

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



## PROJET DE FIN DE CYCLE

### MASTER

**Domaine :** Sciences et Technologie

**Filière :** Génie Mécanique

**Parcours :** Master

**Spécialité :** Energétique

#### Thème

Étude sur le comportement dynamique  
d'un palier hydrostatique lubrifié par un  
fluide micropolaire

Préparé par :

AMERI Oussama

DJEDDI Abd elali

Soutenu publiquement le : .. / 06 / 2022, devant le jury composé de :

M SLIMANI HALIMA

Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun) Président

M KARAS ABDELKADER

" Professeur " (Univ. Ibn Khaldoun) Examineur

M AKERMI NASREDINE

Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun) Examineur

M BENARIBA ABOUBAKEUR

Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun) Encadrant

M ABOUSHGHIBA HICHAM

Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun) Co- Encadrant

Année universitaire : 2021 - 2022

## Dedicaces

Nous dedions ce modeste travail aux plus exceptionnels qui existent dans le monde, nos chers parents en reconnaissance du soutien moral, materiel et

La patience, dont ils ont fait preuve qu'allah les garde.

À nos chers freres et sœurs. À nos familles et nos amis.

À tous qui ont participé de pres ou de loin dans l'elaboration de ce travail.

À tous nos collegues de la promotion energetique 2022.

ABD ELALI & OUSSAMA

## REMERCIEMENTS

Je tiens avant tout à remercier chaleureusement Monsieur **BENARIBA ABOUBAKEUR** et **M ABOUSHGHIBA HICHAM**, maître de conférences classe "B" à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret de m'avoir encadré et assuré le suivi de mon travail. En me faisant confiance depuis le début de mes travaux, il a su diriger ce travail tout en me laissant une complète autonomie. Je le remercie non seulement pour la qualité de son encadrement mais également pour l'inestimable qualité humaine dont il a toujours fait preuve.

Je remercie tout autant Mademoiselle **SLIMANI HALIMA** maître de conférences classe "A" à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret pour avoir accepté de présider le jury de ma soutenance.

Mes sincères remerciements vont également à Monsieur Professeur **KARAS ABDELKADER** et Monsieur **AKERMI NASREDINE** maître de conférence classe "B" tous les deux enseignant-chercheurs à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret qui m'ont fait l'honneur d'être examinateur de mon travail, et qui ont consacré de leur précieux temps à l'examen et à l'évaluation le fond et la forme de mon mémoire.

Nous les remercions sincèrement pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail afin de l'évaluer avec une grande efficacité et rapidité, ainsi que pour la patience et l'importance dont ils ont fait preuve à la lecture de ce document.

# Table des matières

Titre	page
Dédicaces	II
Remerciements	III
Table des Matières	IV
Liste des Figures	VII
Nomenclatures	VIII
Introduction Générale	2
<b>CHAPITRE I ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE</b>	
I.1.Introduction	4
I.2. Les paliers	4
I.2.1. Les paliers à roulements	5
I.2.2. Les Paliers magnétiques	5
I.2.3.Les paliers hydrodynamiques	7
I.2.3.1. Principe de fonctionnement du palier hydrodynamique	8
I.2.4.Les palier hydrostatique	9
I.2.4.1.Lubrification hydrostatique	10
I.2.4.2.Caractéristiques géométriques des paliers hydrostatiques	12
I.2.4.3.Formation du film fluide hydrostatique	12
I.2.4.3.Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques	14
I.3. Fluide micropolaire	14
I.3.1. Les équations de la lubrification micropolaire	16
I.3.2. Hypothèse et démonstration	17
I.3.3. Application de la lubrification micropolaire	21
I.4.Dynamique du rotor	22
I.4.1.Objectifs de l'analyse dynamique des rotors	22
I.4.2.Classifications des rotors	23
I.4.2.1.Rotor rigide	23
I.4.2.2.Rotor flexible	23
I.5. Conclusion	24
<b>CHAPITRE II PALIER HYDROSTATIQUE A QUATRE PATINS LUBRIFIÉ PAR UN FLUIDE MICROPOLAIRE</b>	
II.1. Introduction	26
II.2. Étude d'un palier hydrostatique à quatre patins	26
II.2.1.L'équation de Reynolds modifiée	27

