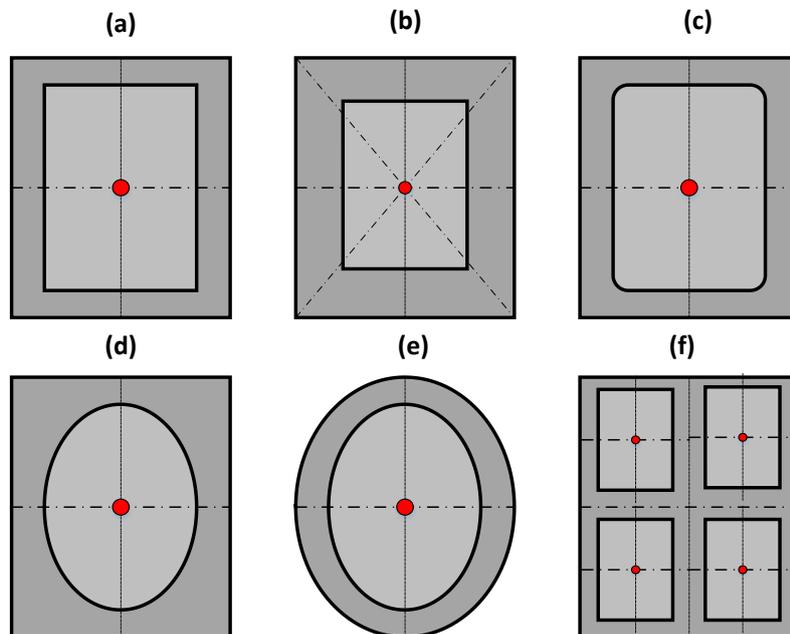


Figure I.4 Patins rectangulaires [8].

➤ Patins coniques

La figure I.5 représente un patin coniques est nécessitent moins de puissance de pompage.

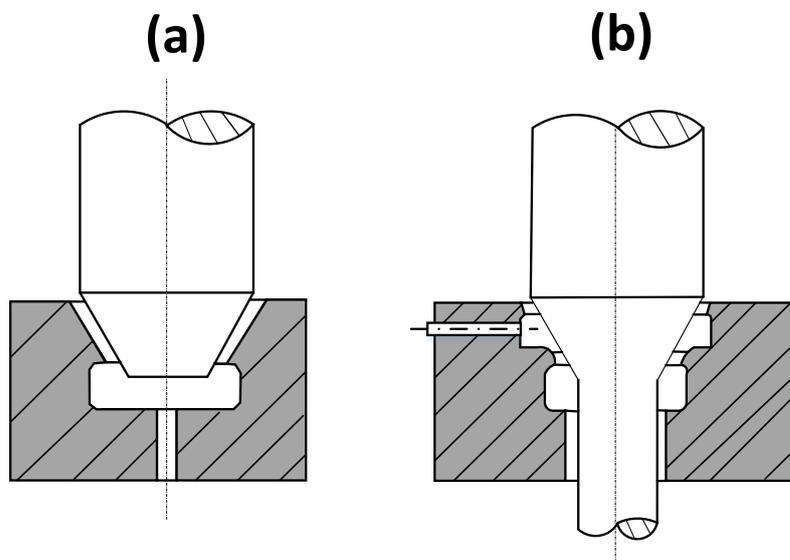


Figure I.5 : Patins coniques [8].

I.2.1.2. Patins à multi directions

Les paliers indiqués dans la figure ci-dessous peuvent supporter en deux cas

- charges dans la direction axiale.
- charges dans la direction radiale.

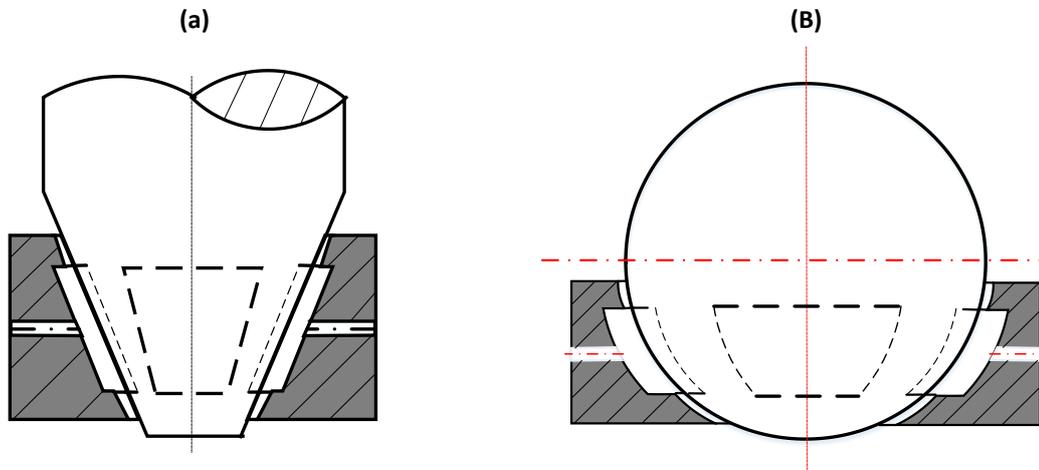


Figure I.6 : Patins à multi directions [8].

I.2.1.3. Patins radiaux

Cette figure représenté un patin cylindrique ce terme est exploité dans les cas des paliers hybrides peuvent supporter des charges dans la direction radiale seulement.

Dans ce type de patin :

- la vitesse de rotation de l'arbre est suffisamment élevée.
- un champ de pression hydrodynamique se superpose au champ hydrostatique.

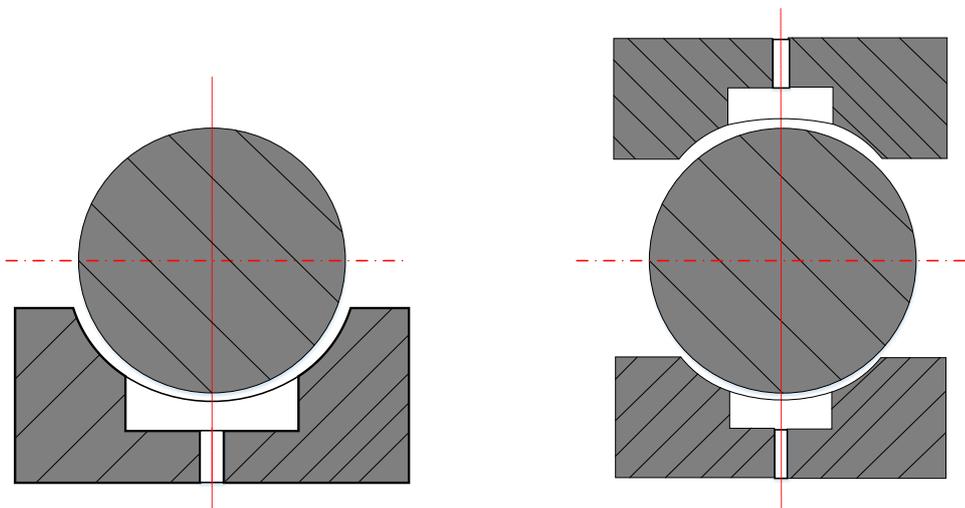


Figure I.7 Patins radiaux [8].

I.2.2. Palier hydrostatique à trois patins

La figure I.8 montre un palier à trois patins. Les indices 1, 2, et 3 se rapportent respectivement aux caractéristiques des patins plats hydrostatiques ; inférieur, droit, et gauche. Chaque patin est alimenté avec un lubrifiant à travers des alvéoles dans le palier. Celles-ci sont alimentées par une pression externe P_s à travers des résistances hydrauliques de type capillaire.

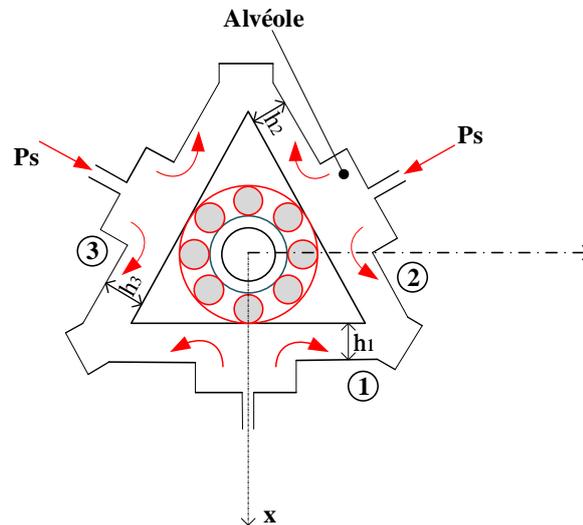


Figure I.8 : Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins.

I.2.3. Palier hydrostatique à quatre patins

La figure I.9 montre un palier à roulement supporté sur un palier hydrostatique constitué de quatre patins.

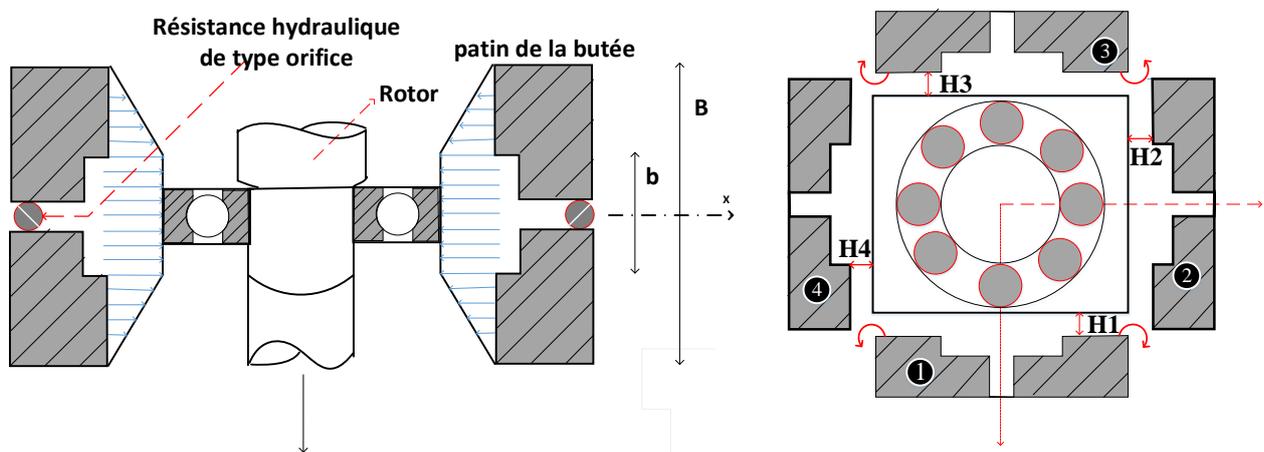


Figure I.9 : Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins.

1.3. Palier hydrostatatique à film fluide amortisseur

Ce type de paliers résulte du montage de l'ensemble rotor-roulement à bille dans un palier fluide Figure I.10. Le roulement assure le guidage en rotation de l'arbre, tandis que le palier joue le rôle d'un amortisseur visqueux. Le mouvement de la bague extérieure du roulement dans le palier est réduit à une translation, grâce à la bague intermédiaire (fixe en rotation). [9]

Deux technologies de paliers à films amortisseurs 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 essentiellement utilisé pour le guidage des rotors de turbines tournant à grandes vitesses, on peut citer l'exemple des turboréacteurs d'avions qui utilisent souvent des paliers à roulement au lieu des paliers à film amortisseur. [9]

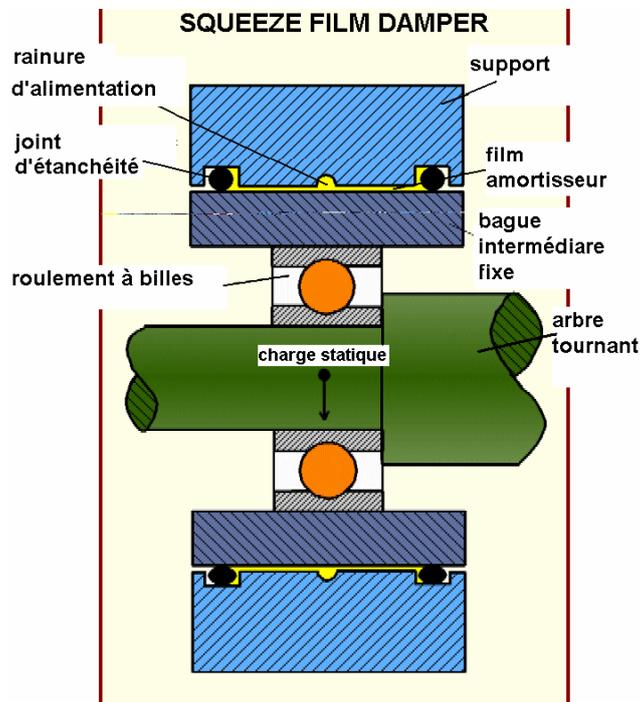


Figure I. 10: Schéma de principe d'un palier à film amortisseur (SFD) [10].

1.4. Configuration d'un palier hydrostatique

La figure ci-dessous représenté deux configuration d'un palier hydrostatique à support cylindrique et à support plat.

- La configuration à support cylindrique exige un système anti-rotation pour éviter la rotation de l'arbre.
- la configuration à support plat est inhérente.

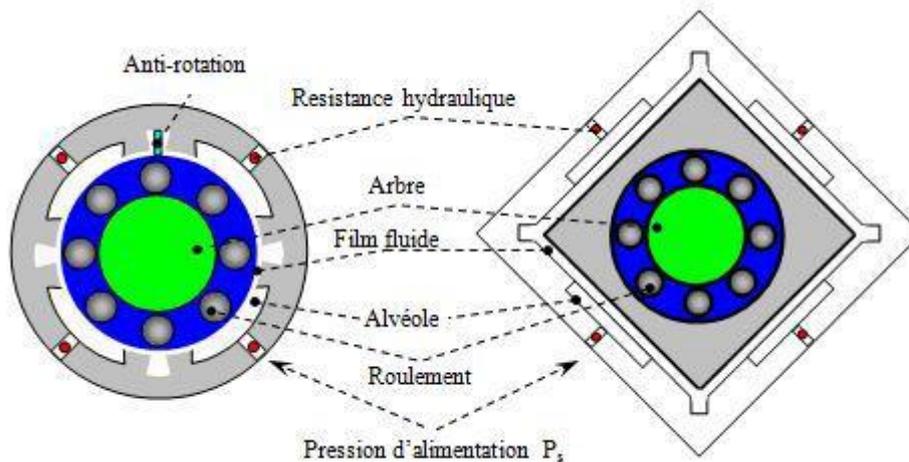


Figure I. 11 Configurations de paliers hydrostatiques à quatre butées hydrostatiques [5].

1.5. Caractéristiques géométriques des paliers hydrostatiques

Un palier hydrostatique est constitué par n alvéoles réparties régulièrement sur la périphérie du coussinet.

Deux types de paliers existent suivant que les alvéoles sont découplées ou non par des rainures axiales.

Celles-ci ont l'avantage de découpler les alvéoles et de mieux irriguer le palier.

Par contre elles augmentent le débit de fluide et peuvent introduire de l'air dans le palier lorsque la vitesse de rotation de l'arbre est très élevée.

1.6. Calcul approché des caractéristiques statiques des paliers hydrostatiques

Si la distance inter-alvéoles est faible et en l'absence de rainures axiales, l'écoulement circonférentiel peut être négligé.

De même, si la distance entre l'alvéole et le bord du palier est petite, le gradient axial peut être supposé constant.

Chapitre I : Étude Bibliographique

Cette hypothèse est strictement vérifiée si l'épaisseur du film est constante selon la direction axiale et si le régime d'écoulement est laminaire.

Si une charge est appliquée sur l'arbre, celui-ci se déplace à l'intérieur du coussinet jusqu'à ce que la résultante des forces de pressions équilibre la charge.

Selon la direction de la charge, la distribution de pression au voisinage d'une alvéole peut être ou non symétrique, celle-ci étant influencée par la pression dans les alvéoles et par la géométrie du film fluide. Le calcul analytique des performances d'un palier hydrostatique est difficile pour les raisons suivantes :

- ❖ dans un palier chargé, l'épaisseur du film lubrifiant n'est pas uniforme ;
- ❖ il y a un écoulement inter-alvéoles.

I.7. Les avantages et les inconvénients d'un palier hydrostatique

❖ **Avantages**

- Excellente efficacité, y compris au démarrage
- Frottements très faible
- La circulation de lubrifiant permet de maîtriser le refroidissement du palier
- une très grande raideur, permettant de conserver un positionnement précis malgré des fluctuations de charge importantes
- les défauts de forme des surfaces en présence ayant moins d'importance qu'en régime hydrodynamique, car la pression dans l'alvéole est fonction du débit global, c'est-à-dire de la distribution d'épaisseur de film et non pas de l'épaisseur en un point
- l'inexistence de concentrations de contraintes car, la pression étant sensiblement constante dans l'alvéole, la charge est supportée par une grande surface
- des problèmes thermiques au sein du film lubrifiant très souvent secondaires, car on est en présence d'un écoulement forcé à débit important ; ainsi, l'hypothèse d'un régime d'écoulement isotherme est justifiée

❖ **Inconvénients**

- Mise en œuvre difficile et coûteuse.
- Nécessité d'une pompe externe, qui exige de la puissance (il faut à la fois un débit et une pression suffisants) et des filtres, des régulateurs de pression.

I.8. Principe de fonctionnement (lubrification hydrostatique)

I.8.1. Lubrification d'un palier hydrostatique

On a deux surface dans n'importe quel dispositif hydrostatique

- la première surface est lisse.
- La deuxième surface compte une ou plusieurs cavités ou alvéoles reliées à un générateur de pression

Nous avons deux régions :

- une région où l'épaisseur du film est mince $h/A < 1$.
- une région constituée par les cavités où l'épaisseur du film est grande.

Ceci permet de supposer que la pression dans les alvéoles est constante.