# Table des matières

II.3.Palier hydrostatique infiniment long	29
II.3.1. La distribution de pression	30
II.3.2. La charge portante	32
II.3.3. Débit du lubrifiant	32
II.3.3.1. Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z	32
II.3.3.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole	33
II.3.3.3. Débit des résistances hydrauliques de type capillaire	33
II.3.4. La pression d'alvéole	34
II.3.5. La charge totale	35
II.4. Caractéristiques dynamiques	36
II.5. Les Coefficients dynamiques équivalents	38
II.6. Conclusion	38
<b>Chapitre III : Résultats et interprétations</b>	
III.1.Introduction	40
III.2. Etude de l'influence des paramètres du fluide micropolaire	40
III.2.1. Influence sur le coefficient de raideur	40
III.2.2.Influence sur le coefficient d'amortissement	43
III.2.3.Influence sur le taux d'amortissement	46
III.3.Conclusion	48
Conclusion générale	51
Références bibliographiques	52
Résumé	56

## Liste des figures

Figure	Page
Figure I.1.constitutions de roulements.(a) roulement à billes.(b) roulement à rouleau	5
Figure I.2. Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif	6
Figure I.3. Rotor supporté par des paliers magnétiques	7
Figure I.4 : Palier hydrodynamique avec champs de pression hydrodynamique	7
Figure I.5 Les trois phases d'un palier hydrodynamique sous charges	8
Figure I.6 : Palier hydrostatique circulaire à quatre alvéoles	10
Figure I.7 : Principe de fonctionnement d'un système hydrostatique	11
Figure I.8 : (a) Palier hydrostatique à quatre patins (quatre alvéoles)	12
Figure I.8 : (b) Palier hydrostatique à trois patin (trois alvéoles)	12
Figure I.9 : Formation du film fluide dans une butée hydrostatique	13
Figure I.10 : Géométrie et cinématique du contact	19
Figure I.11 : Rotors flexible	23
Figure II.1:Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins	26
Figure II.2: Schéma d'une butée hydrostatique à simple effet	27
Figure II.3 : Conditions aux limite d'un butée hydrostatique	28
Figure II.4 : Palier hydrostatique infiniment long	29
Figure II.5 : Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue	30
Figure II.6 : Résistance hydraulique de type capillaire	34
Figure II.7 : Schématisation de la raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique	36
Figure III.1 :la Variation du coefficient de raideur en fonction de $\beta_0$ pour différentes valeurs de $N^2$ et $L_m$ avec $\varepsilon=0.2$	40
Figure III.2 : la Variation du coefficient de raideur en fonction de $N^2$ pour différentes valeur de $L_m$ avec $\varepsilon=0.2$ et $\beta_0=0.6$	41
Figure III. 3 :Variation du coefficient de raideur en fonction de $N^2$ pour différentes valeur de $P_s$ avec $\varepsilon=0.2$ et $\beta_0=0.6$ et $L_m=10$	42
Figure III. 4 : la Variation du coefficient d'amortissement en fonction de $\beta_0$ pour différentes valeur de $L_m$ et $N^2$ avec $\varepsilon=0.2$	43
Figure III. 5 : la Variation du coefficient d'amortissement en fonction $N^2$ de pour différentes valeur de $L_m$ avec $\varepsilon=0.2$ et $\beta_0=0.6$	44
Figure III. 6 : la Variation du coefficient d'amortissement en fonction $N^2$ de pour différentes valeur de $P_s$ avec $\varepsilon=0.2$ et $\beta_0=0.6$ et $L_m=10$	45

## Liste des figures

Figure III. 7 : la Variation du taux d'amortissement en fonction $\beta_0$ de pour différentes valeur de $L_m$ et $N^2$ avec $\varepsilon=0.2$	46
Figure III.8 : la Variation du taux d'amortissement en fonction $N^2$ de pour différentes valeur de $L_m$ avec $\varepsilon=0.2$ et $\beta_0=0.6$	47
Figure III.9 : la Variation du taux d'amortissement en fonction $N^2$ de pour différentes valeur de $L_m$ avec $\varepsilon=0.2$ et $\beta_0=0.6$ et $L_m=10$	48