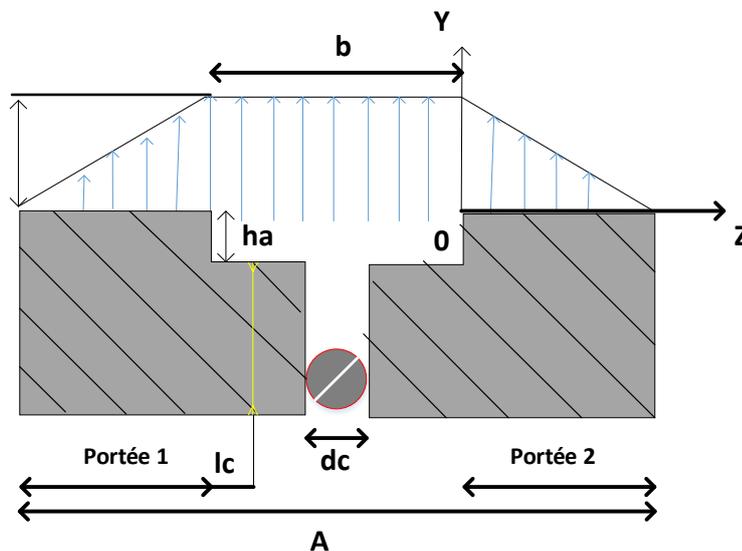
L'introduction du fluide à l'intérieur des alvéoles peut se faire de deux façons différentes :

➤ Alimentation à débit constant

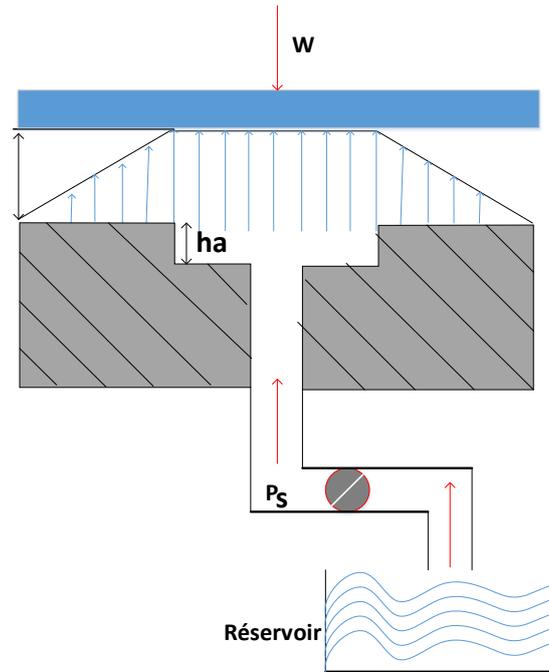
Cette système est peu employé utilisé seulement valable pour les liquides (fluides incompressibles), on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole comme figure (I.12.b).

➤ Alimentation à pression constante

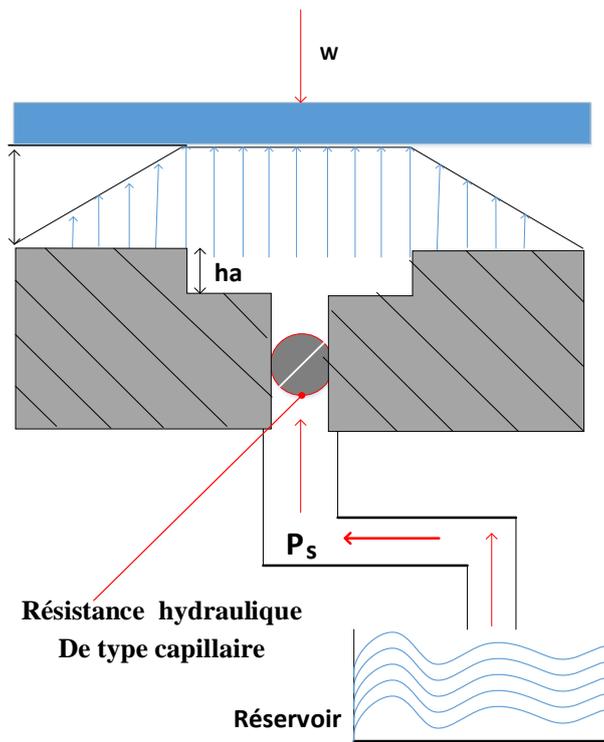
Dans les mécanismes à pression constante, on place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole comme la figure (I.12.c). La résistance hydraulique a pour rôle de faire varier le débit en fonction de la chute de pression.



(a) : Schématisation d'une butée hydrostatique.



(b) : Alimentation à débit constant.



(c) : Alimentation à pression constante.

Figure I.12 : Principe de fonctionnement d'un système hydrostatique.

Chapitre I : Étude Bibliographique

Etapes de fonctionnement :

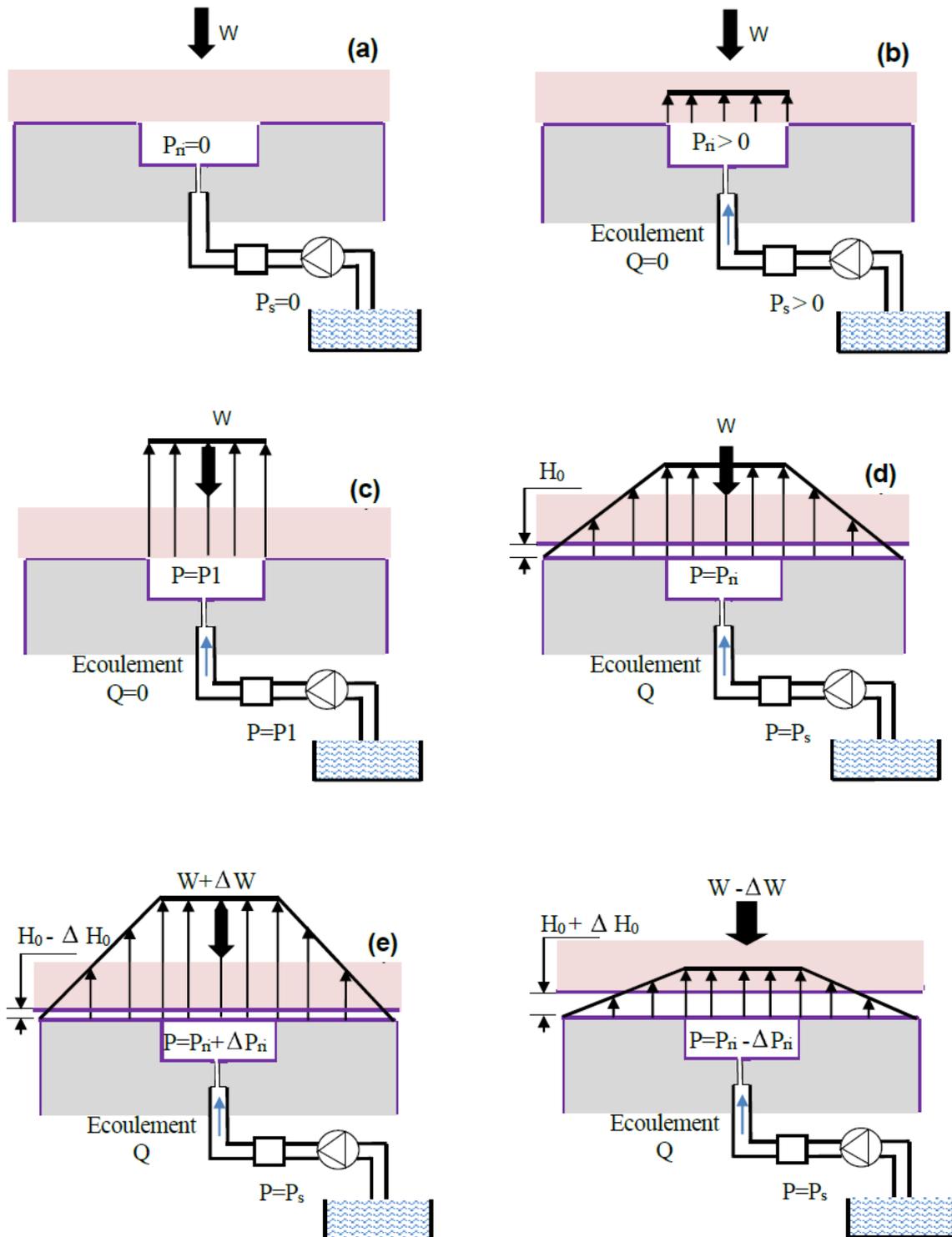


Figure I.13 : Opération de fonctionnement d'un palier de butée hydrostatique [5].

Chapitre I : Étude Bibliographique

La formation de film fluide dans une butée hydrostatique est présentée par les étapes suivantes :

- 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.

I.9. Ecoulement du fluide à travers des résistances hydrauliques

On deux types de résistances hydrauliques sont fréquemment utilisées, les résistances capillaires et les résistances orifices :

- Résistance hydraulique de type capillaire.
- Résistance hydraulique de type orifice

I.9.1. Résistance hydraulique de type capillaire

Ce type de résistance est utilisé en régime laminaire, en absence de force d'entrée. Le débit de ce dernier est déterminé comme suit [5]

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu l_c} (P_s - P_a) \quad \text{Où} \quad R_p = \frac{\rho U_c d_c}{\mu} < 1000 \quad \text{et} \quad U_c = \frac{Q_r}{(\pi d_c^2 / 4)} \quad (I.1)$$

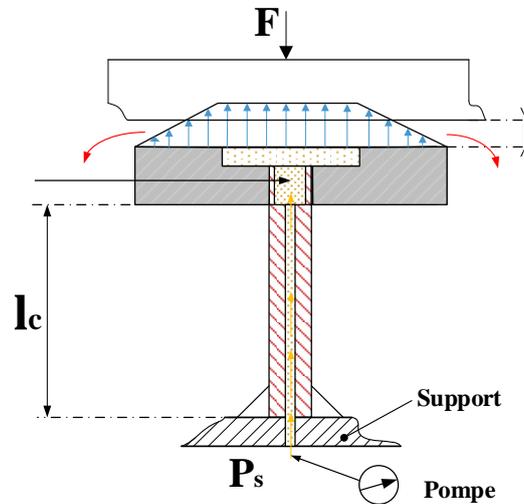


Figure I.14 : Résistance hydraulique de type capillaire [5].

I.9.2. Résistance hydraulique de type orifice

Un orifice est une petite ouverture dans le passage d'écoulement d'huile. Et utilisé en régime non laminaire et le débit est déterminé comme suit :

$$Q_{ri} = \frac{\pi c_d d_o^2}{4} \left[\frac{2(P_s - P_a)}{\rho} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (I.2)$$

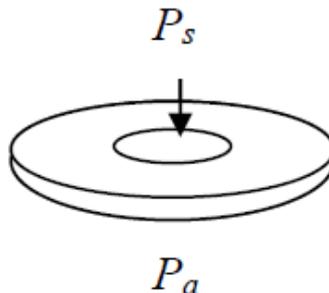


Figure I.15 : Résistance hydraulique de type orifice.

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.10. Fluide micropolaire

Les fluides micropolaires sont des fluides avec les microstructures. Ils appartiennent à une classe de fluides à tenseur de contraintes non symétriques que nous appellerons fluides polaires, et incluent, comme cas particulier, le modèle bien connu de Navier-Stokes de fluides classiques que nous appellerons fluides ordinaires.

Physiquement, les fluides micropolaires peuvent représenter des fluides constitués de particules rigides, orientées de manière aléatoire (ou sphériques) en suspension dans un milieu visqueux, la déformation des particules de fluide étant ignorée [11].

Le modèle des fluides micropolaires introduit dans [12] par C.A. Eringen vaut la peine d'être étudié car il est très bien équilibré. Premièrement, il s'agit d'une généralisation fondée et significative du modèle classique de Navier-Stokes, couvrant à la fois en théorie et en applications beaucoup plus de phénomènes que le modèle classique. En outre, il est élégant et pas trop compliqué, autrement dit, il est gérable pour les mathématiciens qui étudient sa théorie et les physiciens et ingénieurs qui l'appliquent.

Les théories de la lubrification appliquées à l'analyse des paliers par différents chercheurs n'ont pris en compte que la modification macroscopique des propriétés du lubrifiant. Les particules individuelles dans le lubrifiant peuvent changer leur forme ou leur mouvement et devenir efficace dans la région équivalente de jeux de palier. Par conséquent, le postulat newtonien classique n'est pas valable pour les fluides considérant l'effet des molécules. La mécanique des fluides newtoniens doivent être généralisées lorsque l'échelle de longueur extérieure devient comparable aux dimensions moyennes des particules de matière dans les fluides complexes tels que les suspensions polymériques, sang animal, et les cristaux liquides.

La présence des microstructures dans le fluide peut se faire sentir de plusieurs façons, dans le cas des cristaux liquides par exemple, l'orientation de celles-ci a un impact sur l'écoulement global. Ces microstructures peuvent aussi avoir une vitesse angulaire propre, ce qui entraîne l'apparition de nouvelles contraintes dont il faut tenir compte [13].

Chapitre I : Étude Bibliographique

Les fluides micropolaires[12] proviennent d'une simplification de la théorie des microfluides[14] de 22 coefficients de viscosité à 6 coefficients de viscosité (α , β , γ_v , k_v , μ et λ) on considère des microstructures ne se déformant pas et n'ayant pas d'orientation propre, on conserve alors uniquement les effets dus à leur rotation où un nouveau vecteur de vitesse angulaire des particules et les coefficients de viscosité correspondants ont été ajoutés aux équations de Navier-Stokes. Ceci constitue une généralisation substantielle de ces équations et ouvre un nouveau champ d'applications incluant un grand nombre de fluide complexe.

I.10.1. Les équations de la lubrification micropolaire

Les équations de fluide micropolaire compressible sont proposé par Eringen sous la forme vectorielle [11]:

Conservation de masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (\text{I.3})$$

Conservation de quantité de mouvement linéaire :

$$-\nabla P + (\lambda + 2\mu)\nabla\nabla \cdot V + k_v \nabla \times \omega - (\mu + \frac{k_v}{2})\nabla \times \nabla \times V + \rho f_v = \rho \frac{DV}{Dt} \quad (\text{I.4})$$

Conservation de quantité de mouvement angulaire :

$$(\alpha + \beta + \gamma_v)\nabla\nabla \cdot \omega - \gamma_v \nabla \times \nabla \times \omega + k_v \nabla \times V - 2k_v \omega + \rho f_c = \rho j \frac{D\omega}{Dt} \quad (\text{I.5})$$

Il faut noter que le système (I.1-I.3) comporte 7 équation pour les 7 fonctions $P(x,y,z)$,

$V=(u_1(x,y,z), u_2(x,y,z), u_3(x,y,z))$ et $\omega=(\omega_1(x,y,z), \omega_2(x,y,z), \omega_3(x,y,z))$

μ et λ ce sont les coefficients de viscosité du fluide newtonien. Les forces volumiques sont regroupées ici sous le terme f_v , ce sont des forces dont l'effet s'exprime à distances ; la force volumique f_c est une force de couple, ce genre de force apparaît, par exemple lorsque le domaine est en rotation ; ω est le vecteur de giration ; ρ est la masse volumique ; V est le vecteur de vitesse ; P est la pression statique ; j représente la dimension caractéristique des microstructures qui composent un fluide micropolaire. Certains auteurs appellent ce dernier, le coefficient de micro inertie d'autres, le rayon de giration.

Chapitre I : Étude Bibliographique

La nature compressible du fluide est caractérisée par la première équation. Si en considérant un fluide incompressible l'équation (I.3) devient $\nabla \cdot V = 0$. Cette relation indique que si une quantité de matière pénètre à l'intérieur d'un volume donné, une quantité équivalente doit en ressortir.

La partie droite de l'équation (I.4) exprime la variation totale du champ de vitesse V par rapport au temps [15]

$$\frac{DV}{Dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V \quad (I.6)$$

La variation de la quantité de mouvement linéaire dépend de deux types de force agissant sur le fluide : les forces de surfaces et les forces volumiques.

Les forces de surfaces sont représentées par trois termes : le terme $-\nabla P$ qui quantifie les forces normales et le terme visqueux $(\lambda + 2\mu)\nabla \nabla \cdot V$ qui provient des effets de cisaillement, le troisième terme $k_v \nabla \times \omega - (\mu + \frac{k_v}{2})\nabla \times \nabla \times V$ est nouveau, il représente les effets produits par la rotation des microstructures.

Ce nouveau terme contient une différence entre la giration ω et la vitesse angulaire locale. Ainsi si la giration induite par la rotation des microstructures a la même intensité et la même direction que la vitesse angulaire locale du fluide, ce terme s'annule. L'impact des microstructures sur l'écoulement est alors nul. D'un autre côté, une différence entre le sens ou l'intensité de la rotation des microstructures et la vitesse angulaire du fluide amène une modification du champ de vitesse [15].

L'équation (I.5) décrit l'évolution de la giration, on considère la variation totale de cette variable :

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\partial \omega}{\partial t} + V \cdot \nabla \omega \quad (I.7)$$

Pour tenir compte des différents effets de rotation, nous nous retrouvons avec quatre nouveaux coefficients α , β , γ_v et k_v . Pour les deux premiers coefficients (α et β) aucun sens physique clair n'a été donné. γ_v est un coefficient de viscosité du fluide micropolaire. Le coefficient k_v

Chapitre I : Étude Bibliographique

permet l'échange de quantité de mouvement angulaire entre le milieu et les microstructures, certains auteurs [16]; [17] appellent ce dernier 'the spin viscosity'.

I.10.2. Hypothèse et démonstration

Pour établir l'équation de Reynolds modifiée pour un fluide micropolaire incompressible, nous allons faire les hypothèses suivantes :

1. Tous les coefficients caractéristiques sont indépendants.
2. Les forces de couple et les forces volumiques sont négligées.
3. Le film est suffisamment mince par rapport à la longueur et à la portée du palier pour permettre d'ignorer la courbure du film fluide.
4. L'écoulement est laminaire : le vortex et la turbulence ne se produisent pas dans le film.
5. Il n'y a pas de glissement sur les surfaces du palier.

Trois autres hypothèses sont faites :

1. Les surfaces des patins sont lisses, c'est-à-dire la rugosité de surface est faible.
2. Les surfaces de palier ne sont pas poreuses.
3. Les surfaces des patins sont rigides, c'est-à-dire qu'elles ne sont pas déformées sous la pression du fluide.

Maintenant supposons que la vitesse et la giration ont la forme suivante :

$$V = (u_1, u_2, u_3) \text{ et } \omega = (\omega_1, 0, \omega_3) \quad (\text{I.8})$$

Nous obtenons les équations différentielles suivantes pour l'écoulement de lubrifiant :

$$\frac{1}{2}(2\mu + k_v) \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial \omega_3}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (\text{I.9})$$

$$\frac{1}{2}(2\mu + k_v) \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} - k_v \frac{\partial \omega_1}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \quad (\text{I.10})$$

$$\gamma_v \frac{\partial^2 \omega_3}{\partial y^2} - k_v \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} - 2k_v \omega_3 = 0 \quad (\text{I.11})$$

$$\gamma_v \frac{\partial^2 \omega_1}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} - 2k_v \omega_1 = 0 \quad (\text{I.12})$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial u_2}{\partial y} + \frac{\partial u_3}{\partial z} = 0 \quad (\text{I.13})$$

Chapitre I : Étude Bibliographique

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (\text{I.14})$$

Pour la couche du lubrifiant (figure I.16) les conditions aux limites sont :

$$\begin{aligned} y = 0 & \quad \begin{cases} \mathbf{u}_1 = \mathbf{U}_1 \\ \mathbf{u}_2 = 0 \\ \mathbf{u}_3 = 0 \end{cases} \quad ; \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0 \\ y = h & \quad \begin{cases} \mathbf{u}_1 = \mathbf{U}_2 \\ \mathbf{u}_2 = V_2 + U_2 \frac{\partial h}{\partial x} \\ \mathbf{u}_3 = 0 \end{cases} \quad ; \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0 \end{aligned} \quad (\text{I.15})$$

Où h représente l'épaisseur du film d'huile, U_1 est la vitesse tangente de la surface 1, U_2 et V_2 sont la vitesse tangente et la vitesse normale de la surface 2, respectivement.

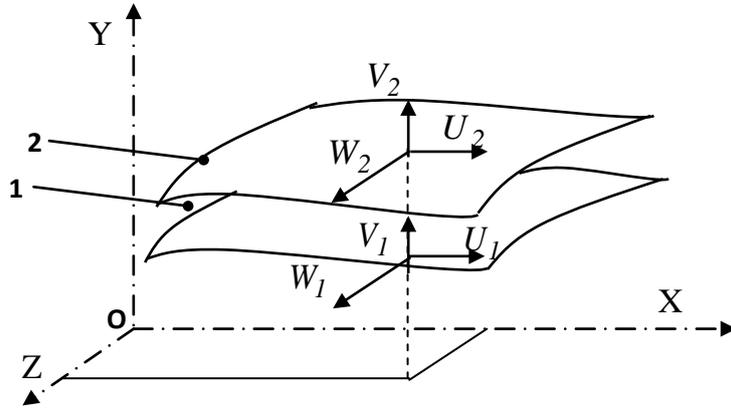


Figure I.16 : Géométrie et cinématique du contact.

Les expressions des vitesses u_1 , u_3 et les vitesses angulaires des microstructures ω_1 , ω_3 comme résultat de la résolution des équations (I.9-I.14) prendre en compte les conditions aux limites (I.15) sont :

$$u_1 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left[\frac{y^2}{2} - \frac{N^2 h}{m} \frac{ch(my) - 1}{sh(mh)} \right] + U_1 + \frac{D_1}{1 - N^2} \left(y - \frac{N^2}{m} \left[sh(my) - \frac{(ch(my) - 1)(ch(mh) - 1)}{sh(mh)} \right] \right) \quad (\text{I.16})$$

$$u_3 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \left[\frac{y^2}{2} - \frac{N^2 h}{m} \frac{ch(my) - 1}{sh(mh)} \right] + \frac{D_2}{1 - N^2} \left(y - \frac{N^2}{m} \left[sh(my) - \frac{(ch(my) - 1)(ch(mh) - 1)}{sh(mh)} \right] \right) \quad (\text{I.17})$$

$$\omega_1 = - \left[\frac{D_2}{2(1 - N^2)} (ch(my) - 1) + \frac{sh(my)}{sh(mh)} \left[\frac{h}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{D_2}{2(1 - N^2)} (ch(mh) - 1) \right] - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} y \right] \quad (\text{I.18})$$

Chapitre I : Étude Bibliographique

$$\omega_3 = \frac{D_1}{2(1-N^2)} (ch(m y) - 1) + \frac{sh(m y)}{sh(m h)} \left[\frac{h}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{D_1}{2(1-N^2)} (ch(m h) - 1) \right] - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y \quad (\text{I.19})$$

Où :

$$D_1 = -\frac{(1-N^2)}{2} \left(\frac{h}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + (U_1 - U_2) \right) / \left[\frac{h}{2} - \frac{N^2}{m} \frac{ch(mh) - 1}{sh(mh)} \right] \quad (\text{I.20})$$

$$D_2 = -\frac{(1-N^2)}{2} \frac{h}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (\text{I.21})$$

$$N = \left(\frac{k_v}{2\mu + k_v} \right)^{0.5} ; l_m = \left(\frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{0.5} ; m = \frac{N}{l_m} \quad (\text{I.22})$$

N et l_m deux paramètres qui caractérisent un fluide micropolaire d'un fluide newtonien, N caractérise le couplage de l'équation de la quantité du mouvement linéaire et l'équation de la quantité du mouvement angulaire, il est appelé "the coupling number" et l_m caractérise la longueur de l'élément du fluide micropolaire. Ce paramètre peut être identifié comme la taille des microstructures présentes dans le lubrifiant.

Maintenant en intégrant l'équation de continuité (I.13) le long de y on obtient :

$$V_2 = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \int_0^h u_1 \partial y + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^h u_3 \partial y + U_2 \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad (\text{I.23})$$

Puis en remplaçant u_1 et u_3 de l'équation (I.16), (I.17) et considérant V_2 comme la vitesse d'écrasement c'est-à-dire $V_2 = \frac{\partial h}{\partial t}$ on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(G(h, l_m, N) \frac{\partial P}{\partial x} \right) + G(h, l_m, N) \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 12 \frac{\partial h}{\partial t} + 6(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (\text{I.24})$$

Où :

$$G(h, l_m, N) = \frac{h}{\mu} \left[h^2 + 12l_m^2 - 6Nl_m h \frac{1 + ch(Nh/l_m)}{sh(Nh/l_m)} \right] \quad (\text{I.25})$$

L'équation (I.24) est l'équation de Reynolds modifiée pour le fluide micropolaire et quand l_m est mis à zéro. L'équation (I.24) se réduit à la forme classique de l'équation de Reynolds.

I.10.3. Application de la lubrification micropolaire

ZAHEERUDDIN et al [18] étudié des paliers infiniment longs, ainsi que des paliers infiniment courts, fonctionnant avec des lubrifiants micropolaires. L'étude a montré que par rapport aux lubrifiants newtoniens, les lubrifiants micropolaires peuvent augmenter la charge des paliers et le moment de frottement, tout en réduisant le coefficient de frottement. Des effets similaires ont été trouvés par TIPEI [19] avec des paliers courts.

L'étude de KHONSARI et BREWE [20] sur les performances d'un palier infiniment long lubrifié avec des fluides micropolaires a confirmé plus tard les avantages de lubrifiants micropolaires par rapport aux newtoniens. Ils ont indiqué que l'importance de l'augmentation de la charge portante dépend de la taille des microstructures présentes dans le lubrifiant et 'the coupling number'.

WANG et KE-QIN [21] ont utilisé une approche numérique pour étudier le comportement non-newtonien d'un fluide micropolaire lubrifier un palier fini. Ils ont considéré les effets thermiques et les effets de cavitation.

En 2010, RAHMATABADI et al [22] ont analysé la réponse des paliers lisses fonctionnant avec des lubrifiants micropolaires en utilisant la méthode GDQ. Ils ont utilisé une résolution numérique pour résoudre la version modifiée de l'équation de Reynolds et ont établi la performance des paliers hydrodynamiques circulaires et non circulaires fonctionnant avec des lubrifiants micropolaires. Leurs résultats montrent que la micro-polarité des lubrifiants améliore les performances des paliers. Le niveau d'amélioration est également affecté par la non-circularité du palier.

Basé sur les modèles de fluide micropolaire des théories d'Eringen et Christensen, l'analyse des effets de la rugosité de surface et les problèmes de lubrification entre des paliers coniques sont présentés par RAO et al [23]. L'équation de Reynolds est résolue avec des conditions aux limites appropriées sans dimension pour trouver la distribution de pression, qui est ensuite utilisée pour obtenir l'expression de la charge, ouvrant la voie au calcul du temps de réponse. Les valeurs calculées de pression, de la charge et de temps de réponse sont affichées sous forme graphique. Cette recherche révèle que le système de palier admet une performance améliorée par rapport à celle d'un système de palier travaillant avec un lubrifiant conventionnel. Selon les résultats, les effets de la rugosité transversale augmentent les caractéristiques du palier par rapport au palier lisse lubrifié avec un fluide micropolaire alors que les influences de la rugosité longitudinale donnent une tendance inverse. Les effets des

Chapitre I : Étude Bibliographique

surfaces rugueuses et des fluides non newtoniens sur les performances des paliers sont plus prononcés pour les paramètres de rugosité et micropolaires.

I.11. Notions sur les rotors industriels

I.11.1. Définition

Rotor est un élément tournant autour d'un axe fixe. Le champ d'application des rotors est vaste, nous les trouvons dans les satellites géostationnaires animés d'une rotation libre, dans les machines tournantes industrielles qui constituent des structures assez complexes à analyser.

Le rôle principale des rotors est de transformer un mode d'énergie selon les applications auxquelles ils sont destinés (l'aéronautique, l'industrie pétrolière, centrale électrique et hydraulique, l'industrie électronique et pharmaceutique, ...etc.), ils sont souvent composés de plusieurs tronçons et soumis à des sollicitations d'origines diverses. Les différents organes intervenant dans une machine tournante sont classés comme ci- dessous :

- Les arbres (éléments principaux des machines tournantes).
- Les éléments de support et de positionnement (paliers hydrauliques, paliers à roulement, paliers magnétiques, ...etc.).
- Les éléments de transmission de mouvement (engrenages, courroies, joints D'accouplement, embrayages, ...etc.) .
- Les éléments fonctionnels (roues aubages, broches, hélices,.. etc.)

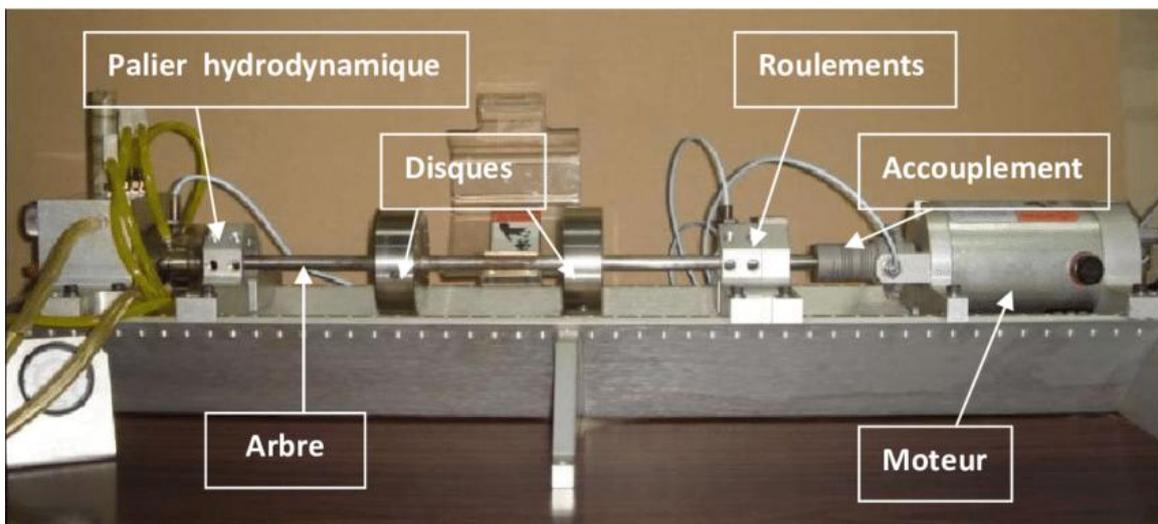


Figure I.17 : Modèle d'un rotor industriel [35].

I.11.2. Classifications des rotors

I.11.2.1. Selon le paramètre géométrique

❖ **Modèle usuel à long arbre**

Les dimensions de l'arbre sont plus grandes a celui de disque. Il est bien adapté pour modéliser les rotors des différentes machines tournantes industrielles (turbine, générateur, ...etc.).

❖ **Modèle de disque rotor**

Les dimensions du disque sont plus grandes à celles de l'arbre. Ce modèle est bien adapte pour étudier le comportement dynamique de quelques que machine industrielle

❖ **Modèle de rotor aubagé**

Ce modèle est bien adapté pour étudier le comportement vibratoire de quelques rotors ayant une structure aubagé (hélicoptère, aérogénérateur, fan de turboréacteur, soufflerie industrielle...etc.).

❖ **Modèle de rotor libre**

Ce modèle de rotor est caractérisé par l'absence des suspensions (paliers, support). Il est bien atterre l'attention des chercheurs dans les dernières années pour développer et étudier le comportement dynamique des projectiles, satellites géostationnaire.

I.11.2.2. Suivant les paramètres mécaniques on distingue les modèles suivants

❖ Modèle de rotor rigide

Un rotor peut être considéré comme rigide lorsqu'il tourne à des vitesses sensiblement inférieures à la vitesse critiques associées à la flexion de l'arbre.

❖ Modèle de rotor de Jeffcott

C'est un modèle simple utilise pour étudier le comportement dynamique en flexion des rotors industrielle, la configuration de ce modèle est caractérisée par des points matériels attachés dans un arbre non massique dans le but de négliger les effets gyroscopique. Leur comportement dynamique a été étudié par Jeffcott en 1919[24].

❖ Modèle de rotor réel

La combinaison entre le modèle de rotor rigide et le modèle de rotor de Jeffcott ne représente que de manière très approximative la dynamique d'un rotor réel, c'est le modèle de rotor flexible quand il tourne avec des vitesses supérieur a la première vitesse critique en flexion[25].

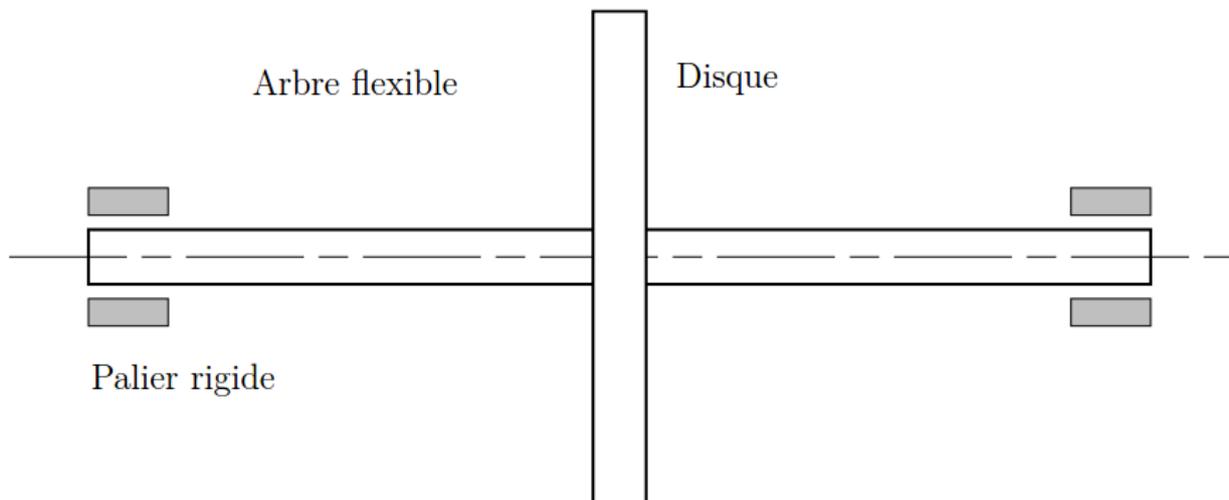


Figure I.18 : Rotor de jeffcott [24].

I.12. Dynamique de rotors

La dynamique des rotors est l'étude de la dynamique et de la stabilité des machines tournantes.

Elle joue un rôle important dans l'amélioration de la sécurité et des performances de ces systèmes. Les machines tournantes trouvent des applications très diverses dans l'industrie : machines-outils, centrales électriques, turbomachines turbines d'avions, automobiles, propulsion marine W.J.M.Rankine [26] en 1869, il a utilisé la deuxième. Loi de Newton sur l'étude de stabilité de mouvement d'un arbre en rotation, il conclut que l'équilibre d'un rotor sans friction est uniformément perturbé autour de sa position initiale, et le mouvement de rotor dont la vitesse de rotation est impossible de dépasser la première vitesse critique.

En 1895 S.Dunkerley publié un article dans laquelle, il a développé expérimentalement les formules des vitesses critiques et les vitesses supercritiques d'un rotor en fonction de leur diamètre et leur poids de disque [27].

L'ingénieur Suédois décontracté les résultats obtenus par Rankine et montre par un essai expérimental sur une turbine à vapeur qu'il est possible de tourner un rotor au dessous de la vitesse critique. Leur résultats a été vérifié analytiquement par A.Foppl[28]. J.W.S.Rayleigh [29] introduit une méthode approximative basée sur les méthodes énergétique pour l'analyse dynamique d'une poutre continue en flexion, il a été utilisé aussi la méthode de séparation des variables qui sera connu la méthode de Rayleigh Ritz pour calculer les fréquences propres. Cette méthode permet d'obtenir un modèle simple de rotor à deux degrés de liberté, mais elle est peu précise dès qu'il s'agit d'étudier des systèmes réels. M.Schilhansl[30] et D.Pruelli[31] ont étudié les vibrations de flexions en déterminants les fréquences naturelles et les modes propre d'une poutre en rotation. Ils ont conclues que le chargement de poutre par une vitesse de rotation augmente leurs fréquences naturelle, d'autre part les effets des forces d'extensions tendent vers une augmentation de raideur de poutre en flexion et en torsion, par contre les effets d'inertie diminuées les fréquences naturelles. S.Timoshenko [32] découvre les effets de déformation transversale due au cisaillement sur les fréquences normales d'une poutre continue en particulièrement dans le cas de l'arbre en rotation. Il est connu après par le modèle de poutre de Timoshenko. T.Koyama [33] a développé une procédure basée sur la méthode des éléments finis pour déterminer les caractéristiques des vibrations libre de rotation uniforme d'une poutre de Timoshenko en tient compte l'effet de cisaillement transversal et les inerties de rotation sur les fréquences propre. Les résultats numériques montrent que les

Chapitre I : Étude Bibliographique

fréquences propres augmentent avec le chargement par la vitesse angulaire ainsi que l'effet de cisaillement transversal et l'inertie sont appréciablement aux nombres de mode avec une large influence de l'effet de cisaillement. A.Bazoune [34] a réalisé des études sur l'effets de cisaillement transversal et les inertie sur une poutre en rotation à section variable. Leurs études basées sur les deux modèles comparatifs, le modèle de poutre d'Euler Bernoulli et le modèle de poutre de Timoshenko. Les poutres sont discrétisées par la méthode des éléments finie dans chaque éléments contient quatre degré de liberté.

I.12.1. Objectifs de l'analyse dynamique des rotors

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

- 1- Prédire les vitesses critiques. Vitesses auxquelles les vibrations dues au déséquilibre du rotor est maximum.
- 2- Déterminer les modifications de conception pour changer les vitesses critiques. il devient nécessaire de modifier la plage de vitesse de fonctionnement d'une machine, les modifications de conception peut être nécessaire pour changer les vitesses critiques.
- 3- Prédire les fréquences propres de vibration en torsion, flexion et couplage.
- 4- Calculer les valeurs et les positions des masses du balourd de correction, dans une opération d'équilibrage, à partir des données de vibration mesurées.
- 5- Prévoir des amplitudes de vibration synchrone provoquée par le déséquilibre du rotor. C'est l'un des objectifs les plus difficiles à accomplir avec exactitude puisque l'amplitude de la rotation de rotor dépend de deux facteurs qui sont à la fois très difficile à mesurer: (a) la distribution de déséquilibre le long du rotor, et (b) de l'amortissement du système rotor-palier.
- 6- Prédire des vitesses et des fréquences de vibration de seuil d'instabilité dynamique.
- 7- Déterminer les modifications de conception pour supprimer les instabilités dynamiques.

I.12.2. Les prédictions du comportement dynamique des rotors

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

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

I.12.2.1. Rotor rigide

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

I.12.2.2. Rotor flexible

Un rotor est généralement considéré comme étant souple ou flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle (vitesse critique). La règle de base est de considérer un rotor flexible s'il fonctionne à 70% de la 1^{ère} critique ou plus rapide. Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible.

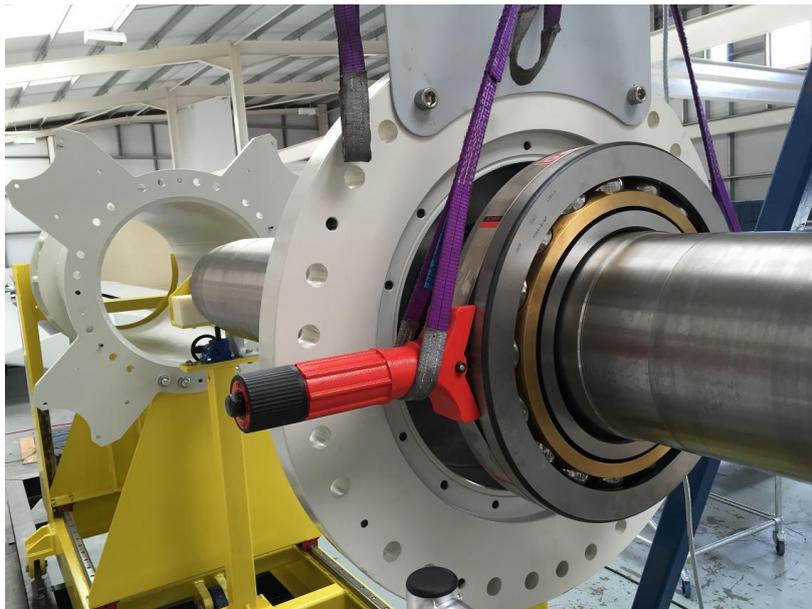


Figure I.19 : Rotor monté sur un palier à roulement [36].

Chapitre I : Étude Bibliographique

I.13. Conclusion

Dans ce chapitre, Nous avons présenté un étude bibliographique détaillée sur les paliers hydrostatiques avec différentes configuration, aussi leurs avantages et inconvénients, et une analyse sur la lubrification hydrostatique.

Ensuite, nous avons défini le fluide micropolaire avec les formules utilisées avec l'application de la lubrification micropolaire.

Enfin, nous avons finalisé ce chapitre par une partie sur la dynamique du rotor.

CHAPITRE II

PALIER HYDROSTATIQUE A TROIS ET A QUATRE PATINS LUBRIFIÉ PAR UN FLUIDE MICROPOLAIRE

II.1. Introduction

L'axe principal qui compose ce chapitre se base sur le développement mathématique sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique lubrifié par un fluide micropolaire, tel que, la charge portante, le débit de lubrifiant, à partir du champ de pression dans le film lubrifiant qui est déterminé par la résolution de l'équation modifiée de Reynolds.

Dans la deuxième partie nous présentons une étude des paliers à quatre et à trois patins et la différence entre les deux, et on a finalisé ce chapitre par la méthode utilisée analytiquement dans le contexte du palier hydrostatique infiniment long.

II.2. Étude d'une butée hydrostatique à simple effet

La figure (II.1) montre une butée hydrostatique à simple effet $n^{\circ}i$, qui est constituée par :

- Une partie fixe appelée patin à une alvéole centrale.
- Une partie mobile appelée palier à roulement (grain mobile) animé d'une vitesse linéaire \dot{h}_i .

Le fluide est supposé incompressible, sans inertie, en régime laminaire et isotherme.

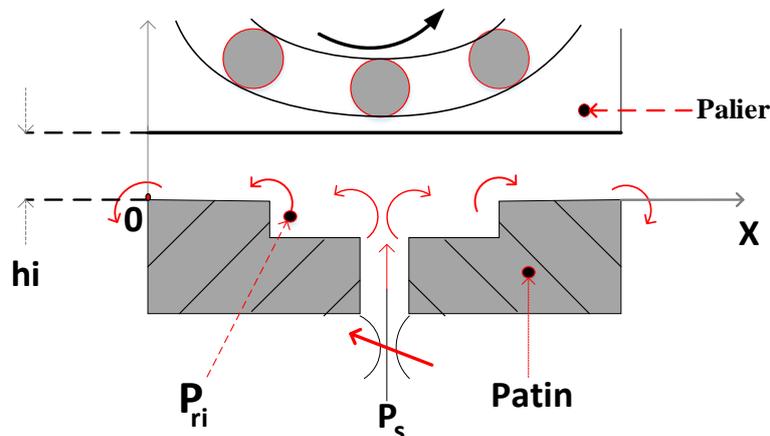


Figure II.1 : Butée hydrostatique à simple effet.

Où :

h_i : représente l'épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet $n^{\circ}i$.

\dot{h}_i : représente la vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet $n^{\circ}i$.

II.2.1. L'équation de Reynolds modifiée

La résolution de l'équation de Reynolds nous permet de calculer la distribution de pression. Cette équation peut être résolue analytiquement pour des cas spécifiques tels que les paliers infiniment longs. La procédure intègre les hypothèses suivantes :

- a. Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les patins du palier,
- b. Les conditions aux limites associées au champ de vitesse sont représentées sur (figure II.2).

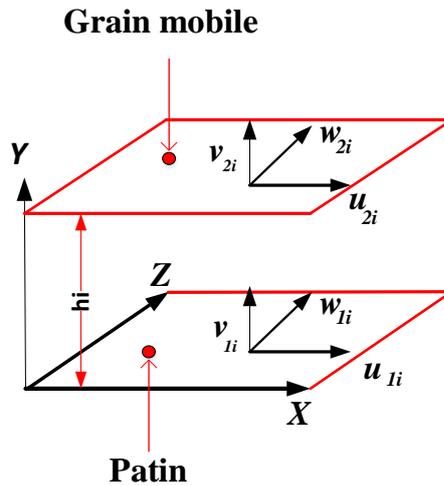


Figure II.2 : Conditions aux limites du palier hydrostatique.

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

- Sur le grain mobile ($y=h_i$) : $U_{2i}=0 ; V_{2i}=\dot{h}_i ; W_{2i}=0$ (II.2)

Où :

$U_{1i}; V_{1i}$ et W_{1i} sont respectivement les vitesses de surface du patin relatives au palier hydrostatique $n^o i$ dans les directions X, Y et Z.

$U_{2i} ; V_{2i} = \dot{h}$ et W_{2i} sont respectivement les vitesses de surface du grain mobile relatives au palier hydrostatique $n^o i$ dans les directions X, Y et Z.

Avec ces conditions et pour un fluide incompressible, laminaire, et iso visqueux, l'équation de Reynolds modifiée pour un fluide micropolaire (I.24) peut être écrite comme suite :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(G(h_i, l_m, N) \frac{\partial p_i}{\partial x_i} \right) + G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12 \dot{h}_i \quad (II.3)$$

Où :

$$G(h_i, l_m, N) = \frac{h_i}{\mu} \left[h_i^2 + 12l_m^2 - 6Nl_m h_i \frac{1 + \text{ch}(Nh_i / l_m)}{\text{sh}(Nh_i / l_m)} \right] \quad (\text{II.4})$$

$$N = \left(\frac{k_v}{2\mu + k_v} \right)^{1/2} ; \mu_v = \mu + \frac{1}{2}k_v ; l_m = \left(\frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{1/2} \quad (\text{II.5})$$

p_i est le champ de pression micropolaire pour chaque patin ;

μ et μ_v représentent le coefficient de viscosité du fluide newtonien et le coefficient de viscosité dynamique du fluide micropolaire, respectivement.

II.2.2. Palier infiniment long

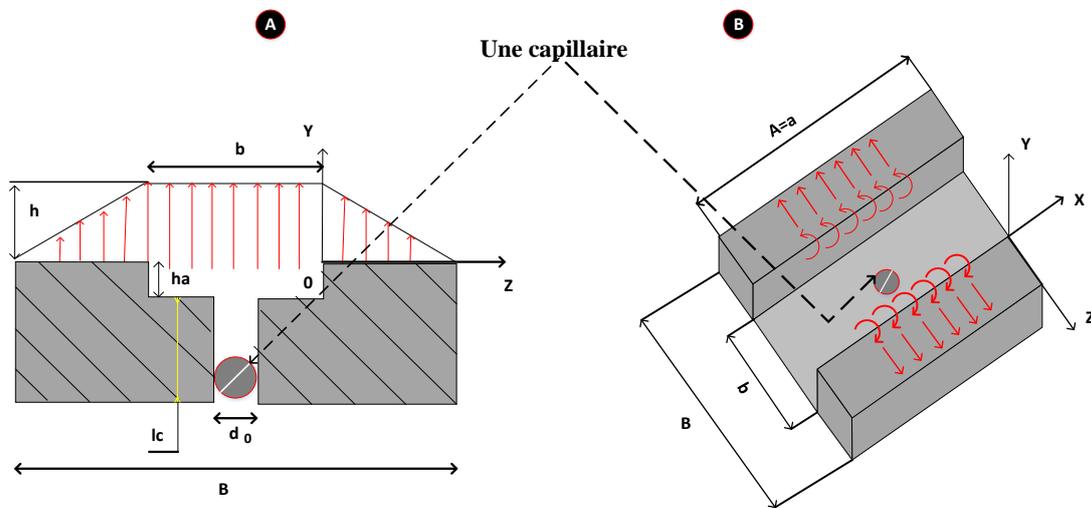


Figure II.3 : Palier hydrostatique infiniment long [13].

Dans la première figure (II.3.A) on un coupe longitudinale d'un palier hydrostatique infiniment long et aussi les détaille géométrique comme suite:

- "b" représenté la largeur d'alvéole.
- "h" est l'épaisseur du film.
- "ha" est la hauteur d'alvéole.
- "lc" est la longueur de capillaire.

Pour la deuxième figure (II.3.B) représenté un palier hydrostatatique infiniment long alimenté par des capillaires avec les détaille géométrique comme suite:

- "A" correspond à la longueur du palier.
- "a" correspond à la longueur d'alvéole.
- "B " la largeur du palier.

II.3. La distribution de pression

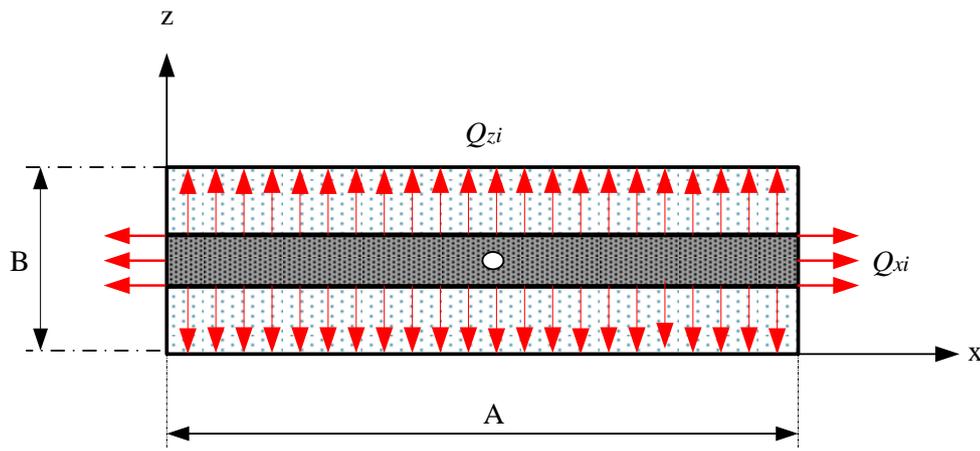


Figure II.4 : Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatatique infiniment longue.

D'où :

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

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

Lorsque le rapport A/B est grand, on considère le débit de lubrifiant micropolaire dans la direction z uniquement ce qui nous permettons de négliger la distribution de pression dans la direction x

$$Q_{xi} \ll Q_{zi} \Rightarrow \frac{dp_i}{dx} = 0 \tag{II.6}$$

Par conséquence l'équation de Reynolds (II.3) se réduit à :

$$G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12 \dot{h}_i \tag{II.7}$$

Chapitre II : Palier à trois et quatre patins lubrifié par une fluide micropolaire

Par double intégration de l'équation (II.7) on obtient :

$$p_i = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 + C_1 Z + C_2 \quad (\text{II.8})$$

Où : C_1 et C_2 sont des constantes.

Avec les conditions aux limites de la pression (Figure II.3) :

- Pour $0 \leq Z \leq b_1$: $\begin{cases} p = p_{ri} & \text{pour } Z = 0 \\ p = 0 & \text{pour } Z = b_1 \end{cases}$

On remplace dans L'équation (II.8) :

$$\begin{cases} p_{ri} = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (0)^2 + C_1(0) + C_2 \Rightarrow C_2 = p_{ri} \\ 0 = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1)^2 + C_1(b_1) + p_{ri} \Rightarrow C_1 = -\left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1 + \frac{p_{ri}}{b_1} \right) \end{cases} \quad (\text{II.9})$$

On obtient :

$$p_i = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 - \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1 + \frac{p_{ri}}{b_1} \right) Z + p_{ri} \quad (\text{II.10})$$

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

$$\begin{cases} p = p_{ri} & \text{pour } Z = -b \\ p = 0 & \text{pour } Z = -(b_1 + b) \end{cases}$$

On remplace dans L'équation (II.8) :

$$\begin{cases} p_{ri} = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b)^2 + C_1(-b) + C_2 \dots\dots\dots (\text{II.11}) \\ 0 = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + b)^2 - C_1(b_1 + b) + C_2 \Rightarrow 0 = -\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + b)^2 + C_1(b_1 + b) - C_2 \dots (\text{II.12}) \end{cases}$$

(II.11) + (II.12) on obtient :

$$\begin{cases} p_{ri} = -\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b_1^2 + 2b_1b) + C_1(b_1) \Rightarrow C_1 = \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b_1 + 2b) + \frac{p_{ri}}{b_1} \right) \\ C_2 = \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}b + \frac{p_{ri}}{b_1} \right)(b_1 + b) \end{cases} \quad (II.13)$$

$$p_i = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}Z^2 + \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}(b_1 + 2b) + \frac{p_{ri}}{b_1} \right)Z + \left(\frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)}b + \frac{p_{ri}}{b_1} \right)(b_1 + b) \quad (II.14)$$

II.3.1. Débit du lubrifiant

II.3.1.1. Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z

La vitesse du fluide est donnée par la relation (I.17) :

$$\begin{aligned} u_{zi} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P_i}{\partial Z_i} \left[\frac{y_i^2}{2} - \frac{N^2 h_i}{m} \frac{ch(m y_i) - 1}{sh(m h_i)} \right] \\ + \frac{D_2}{1 - N^2} \left(y_i - \frac{N^2}{m} \left[sh(m y_i) - \frac{(ch(m y_i) - 1)(ch(m h_i) - 1)}{sh(m h_i)} \right] \right) \end{aligned} \quad (II.15)$$

Avec :

$$D_2 = -\frac{(1 - N^2) h_i}{2} \frac{\partial P_i}{\mu \partial Z_i} \quad (II.16)$$

$$m = \frac{N}{l_m} \quad (II.17)$$

Le débit volumique Q_{ozi} du fluide qui sort de la butée n^oi est obtenu par intégration de la vitesse :

$$Q_{ozi} = L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = b) - L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = -b_1 - b) dy \quad (II.18)$$

$$Q_{ozi} = \frac{L(p_{ri}G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2)}{6b_1} \quad (II.19)$$

En introduisant le coefficient du débit K_q :

$$K_q = \frac{L}{6b_1} \quad (\text{II.20})$$

On obtient :

$$Q_{ozi} = K_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) \quad (\text{II.21})$$

Ou bien :

$$Q_{ozi} = K_q (\beta_1 p_s G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) \quad (\text{II.22})$$

II.3.1.2. 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 $n^\circ i$ est donné par :

$$Q_{vi} = \frac{dV_i}{dt} \quad (\text{II.23})$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} V_i = S_1 * e_i \\ e_i = h_i + h_a \end{cases} \quad (\text{II.24})$$

Où :

V_i : Volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet $n^\circ i$.

S_1 : Surface de l'alvéole.

e_i : Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet $n^\circ i$.

h_a : Profondeur de l'alvéole.

h_i : Épaisseur de film dans la zone de surface de la portée relative à la butée à simple effet $n^\circ i$.

Ainsi :

$$Q_{vi} = S_1 \frac{dh_i}{dt} = S_1 \dot{h}_i \quad (\text{II.25})$$

II.3.1.3. Débit des résistances hydrauliques de type capillaire

Dans notre étude, la résistance hydraulique utilisée est de type capillaire (Figure II.5) un capillaire est un tube relativement long dont le rapport de la longueur l_c aux rayons r_c est grand ($l_c/r_c > 50$); lorsque l'écoulement est laminaire (pour des nombres de Reynolds inférieurs à 1000) le débit est donné par la loi de Hagen-Poiseuille:

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu l_c} (p_s - p_{ri}) \quad (II.26)$$

Soit le coefficient du capillaire K_{pc} :

$$K_{pc} = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c} \quad (II.27)$$

On obtient :

$$Q_{ri} = \frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) \quad (II.28)$$

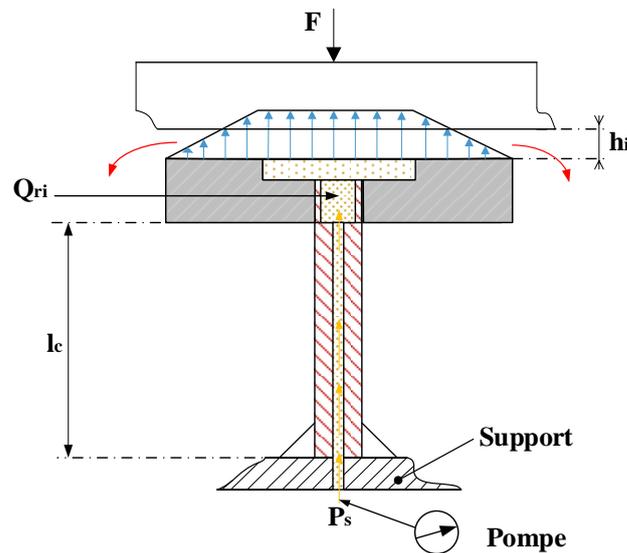


Figure II.5 : Résistance hydraulique de type capillaire.

Avec :

p_{ri} : La pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n° i .

p_s : La pression d'alimentation.

d_c, l_c : Caractéristiques géométriques du capillaire.

μ : Viscosité dynamique.

II.3.2. La pression d'alvéole

La résolution de l'équation de conservation du débit nous permet d'obtenir la pression dans l'alvéole, la formule s'écrit comme suit:

$$Q_{ri} = Q_{vi} + Q_{ozi} \quad (II.29)$$

Où :

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

Q_{ozi} : Débit sortant de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n^oi .

Q_{vi} : Débit du à la variation du volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet n^oi .

L'équation (II.29) peut s'écrit comme suit :

$$Q_{ri} = \frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) = Q_{vi} + Q_{ozi} \quad (II.29)$$

L'égalité du débit du capillaire à celui de débit sortant de la butée à simple effet n^oi permet d'exprimer la pression dans l'alvéole p_{ri}

Soit :

$$\frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_{ri}) = S_1 \dot{h}_i + K_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6 \dot{h}_i b_1^2) \quad (II.30)$$

Ainsi donc :

$$p_{ri} = \frac{K_{pc} p_s + \mu \dot{h}_i (6 K_q b_1^2 - S_1)}{K_q \mu G(h_i, l_m, N) + K_{pc}} \quad (II.31)$$

II.3.3. La charge portante

La charge portante relative à la butée à simple effet n° i s'écrit comme suite :

$$W_{pi} = \int_{s_i} p_i ds_i = \int_{s_1} p_{ri} ds_1 + 2 \int_{s_2} p_i ds_2 \quad (\text{II.32})$$

Où S représente la surface totale du patin de la butée à simple effet, S₁ la surface de l'alvéole et S₂ la surface des portées de largeur b₁.

Après intégration, on obtient :

$$W_{pi} = A \left[(b_1 + b) p_{ri} - \frac{2\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 \right] \quad (\text{II.33})$$

On peut écrire cette relation sous une forme plus générale :

$$W_{pi} = \beta_i p_s S K_w - \frac{2\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 A \quad (\text{II.34})$$

Où :

K_w : est un coefficient de la charge compris entre 0 et 1 tel que :

$$K_w = 1 - \left(\frac{b_1}{B} \right) \quad (\text{II.35})$$

β_i : représente le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe relative à la butée à simple effet n°i tel que :

$$\beta_i = \frac{p_{ri}}{p_s} \quad (\text{II.36})$$

II.4. Description d'un palier hydrostatique à quatre patins

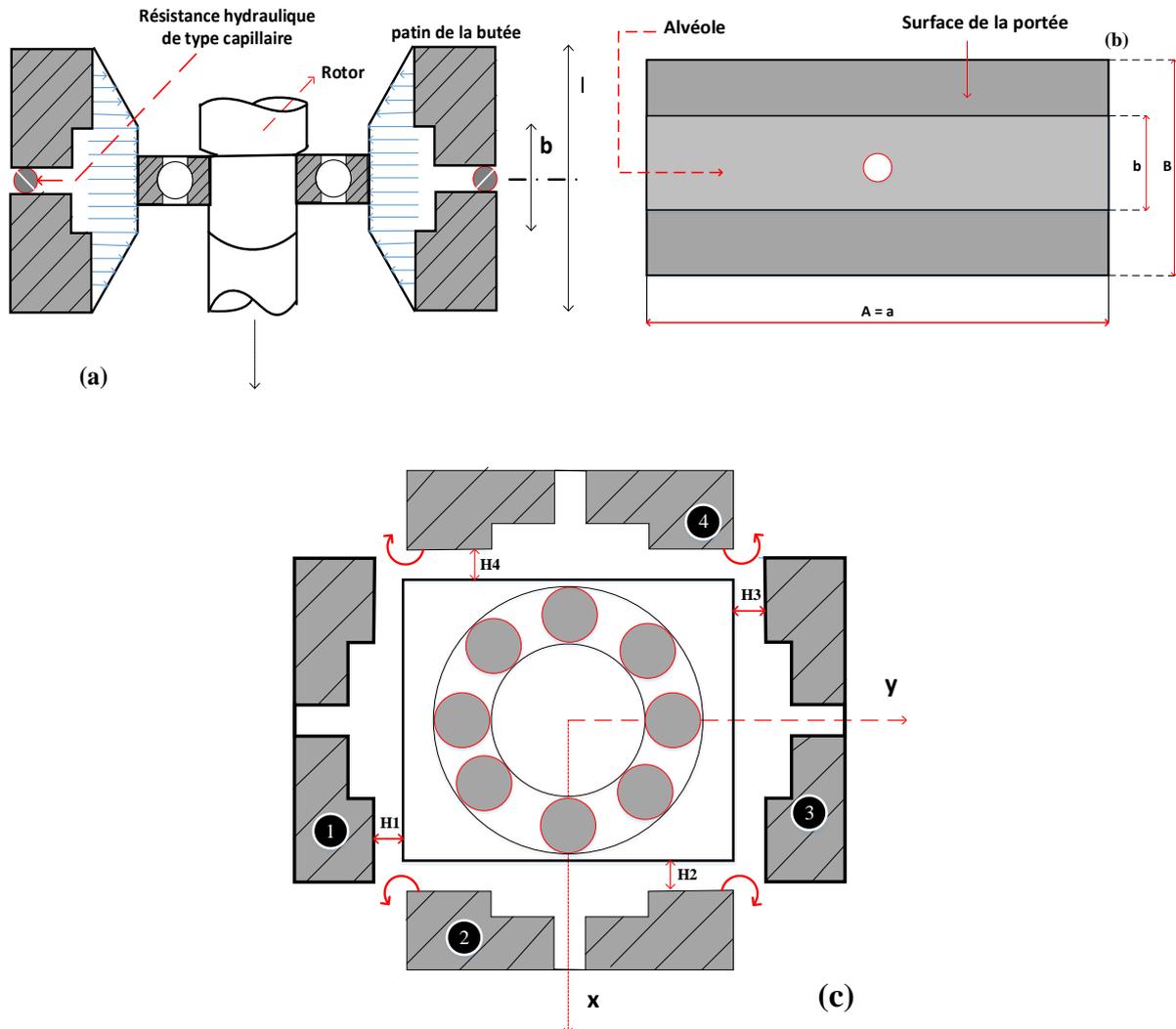


Figure II.6 : Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins.

Une configuration conçue d'un rotor rigide vertical monté sur un palier hydrostatique à quatre patins, chaque patin est alimenté par un lubrifiant (fluide micropolaire dans cette expérience) à partir d'une source (P_s) sous pression externe, à travers quatre résistances de type capillaire. La première figure (II.6.a) représente une partie du support hydrostatique et son fonctionnement. Comme la montre on a une coupe longitudinale et les détails géométriques d'un palier à roulement supporté sur un palier hydrostatique constitué de quatre patins alimentés par quatre résistances hydrauliques de type capillaire, également sur la figure, nous montrons la pénétration du fluide et son rôle important pour éviter les frottements entre la surface de patin de la butée et le palier.

La deuxième figure (II.6.b) montre une photo prise du haut d'un palier hydrostatique et ses détails techniques, ainsi que l'emplacement du fluide entrant par la petite ouverture au milieu de l'alvéole.

La troisième figure (II.6.c) montre un palier à quatre patins. Les indices 1, 2, et 3 se rapportent respectivement aux caractéristiques des patins plats hydrostatiques ; inférieur, droit, et gauche. Chaque patin est alimenté avec un lubrifiant à travers des alvéoles dans le palier. Celles-ci sont alimentées par une pression externe P_s à travers des résistances hydrauliques de type capillaire.

II.4.1.L'épaisseur du film lubrifiant

h_i est l'épaisseur du film dans chaque patin hydrostatique qui est obtenue comme suit :

$$\begin{cases} h_1 = h_0 + y \\ h_2 = h_0 - x \\ h_3 = h_0 - y \\ h_4 = h_0 + x \end{cases} \quad (\text{II.37})$$

Où (x, y) est le système de coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor.

II.4.2.Vitesse d'écrasement

La vitesse d'écrasement $\dot{h}_i \left(\frac{dh_i}{dt} \right)$ pour chaque patin hydrostatique est démontrée comme suit :

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = \dot{y} \\ \dot{h}_2 = -\dot{x} \\ \dot{h}_3 = -\dot{y} \\ \dot{h}_4 = \dot{x} \end{cases} \quad (\text{II.38})$$

II.4.3. La charge totale

La charge totale de palier hydrostatique infiniment long à quatre patins en coordonnées cartésiennes (O, x, y) et définie comme suite :

$$W_x = W_{P4} - W_{P2} \quad (\text{II.39})$$

$$W_y = W_{P1} - W_{P3} \quad (\text{II.40})$$

Donc la charge totale s'écrit :

$$W_T = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \quad (\text{II.41})$$

II.4.4. Le débit totale

Le débit total pour un palier hydrostatique est déterminé comme suit :

$$Q_t = \sum_{i=1}^4 Q_{ri} = \sum_{i=1}^4 \left[K_q (p_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) + S_1 \dot{h}_i \right] \quad (II.42)$$

II.5. Étude d'un palier hydrostatique à trois patins

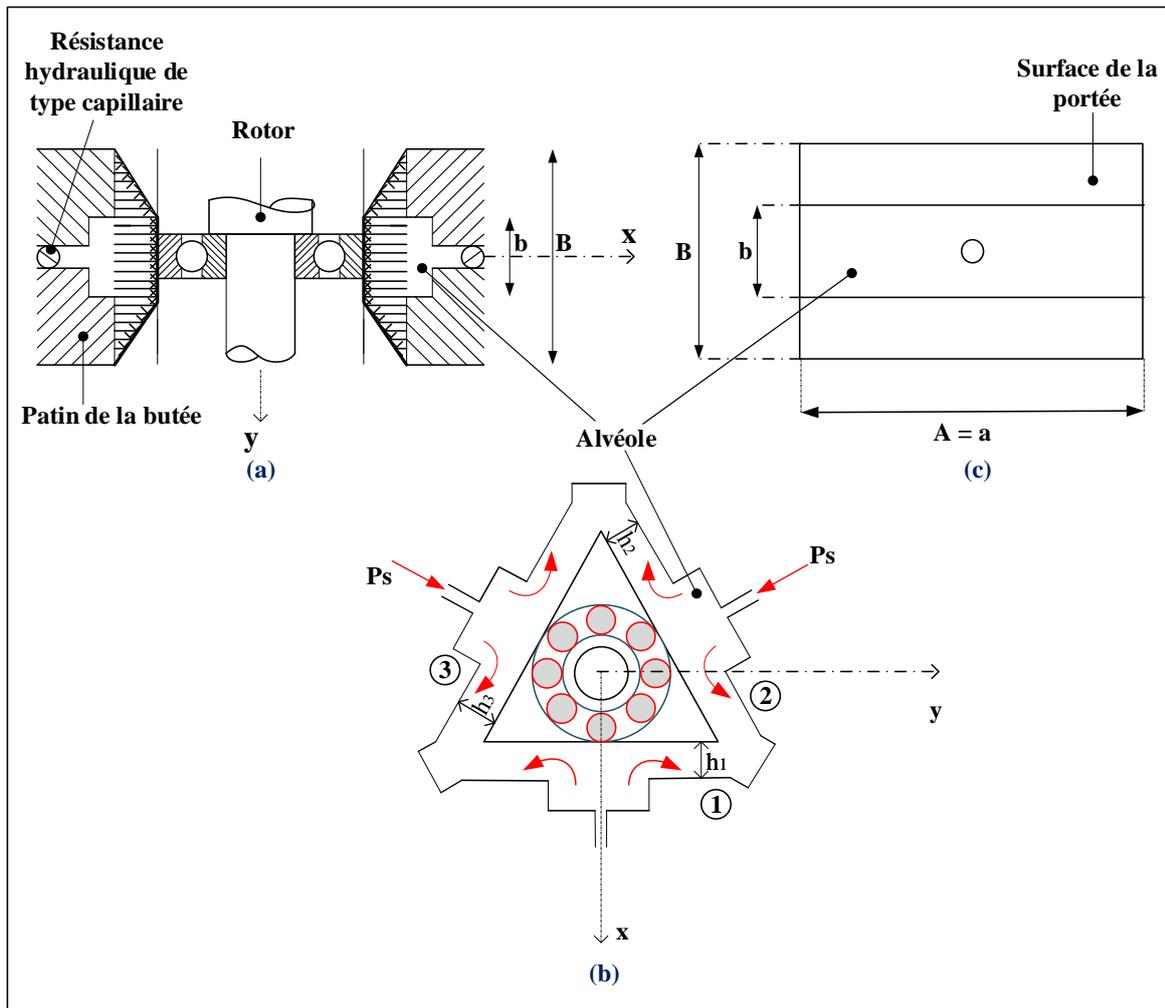


Figure II.7 : Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins.

On a montré une coupe longitudinale d'un rotor vertical supporté sur un palier hydrostatique constitué de trois patins alimentés par trois résistances hydrauliques de type capillaire sur la figure (II.7.a). La figure (II.7.b) montre un palier à trois patins avec les indices 1, 2, et 3 se rapportent respectivement aux caractéristiques des patins plats hydrostatiques ; inférieur, droit, et gauche. Chaque patin est alimenté avec un lubrifiant dans ce cas on a utilisé fluide

micropolaire à travers des alvéoles dans le palier. Celles-ci sont alimentées par une pression externe P_s à travers des résistances hydrauliques de type capillaire. et la dernière figure (II.7.c) représente les détails géométriques du patin hydrostatique et l'ouverture de l'alvéole.

II.5.1. L'épaisseur du film lubrifiant

Pour l'épaisseur du film dans chaque patin hydrostatique à trois patins est obtenue comme suit :

$$\begin{cases} h_1 = h_0 - x_1^* \\ h_2 = h_0 - x_2^* \\ h_3 = h_0 - x_3^* \end{cases} \quad (II.43)$$

Figure (II.8) représente comment obtenir x_1^* , x_2^* et x_3^* comme suit :

$$\begin{cases} x_1^* = x \\ x_2^* = -x \sin(\pi / 6) + y \cos(\pi / 6) \\ x_3^* = -x \sin(\pi / 6) - y \cos(\pi / 6) \end{cases} \quad (II.44)$$

Où (x, y) est le système de coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor

La vitesse d'écrasement du trois patin hydrostatique est obtenue comme suit :

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = -\dot{x} \\ \dot{h}_2 = \dot{x} \sin(\pi / 6) - \dot{y} \cos(\pi / 6) \\ \dot{h}_3 = \dot{x} \sin(\pi / 6) + \dot{y} \cos(\pi / 6) \end{cases} \quad (II.45)$$

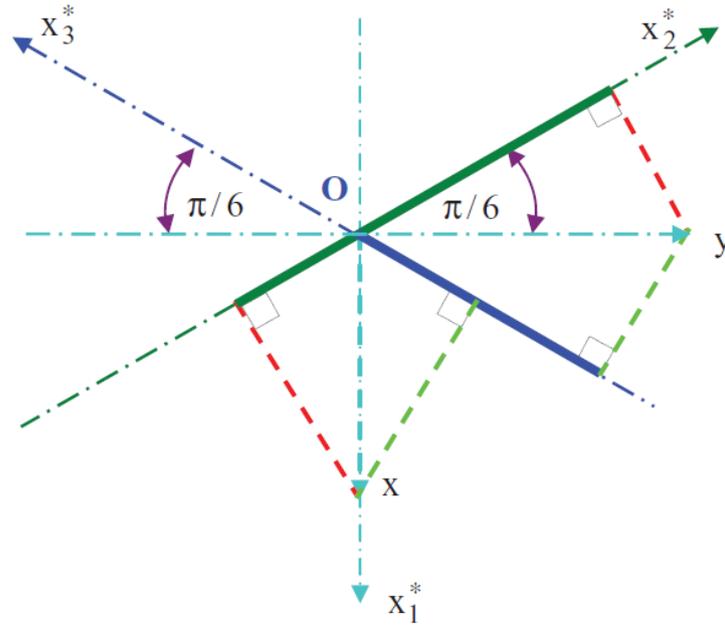


Figure II.8 : Système de coordonnées de l'arbre dans le palier (à trois patins).

II.5.2. La charge totale

La charge totale de palier hydrostatique infiniment long à trois patins en coordonnées cartésiennes (O, x, y) et définie comme suite :

$$W_x = -(W_{p_1} - (W_{p_2} + W_{p_3}) \sin(\pi / 6)) \quad (\text{II.46})$$

$$W_y = -(W_{p_2} - W_{p_3}) \cos(\pi / 6) \quad (\text{II.47})$$

Donc la charge totale s'écrit :

$$W_T = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \quad (\text{II.48})$$

II.5.3. Le débit totale

Le débit total pour un palier hydrostatique est déterminé comme suit :

$$Q_t = \sum_{i=1}^3 Q_{ri} = \sum_{i=1}^3 \left[K_q (P_{ri} G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) + S_1 \dot{h}_i \right] \quad (\text{II.49})$$

II.6. Dynamique de rotor

L'équation du mouvement du rotor en coordonnées cartésiennes (O, x, y) s'écrit comme suit:

$$\begin{cases} M \ddot{x} = W_x + M e_x \omega_e^2 \cos(\omega t) \\ M \ddot{y} = W_y + M e_y \omega_e^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (\text{II.50})$$

Où :

e_x et e_y : Les excentricités suivant x et y respectivement, avec ε est le rapport d'excentricité d'où

$$\varepsilon = \frac{e}{h_0} \quad (\text{II.51})$$

M : La masse du rotor ;

ω_e : La fréquence d'excitation ;

W_x et W_y : Les forces hydrostatiques suivant x et y respectivement.

Alors, l'amplitude des vibrations obtenue par la relation suivante :

$$\tilde{A} = \sqrt{\left(\frac{|x|}{h_0}\right)^2 + \left(\frac{|y|}{h_0}\right)^2} \quad (\text{II.52})$$

Les forces transmises au bâti est obtenue comme suit

$$W_t = \sqrt{|W_x|^2 + |W_y|^2} \quad (\text{II.53})$$

II.7. Méthode non linéaire

Une méthode non linéaire est une méthode par laquelle les équations de mouvement proviennent du principe de base de la dynamique. Le calcul des charges hydrostatiques appliquées à l'arbre permet de déterminer l'accélération. Ce compte nous permet de définir les positions et les vitesses des centres d'arbres à l'aide de la méthode Newmark.

Un modèle simple de palier simple est choisi volontairement, qui est le type de compte de palier long dans lequel les forces générées par le fluide ont une forme analytique, avec un comportement non linéaire.

II.8. Méthode d'intégration numérique

L'étude du comportement non linéaire du porteur hydrostatique est une décision pas à pas du principe fondamental de la dynamique appliquée au rotor et de l'équation de Reynolds modifiée.

Il s'agit donc d'un calcul de temps itératif qui nécessite de résoudre l'équation de Reynolds à chaque instant et pour chaque élément fluide.

La complexité de ce calcul nous oblige à choisir une méthode d'intégration numérique appropriée (méthode Newmark) pour résoudre verticalement le comportement dynamique non linéaire des rotors rigides.

II.9. Méthode de NEWMARK

Dans notre étude, on a choisi la méthode de Newmark comme méthode de calcul, et peut s'écrire comme suit :

$$\begin{aligned}\dot{q}(t + \Delta t) &= \dot{q}(t) + [(1 - \delta)\ddot{q} + \delta\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t \\ q(t + \Delta t) &= q(t) + \dot{q}(t)\Delta t + [(0.5 - \alpha)\ddot{q}(t) + \alpha\ddot{q}(t + \Delta t)]\Delta t^2\end{aligned}\tag{II.54}$$

$(q = (x, y); \delta = 0.5; \alpha = 0.25)$

II.10.conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude et comparaison entre les comportements dynamiques d'un palier hydrostatique à trois et quatre patins alimentés par une fluide micropolaire.

Les caractéristiques calculées sont les caractéristiques statiques telles que la charge portante et le débit de lubrifiant entre les deux cas enfin on a présenté une étude sur la dynamique de rotor afin de calculer l'amplitude de vibration et la force transmise au bâti.

CHAPITRE III

RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS

Chapitre III : Résultats et interprétations.

III.1. Introduction

Une comparaison entre les résultats obtenus concernant l'influence des paramètres d'un fluide micropolaire sur la pression, le débit, l'amplitude de vibration et les forces transmises entre palier hydrostatique à quatre patins et trois patins sont présentés dans ce chapitre.

Les caractéristiques principales du palier hydrostatique et de lubrifiant sont :

- ❖ Dimensions de chaque patin et de chaque alvéole :
longueur du patin A , largeur du patin B , longueur d'alvéole a et largeur d'alvéole b
 $A / B = 6$ et $a / A = 1$; $b / B = 0.5$.
- ❖ Les paramètres géométriques des résistances hydrauliques type capillaire :
longueur : $l_c = 0.058$ m, diamètre : $d_c = 0.0012$ m.
- ❖ La pression d'alimentation : $P_s = 10$ bar
- ❖ La viscosité dynamique : $\mu = 0.0135$ Pa.s

III.2. Etude de l'influence des paramètres du fluide micropolaire

III.2.1. Organigramme général

La méthode Newmark a été adoptée pour la solution de l'équation qui régit le comportement dynamique non linéaire du rotor, supporté par un palier hydrostatique fonctionnant avec un lubrifiant micropolaire.

Les hypothèses adoptées sont comme suit : le rotor et le roulement sont considérés rigides, les forces hydrostatiques sont déterminées par l'intégration du champ de pression qu'est déterminé par la résolution analytique de l'équation de Reynolds (II.3).

Il est important de mentionner que ces forces varient en fonction de la position et la vitesse du centre de l'arbre dans le roulement.

L'amplitude vibratoire et l'amplitude de la force transmise sont déterminées en résolvant l'équation de mouvement du rotor (II.50) par la méthode non linéaire.

Les amplitudes calculées sont déterminées à partir de l'intégration numérique des équations de mouvement à l'aide d'une méthode pas à pas comme suit : pour chaque fréquence d'excitation ω les cinq premières périodes de la réponse temporelle sont déterminées par la méthode de Newmark comme montre la figure (III.1).

Les forces hydrostatiques sont déterminées à chaque étape où la pression négative est mise à zéro pendant le processus itératif pour éliminer la possibilité de cavitation. Il est à noter que la longueur caractéristique du lubrifiant micropolaire est déterminée en utilisant la relation :

Chapitre III : Résultats et interprétations.

$lm = (h_0/Lm)$, tandis que l'épaisseur de film h_0 est déterminée en résolvant l'équation de continuité du débit (II.29) à partir d'un rapport de pression donné β_0 , la pression dans alvéole est déterminée en résolvant l'équation de continuité du débit (II.29) à partir d'un rapport de pression donné β_0 , le nombre de couplage N et la longueur caractéristique non dimensionnelles du fluide micropolaire Lm .

Chapitre III : Résultats et interprétations.

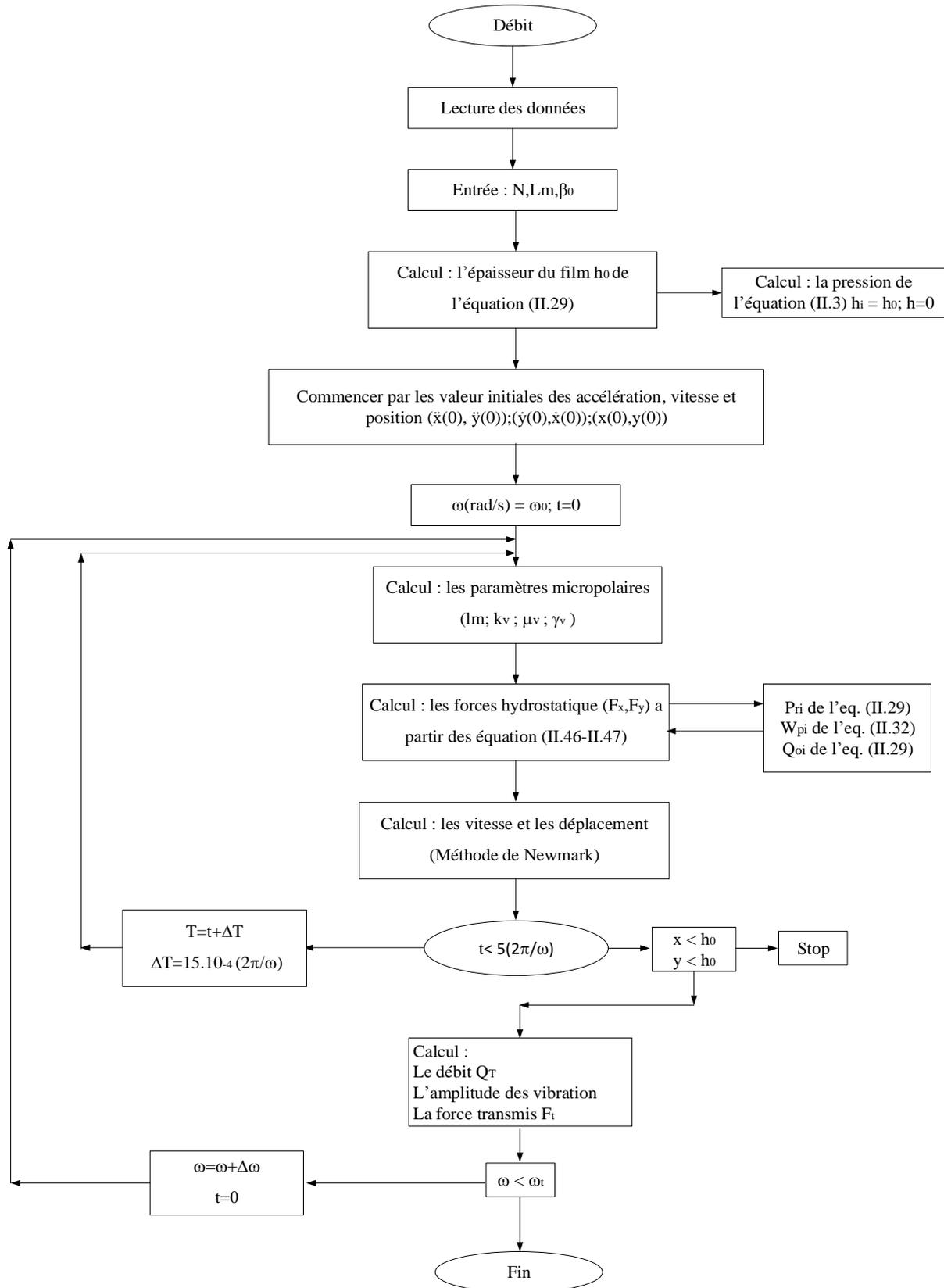


Figure III.1 : Organigramme générale de calcul des caractéristiques pour un palier hydrostatique lubrifié avec une fluide micropolaire.

III.2.2. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur le rapport de pression β

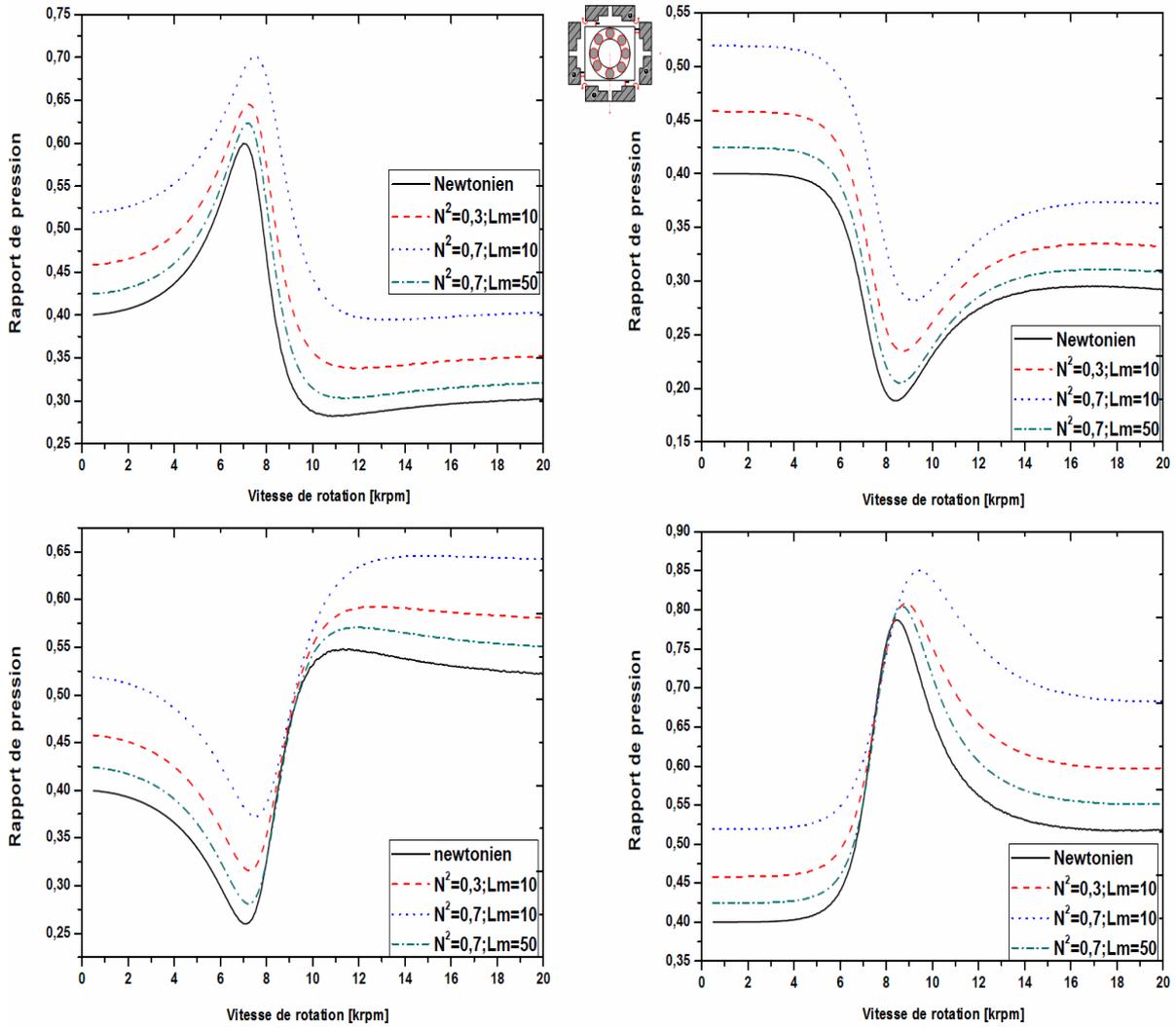


Figure III.2.a : Le rapport de pression β pour différentes valeur N^2 et Lm avec $\beta_0=0.4$ Palier a quatre patins.

Chapitre III : Résultats et interprétations.

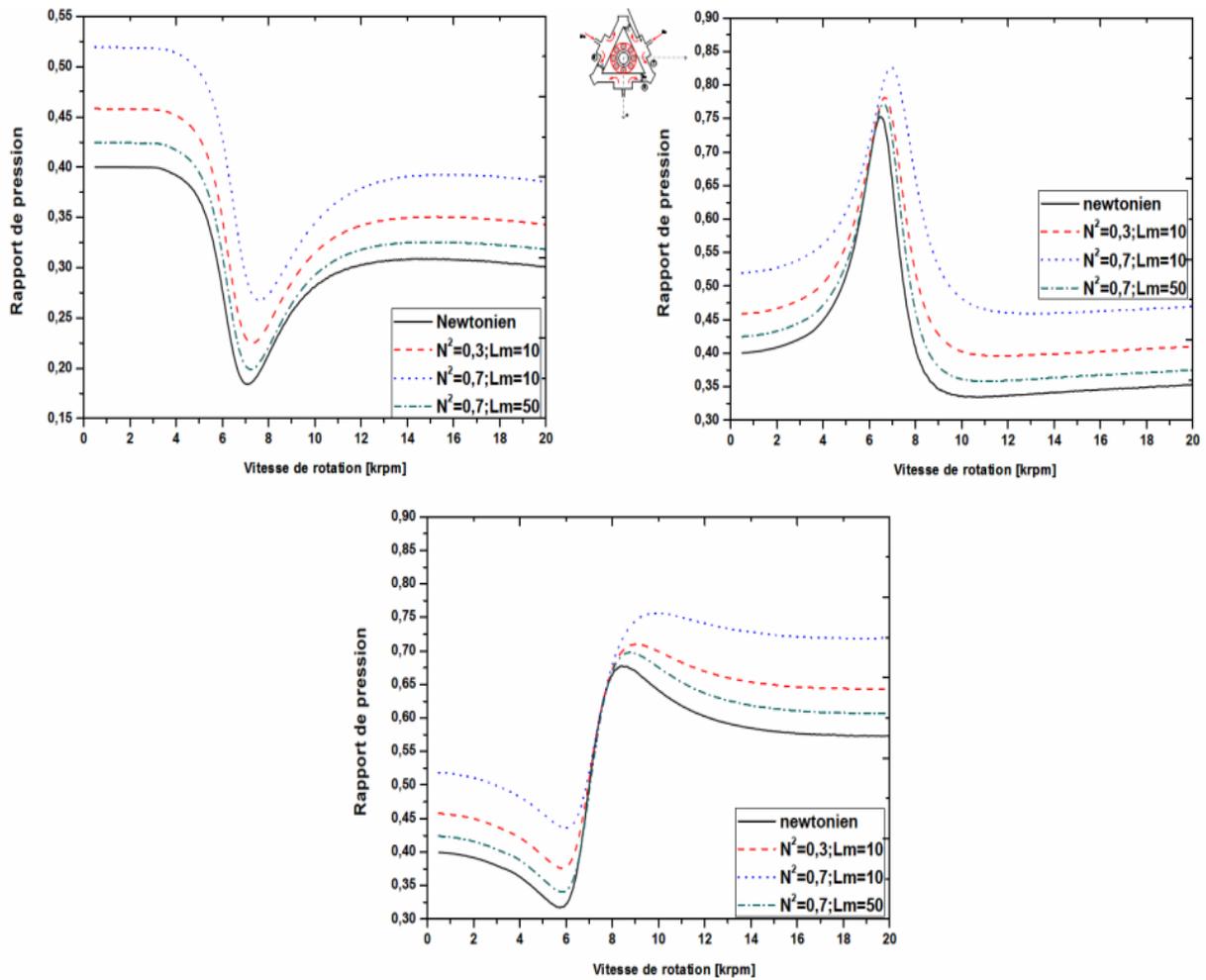


Figure III.2.b : Le rapport de pression β pour différentes valeur N^2 et Lm avec $\beta_0=0.4$ palier a trois patins.

Les figures III.2.a et III.2.b représenté la variation du rapport de pression en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeur de N^2 et Lm on remarque que l'augmentation de N^2 et la diminution de Lm engendre une augmentation de la pression d'alvéole pour les deux configurations du palier et que le lubrifiant newtonien donne la valeur de pression la plus basse. Ainsi que le rapport de pression est entre 0.18 et 0.85 pour le palier à quatre patins et a trois patins.

Par la comparaison entre les deux configurations on remarque que la valeur la plus élevée est obtenue dans le palier à quatre patins par rapport à le palier à trois patins.

III.2.3. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur le débit :

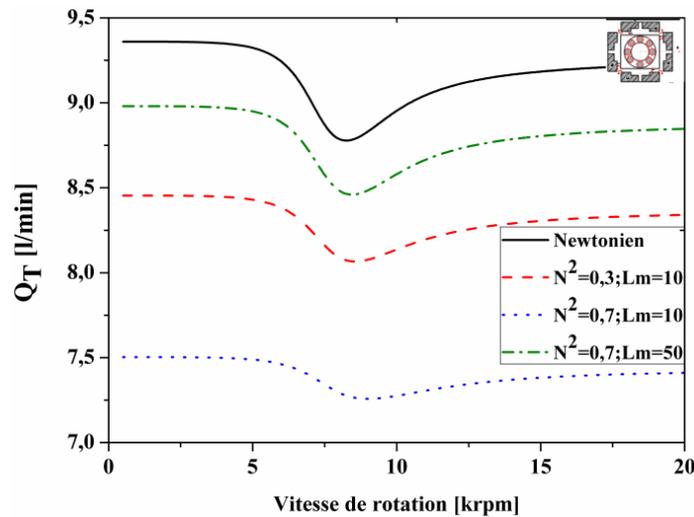


Figure III.3.a : Variation du débit Q_T en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à quatre patins.

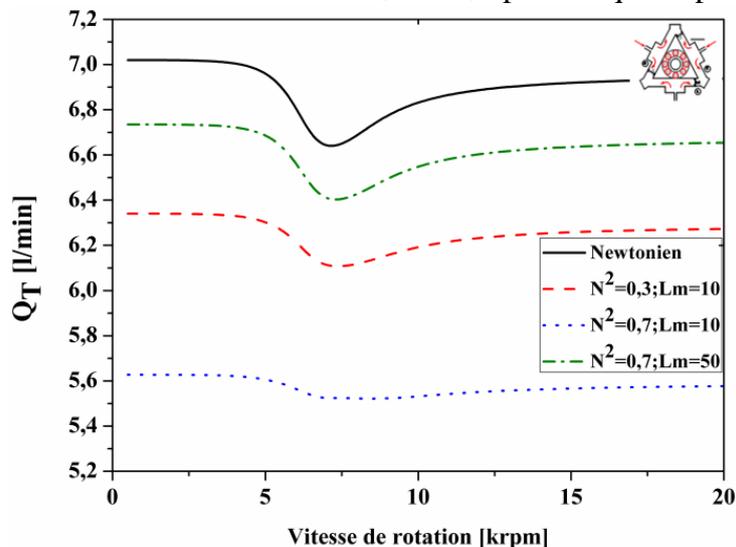


Figure III.3.b : Variation du débit Q_T en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à trois patins.

Les figures III.3.a et III.3.b présentent la variation du débit avec la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm , pour les deux études de palier à 3 patins et 4 patins, on a remarqué que les deux figures de même allure et que le débit diminue avec l'augmentation de N^2 . L'explication physique est qu'une valeur plus élevée de N^2 implique une microrotation de particules élevée et une petite valeur de Lm implique une grande taille dans la lubrifiante micropolaire.

Par la comparaison entre les résultats des deux études on a conclu que le débit est plus élevé dans le palier à quatre patins par rapport à le palier à trois patins pour tous les paramètres de l'expérience.

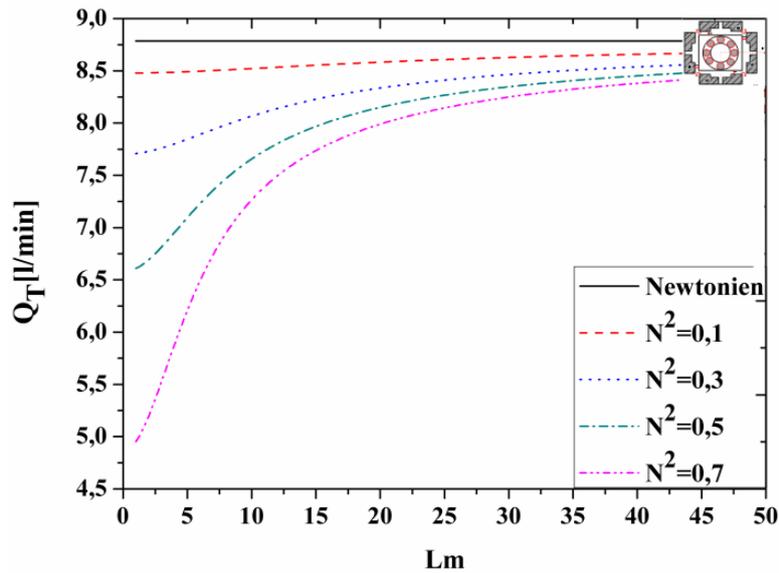


Figure III.4.a : Variation du débit Q_T en fonction de la longueur caractéristique adimensionnelle L_m pour différentes valeurs N^2 pour les paliers hydrostatiques palier à quatre patins.

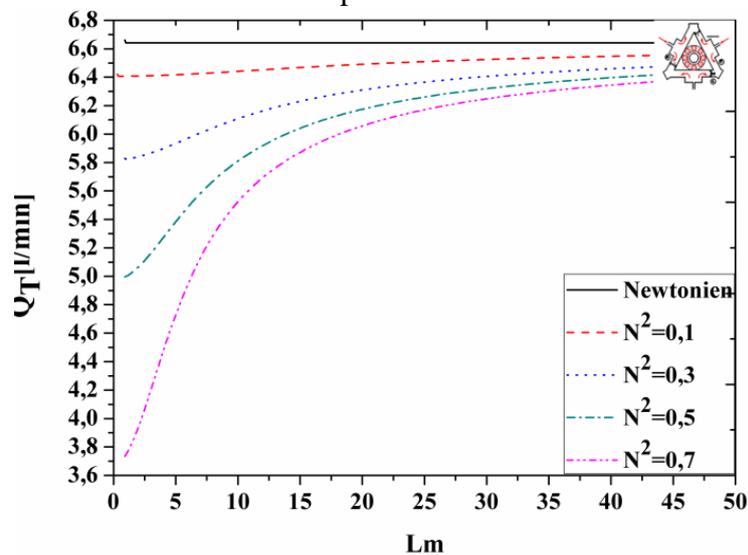


Figure III.4.b : Variation du débit Q_T en fonction de la longueur caractéristique adimensionnelle L_m pour différentes valeurs N^2 à la vitesse critique palier à trois patins.

Les figures III.4.a et III.4.b représente la variation du débit en fonction de L_m pour différentes valeurs de N^2 . On a remarqué pour les deux études si le nombre de couplage N^2 augmente et L_m diminue le débit réduit à une valeur minimale, et si on a une valeur minimale de N^2 le résultat est plus proche à le fluide newtonien. Il peut être démontré que renvoyée à la viscosité newtonienne le débit associé à des lubrifiants micropolaires diminue suivant $((\mu + 0.5k_v) / \mu)$, et à travers les deux chiffres, Par la comparaison entre les résultats des deux études on remarque que le débit est plus élevé dans le palier à quatre patins par rapport à le palier à trois patins et ça pour n'importe quelle valeur de N^2 .

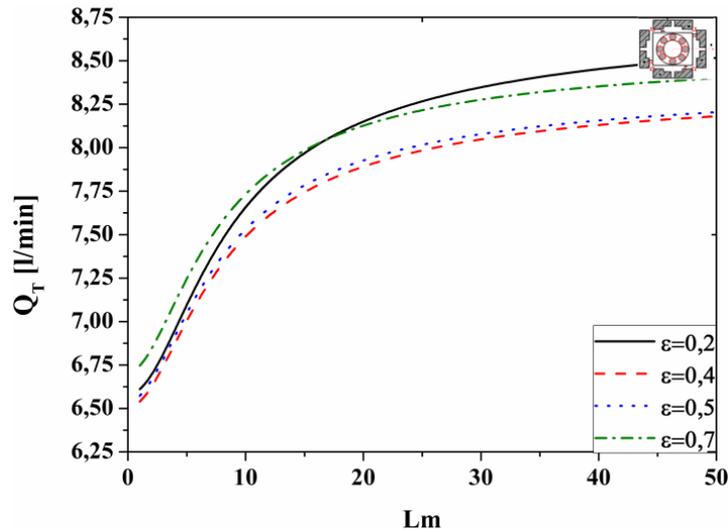


Figure III.5.a : Variation du débit Q_T en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$ pour palier à quatre patins.

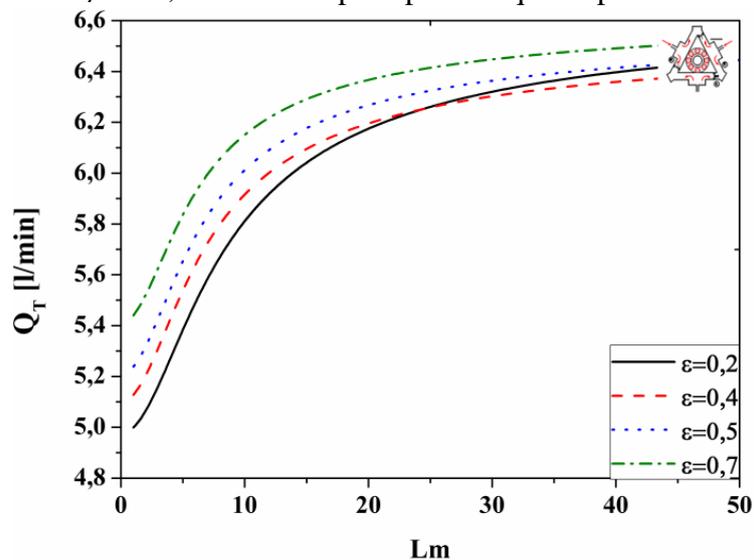


Figure III.5.b : Variation du débit Q_T en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2 = 0.5$ palier à trois patins.

Les résultats obtenus dans les figures III.5.a et III.5.b indiquent que quel que soit la valeur de Lm , le débit augmente avec l'augmentation du taux d'excentricité ceci pour les deux configurations. Physiquement l'augmentation du taux d'excentricité entraîne une augmentation de l'épaisseur du film ce qui engendre une augmentation du débit.

III.2.4. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur l'amplitude de vibration

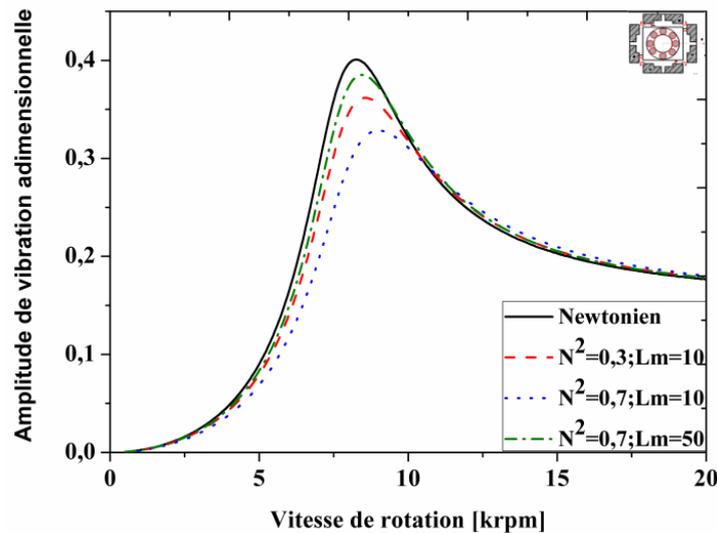


Figure III.6.a : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour les valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à quatre patins.

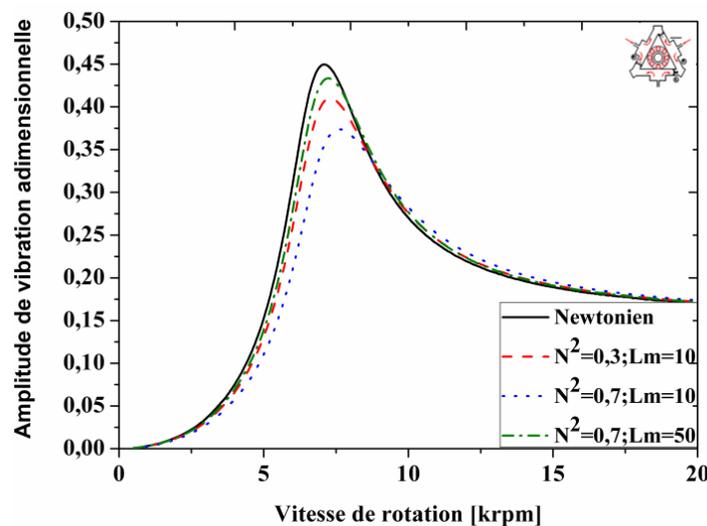


Figure III.6.b : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour les valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à trois patins.

Les figures III.6.a et III.6.b représentent la variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm les courbes montrent une meilleure stabilité pour les fluides micropolaires par rapport à celle du fluide newtonien et on a remarqué que pour une valeur de couplage égale 0.7 et $Lm=10$ on a une diminution de vibration dans les deux configurations. Les résultats obtenus entre les deux études montrent qu'on a la même allure de l'amplitude de vibration et qu'il augmente considérablement dans le palier à trois patins par rapport à quatre patins autour de la vitesse critique et ceci pour n'importe quelle valeur de N^2 et Lm .

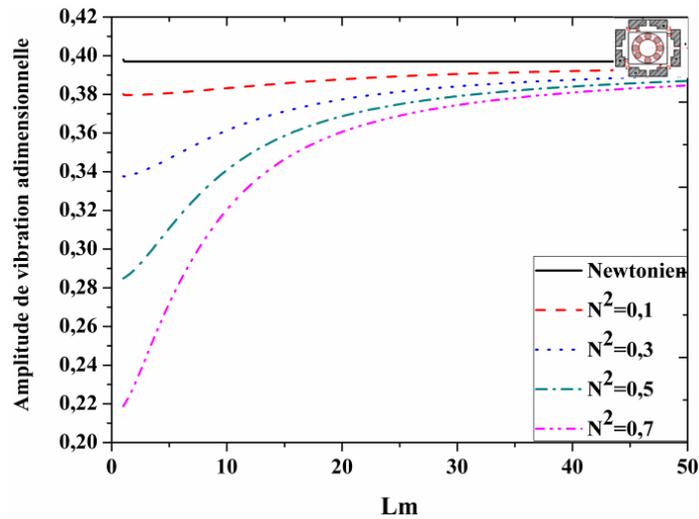


Figure III.7.a : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 palier à quatre patins.

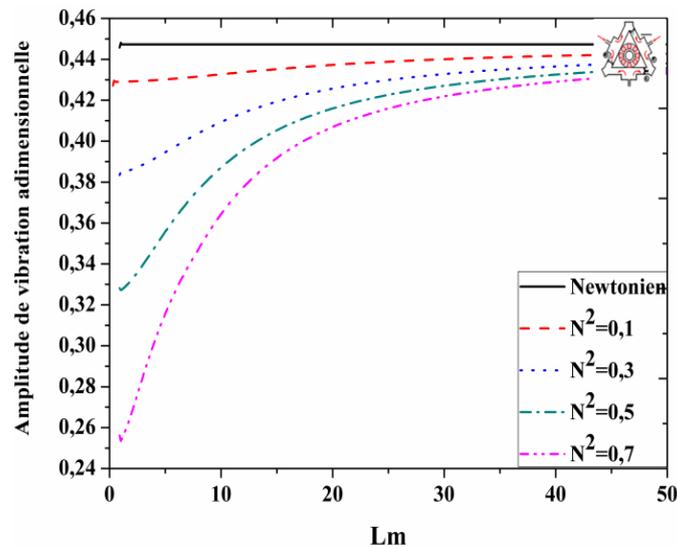


Figure III.7.b : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 palier à trois patins.

Les figures III.7.a et III.7.b représente la variation de l'amplitude vibratoire adimensionnelle en fonction de Lm . Ces figures montrent que l'amplitude de vibration augmente avec l'augmentation de Lm , en plus pour toute valeur de N^2 l'amplitude de vibration augmente et approche à le fluide newtonien pour les grandes valeurs de Lm . L'observation ci-dessus peut s'expliquer comme suit : lorsque Lm tend à diminuer, les valeurs de la vitesse et du débit seront ramenées à leurs valeurs équivalentes dans la théorie de la lubrification newtonienne, μ étant remplacé partout par $(\mu + 0.5k_v)$. La comparaison entre les deux études montre que le palier à trois patins engendre l'amplitude de vibration le plus élevée.

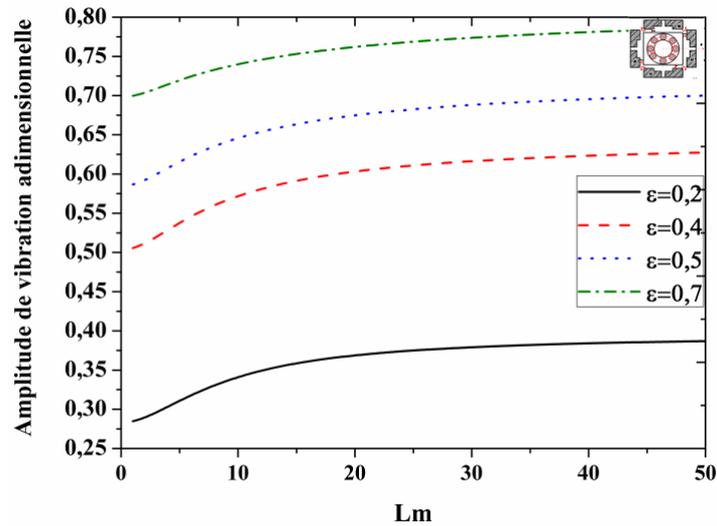


Figure III.8.a : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2=0.5$ palier à quatre patins.

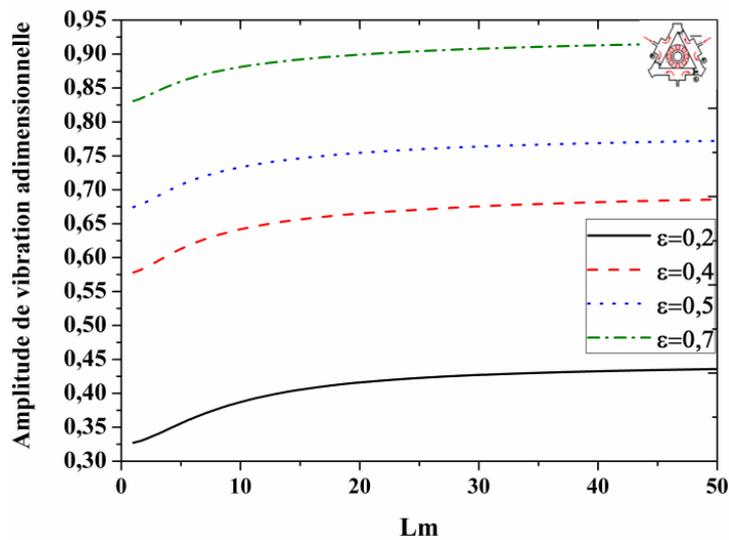


Figure III.8.b : Variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de Lm pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2=0.5$ palier à trois patins.

Les figures III.8.a et III.8.b indique la variation de l'amplitude de vibration adimensionnelle pour différentes valeurs de ε avec $\beta_0=0.4$ et $N^2=0.5$. Ces résultats montrent une augmentation de l'amplitude vibratoire adimensionnelle avec l'augmentation de Lm pour toute valeur de taux d'excentricité, cette augmentation peut être expliquée par une augmentation de la pression à l'intérieur des alvéoles lorsque l'épaisseur du film diminue. La comparaison entre les deux études montre toujours que le palier à trois patins engendre l'amplitude de vibration le plus élevée et ceci pour n'importe quelle valeur de taux d'excentricité.

III.2.5. Influence des paramètres du fluide micropolaire sur les forces transmises

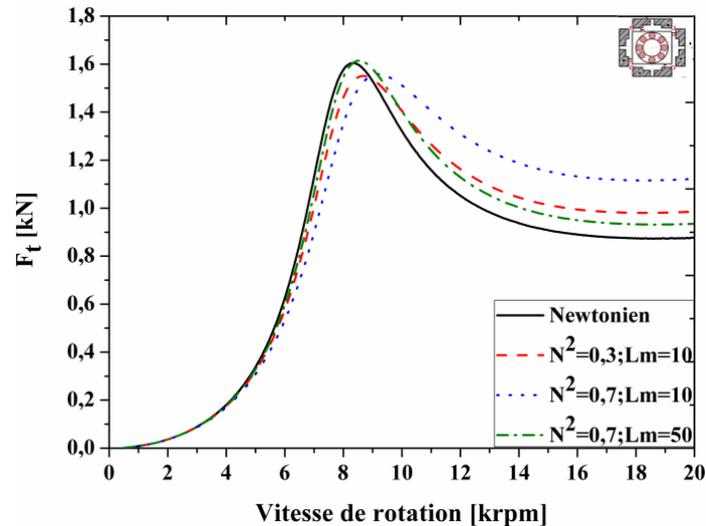


Figure III.9.a : Variation des forces transmises F_t en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à quatre patins.

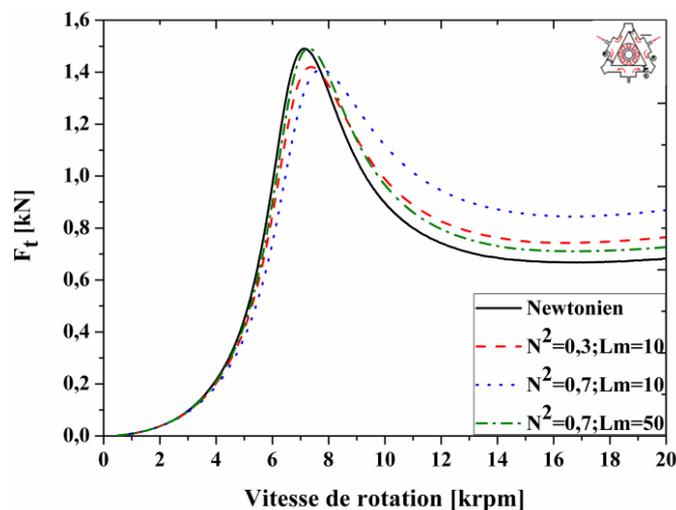


Figure III.9.b : Variation des forces transmises F_t en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm avec $\varepsilon = 0.2$ et $\beta_0 = 0,4$ palier à trois patin.

Les figures III.9.a et III.9.b montrent l'évolution de les forces transmises en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de N^2 et Lm . Nous remarquons une augmentation de la force transmise pour les faibles valeurs de vitesse de rotation et une diminution maximale de l'amplitude des forces transmises autour de la vitesse critique et une augmentation autour les hautes vitesses avec une augmentation de N^2 où une diminution de Lm , révélant l'effet de la micropolarité sur les amplitudes de force transmises. Par la comparaison entre les résultats de deux configurations nous avons observées que les forces transmises dans les paliers à 4 patins sont plus élevée par rapport à le palier à 3 patins.

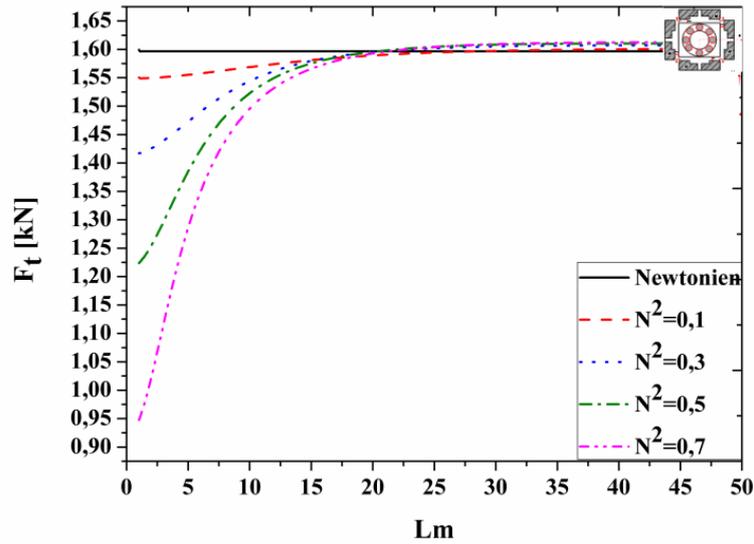


Figure III.10.a : Variation de la force transmise en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique palier à quatre patins.

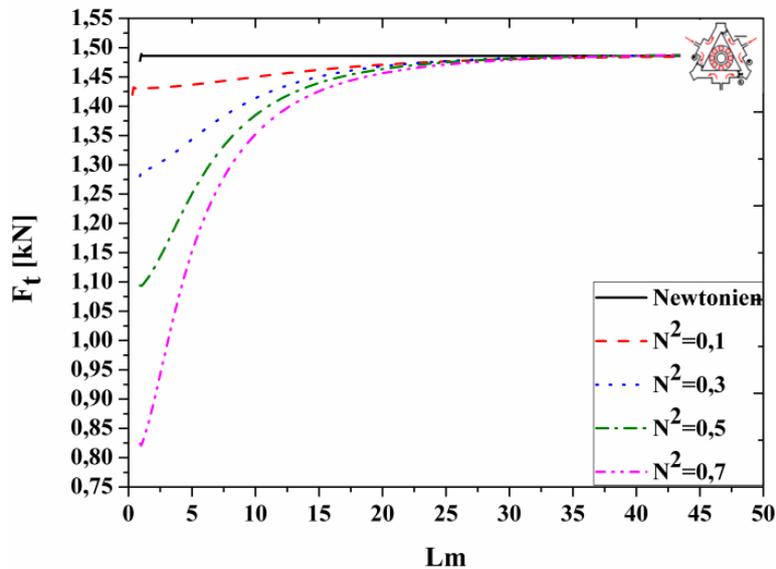


Figure III.10.b : Variation des forces transmises en fonction de Lm pour différentes valeurs de N^2 valeurs à la vitesse critique palier à trois patins.

Les figures III.10.a et III.10.b montrent l'effet de N^2 sur l'amplitude des forces transmises en fonction de Lm , on remarque que dans les deux types du palier les forces transmises augmentent avec la diminution de N^2 et l'augmentation de Lm . La comparaison entre les deux configurations montre que le palier à quatre patins engendre la valeur la plus élevée de forces transmises par rapport à le palier à trois patins et ceci pour n'importe quelle valeur de N^2 et de Lm .

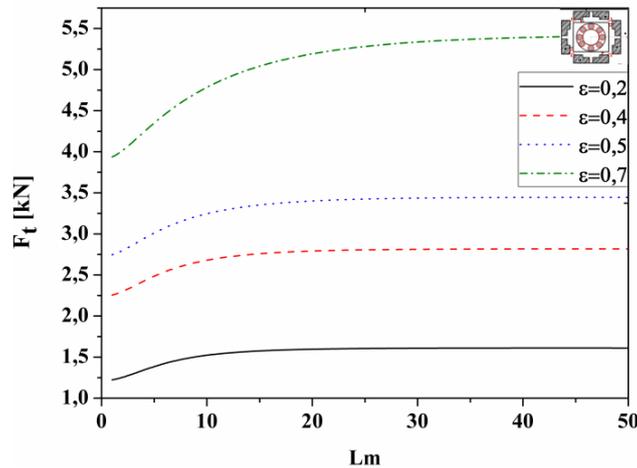


Figure III.11.a : Variation des forces transmises en fonction de Lm pour différentes valeurs de ϵ avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2=0.5$ palier à quatre patins.

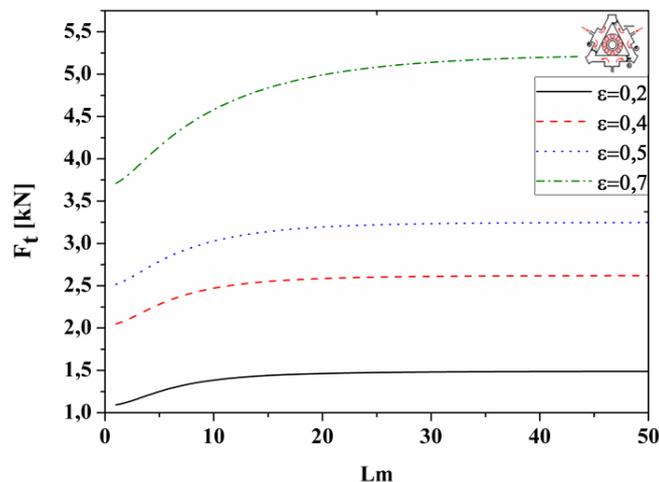


Figure III.11.b : Variation des forces transmises en fonction de Lm pour différentes valeurs de ϵ avec $\beta_0 = 0,4$ et $N^2=0.5$ palier à trois patins.

Les figures III.11.a et III.11.b représente la variation de la force transmise en fonction de Lm pour différentes valeurs de rapport d'excentricité, ces courbes indiquent clairement que quoi que la configuration du palier les forces transmises augmentons avec l'augmentation de taux d'excentricité et que la diminution du Lm engendre une diminution dans les forces transmises.

III.3. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté, interprété et comparer les résultats obtenus en terme de l'amplitude de vibration et des forces transmises ainsi que de débit pour un palier hydrostatique à quatre patins et à trois patins en fonction des paramètres du fluide micropolaire Où nous avons utilisé des graphes montrons la variation de rapport de pression en fonction de la vitesse de rotation pour mieux comprendre ce qui se passe à l'intérieur de chaque palier hydrostatique.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif de ce mémoire est d'étudier les caractéristiques de performance d'un palier hydrostatique à trois patins et à quatre patins lubrifié par un fluide micropolaire à travers des résistances hydrauliques de type capillaire, sur la base des résultats obtenus, on peut déduire les conclusions suivantes :

- Les paliers fonctionnant avec un lubrifiant newtonien donnent un faible rapport de pression par rapport à un fluide micropolaire.
- Les paliers hydrostatiques à quatre patins donnent des résultats de débit Q_T et les forces transmises plus élevées que les paliers à trois patins.
- A une valeur élevée de Lm , le débit, la réponse vibratoire et les forces transmises convergent vers ceux d'un fluide newtonien.
- Pour les deux configurations à la vitesse critique, la réponse vibratoire diminue avec une augmentation du nombre de couplage N ou une diminution de Lm , tandis qu'à des vitesses élevées, les forces transmises augmentent avec une augmentation du nombre de couplage.
- La réponse vibratoire de paliers hydrostatique à quatre patins présente une meilleure stabilité pour les fluides micropolaires et les fluides newtoniens par rapport à celle de trois patins.
- L'augmentation du rapport d'excentricité entraîne une augmentation du débit, de la réponse vibratoire et des forces transmises dans les deux configurations.
- Enfin, après les résultats obtenus, nous concluons que nous devons choisir la bonne huile lubrifiante pour éviter de futurs problèmes dans le système, et l'étude nous a montré que les performances des paliers hydrostatiques à quatre patins lubrifiés par fluide micropolaire donnaient de meilleurs résultats que les paliers hydrostatiques à trois patins.

Références bibliographique

- [1] Larousse, P. (1867). Grand dictionnaire universel du XIXe siècle. Larousse.
- [2] Rayleigh, L. (1917). VIII. On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity. The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 34(200), 94-98.
- [3] Gerard, P. (1949). Le palier fluide. Societe des Ingenieurs Civils de France, Memoires, 102, 106-122.
- [4] Shaw, M. C., & Macks, E. F. (1949). Analysis and lubrication of bearings. McGraw-Hill Book Co.
- [5] Bouzidane, A. (2007). Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure).
- [6] Hydrostatic bearing, sur le site bently bearings . Consulté le 10/04/2020.
<https://bentlybearings.com/about-us/hydrostatic-bearings2/>
- [7] Hydrostatic journal bearings, sur le site rotorlab tamu. Consulté le 20/05/2020.
https://rotorlab.tamu.edu/me626/Notes_pdf/Notes12b%20Hydrostatic%20Bearings.pdf
- [8] Bassani, R., & Piccigallo, B. (1992). Hydrostatic lubrication (Vol. 22). Elsevier.
- [9] Meramria Wafa, Etude de l'effet dynamique d'un palier lisse par analyse vibratoire, Thèse de Magister, Université Badji Mokhtar-Annaba, 2009.
- [10] Zerrouni Nassim, Etude de l'interaction fluide visqueux-structure d'un palier fluide soumis à des sollicitations temporelles, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara- Boumerdes, 2009.
- [11] Grzegorz Łukaszewicz. Micropolar Fluids: Theory and Applications, Springer Science+Business Media, LLC; 1999.
- [12] A.C.ERINGEN, Theory of micropolar fluids, J. Math. Mech. 16, No.1 (1966),1-16.
- [13] Benariba Aboubakeur. Contribution à l'étude de la lubrification micropolaire : Applications aux paliers hydrostatiques, thèse de Doctorat : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret; 2017-2018.
- [14] ERINGEN AC. Simple microfluids. International Journal of Engineering Science. 1964;2:205-17.
- [15] Martin G. Étude numérique des équations d'un fluide micropolaire 2001.
- [16] Nicodemus ER, Sharma SC. Orifice compensated multirecess hydrostatic/hybrid journal bearing system of various geometric shapes of recess operating with micropolar lubricant. Tribology International. 2011;44:284-96.

Références bibliographique

- [17] Sharma SC, Ram N. Influence of micropolar lubricants on the performance of slot-entry hybrid journal bearing. *Tribology International*. 2011;44:1852-63.
- [18] Zaheeruddin K, Isa M. Micropolar fluid lubrication of one-dimensional journal bearings. *Wear*. 1978;50:211-20.
- [19] Tipei N. Lubrication with micropolar liquids and its application to short bearings. *Journal of tribology*. 1979;101:356-63.
- [20] Khonsari M, Brewe D. On the performance of finite journal bearings lubricated with micropolar fluids. *Tribology Transactions*. 1989;32:155-60.
- [21] Wang X-L, Zhu K-Q. Numerical analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects. *Tribology International*. 2006;39:227-37.
- [22] Rahmatabadi A, Mehrjardi MZ, Fazel M. Performance analysis of micropolar lubricated journal bearings using GDQ method. *Tribology International*. 2010;43:2000-9.
- [23] Rao P, Murmu B, Agarwal S. Effects of surface roughness and non-newtonian micropolar fluid squeeze film between conical bearings. *Zeitschrift für Naturforschung A*. 2017;72:1151-8.
- [24] P.W.Fortesue and J.Starck “spacecraft systems engineering” Wiley, New York 1991.
- [25] H.Jeffcott “the lateral vibration of loaded shafts in the neighbour hood of wirling speedthe effect of want of balance” *Phil.Mag*, vol 37.no 6.pp.304-314,1919.
- [26] W.J.M.Rankin (1869) “on the centrifugal force of rotating shaft” *engineer*, Vol.27, pp.249-249.
- [27] S.Dunkerly “on the whirling and vibration of shafts” *PH.L. Trans.R.Soc. London A*, 185,279, (1895).
- [28] R.L.Begue “influence of orthotropic stiffness .damping in Hydropower Rotor” master’s hesis , Lulea university of technology, 2005.
- [29] A.Tondl “some problems of rotor dynamics”, London, Champman and Hall 1965, 433P.
- [30] M.Shilhans “bending frequency of rotating beam” *international journal of applied mechanics* 25, p28-30,1958.
- [31] D.Prunelli “natural bending frequency comparable to rotational frequency in rotating cantilever beam” *international journal of applied mechanics*, 39 p 602-604, 1972.

Références bibliographique

- [32] S.Timoshenko “vibration problems in engineering” New York, van nostrand reihold company, 1955.
- [33] T.Koyama “free vibration characteristics of rotating Timoshenko beams” international Journal of mechanical science 30(10), 743-755.
- [34] A.Bazoune “ vibration frequencies of rotating tapered beam including rotating inertia and transverse shear deformation” master’s thesis, FCGS, King Fahd university of petroleum, minerals, Dharan Saudi Arabia 1990.
- [35] B. Meddour , Livre Dynamique de machines Tournantes, Université de ABBAS Laghrour KHENCHELA, November 2019.
- [36] Équilibrage dynamique en atelier. 2017. sur le site *ATELIER DU MARAIS*. Consulté le 17 DEC. 2017. <https://www.adm-vib.fr/equilibrage-dynamique/equilibrage-atelier.html>

ملخص

في هذا العمل ، نقدم في هذه الدراسة مقارنة لحامل الهيدروستاتيكي مع ثلاث مساند و أربعة مساند بزيت التشحيم الميكروبولار في تجربة الخاصة بنا قمنا باستخدام زيت التشحيم الذي يعتبر سلوكه غير نيوتوني مانع ميروبولار لتزيت المحامل الهيدروستاتيكية و تطبيق ظروف التشغيل القياسية عليه و مقارنة نتائجه مع مانع نيوتوني في هذه الدراسة. قمنا باستخدام معادلة رينولدز المعدلة لاستخراج الخصائص المتعلقة بسائل ميكروبولار ، قمنا بعدها بتحديد مجال الضغط بالطريقة التحليلية لهذه المعادلة ووجدنا أن الضغط يزداد داخل فجوة الحامل. بعدها قمنا باستخدام الطريقة الغير خطية لتقديم دراسة عن سعة الاهتزاز و القوة المنتقلة من الحامل حيث لوحظ أن الحامل الصلب الذي يعمل مع زيوت التشحيم ميكروبولار يظهر زيادة في قيمة قوة الاهتزازات المنتقلة و هذا عند السرعات العالية وانخفاضاً في قيمة الاهتزازات عند السرعات الحرجة مقارنة بنفس الحامل الذي يعمل بزيوت التشحيم النيوتونية.

الكلمات الدلالية : سائل الميكروبولار , حامل هيدروستاتيكي , معادلة رينولدز, الطريقة التحليلية.

Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude comparative d'un palier hydrostatique à trois et quatre patins avec une huile lubrifiante micropolaire.

Dans notre propre expérience, nous avons utilisé un lubrifiant dont le comportement non newtonien est un fluide micropolaire pour lubrifier les paliers hydrostatiques et lui appliquer des conditions de fonctionnement standard et comparer ses résultats avec le fluide newtonien dans cette étude. nous avons utilisé l'équation de Reynolds modifiée pour extraire les propriétés liées au fluide micropolaire, nous avons déterminé le champ de pression à partir de la résolution analytique de cette équation et nous avons constaté que la pression à l'intérieur d'alvéole est augmenté.

Ensuite, nous avons utilisé la méthode non linéaire pour présenter une étude sur l'amplitude des vibrations et les forces transmises du rotor rigide, Il a été observé qu'un rotor rigide fonctionnant avec un lubrifiant micropolaire montre une augmentation de la valeur des forces transmises à des vitesses élevées et une réduction de la valeur de la réponse vibratoire à vitesse critique par rapport à un rotor rigide similaire fonctionnant avec un lubrifiant newtonien.

Mots clés : Lubrifiant micropolaire, palier hydrostatique, l'équation de Reynolds modifiée, méthode analytique.

Abstract

In this work, we present a comparative study of a three- and four-pad hydrostatic bearing with a micropolar lubricating oil. In our own experiment, we used a lubricant whose non-Newtonian behavior is a micropolar fluid to lubricate the hydrostatic bearings and apply standard operating conditions to it and compare its results with Newtonian fluid in this study. we used the modified Reynolds equation to extract the properties related to the micropolar fluid, we determined the pressure field from the analytical resolution of this equation and we found that the pressure inside the cell is increased .

Then we used the nonlinear method to present a study on the vibration amplitude and the transmitted forces of the rigid rotor, It was observed that a rigid rotor operating with a micropolar lubricant shows an increase in the value of the transmitted forces at high speeds and a reduction in the value of the critical speed vibratory response compared to a similar rigid rotor operating with a Newtonian lubricant.

Keywords: Micropolar lubricant, journal hydrostatic bearing, modified Reynolds equation, analytical method.