## Nomenclatures

---

$a$	longueur d'alvéole [m]
$A$	longueur du patin [m]
$b$	largeur d'alvéole [m]
$B$	largeur du patin [m]
$dc$	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 <sup>2</sup> ]
$S_1$	surface de l'alvéole [m <sup>2</sup> ]
$S_2$	surface de portée [m <sup>2</sup> ]
$N$	nombre de couplage [-]
$lm$	longueur de l'élément du fluide micropolaire [m]
$\mu_v$	viscosité du fluide micropolaire [Pa.s]
$\mu$	viscosité dynamique du fluide Newtonien [Pa.s]
$M$	masse du rotor [Kg]
$P_s$	pression d'alimentation [Pa]
$P_i$	champ de pression micropolaire pour chaque patin [Pa]
$P_a$	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 <sup>3</sup> /s]
$Q_{ri}$	débit à travers le capillaire relatif à chaque patin [m <sup>3</sup> /s]



## Nomenclatures

---

$Q_{xi}, Q_{zi}$	débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à chaque patin [m <sup>3</sup> /s]
$Q_T$	débit total du lubrifiant [m <sup>3</sup> /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, y, z)	système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds [-]
$\beta_i$	rapport de pression [-]
$\beta_0$	rapport de pression pour excentricité égale à zéro [-]
$K_f$	coefficient de la charge [-]
$K_q$	coefficient du débit [-]
$K_{pc}$	coefficient du capillaire [-]
$\varepsilon$ ~	rapport d'excentricité [-]
$K_{eq}$	coefficient de raideur équivalent [N/m]
$C_{eq}$	coefficient d'amortissement équivalent [N.s/m]
$\xi$	taux d'amortissement [-]

# **INTRODUCTION**

## **GENERALE**

## 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 propulsion machines outils, automobiles, équipement médicaux, accessoires domestiques et bien d'autres domaines).

Les paliers hydrostatiques il est 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.

L'objet de ce travail est d'étudier les effets des paramètres caractéristiques d'un fluide micropolaire sur un palier hydrostatique. Ce palier est constitué des quatre patins alimentés et contrôlés par des résistances hydraulique de type capillaire.

Dans le premier chapitre, nous commençons par une étude bibliographique sur les paliers hydrostatiques et leur lubrification avec des fluides micropolaires. Les propriétés de ces derniers sont décrites en incluant la démonstration de l'équation de Reynolds modifiée adaptée pour eux.

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

Ensuite, dans le chapitre 3, nous présentons les résultats et les 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**

## **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.

La 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. Les paliers :**

Les paliers sont des composants mécaniques conçus pour soutenir les arbres. Le mot palier est un nom générique qui désigne un montage mécanique destiné à accommoder le mouvement relatif entre une pièce en mouvement et un bâti ou un châssis de machine immobile, 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. En même temps, les paliers reprennent les charges du système et les transmettent à la partie fixe de la machine. Les paliers sont généralement utilisés pour monter des pièces rotatives sur des essieux fixes, comme par exemple les poulies, roues, engrenages, etc.

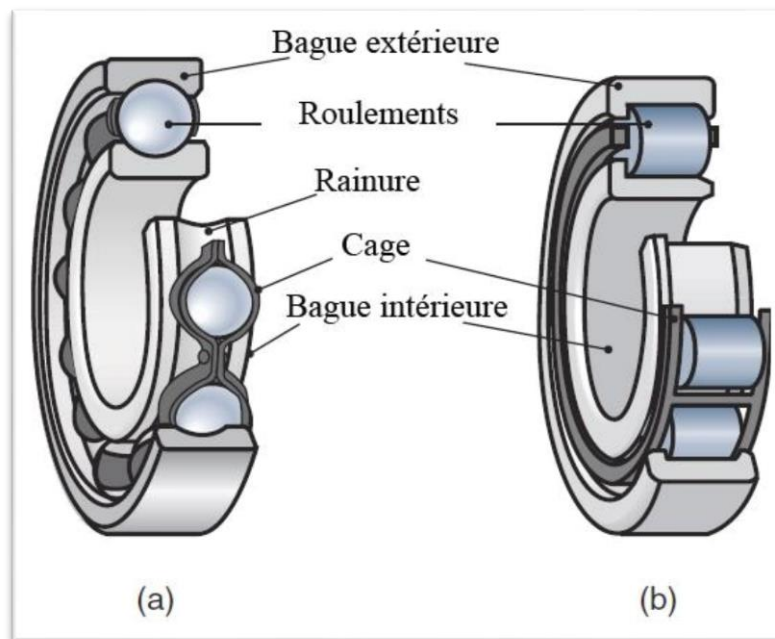
La transmission des charges à la partie fixe de la machine se réalise par l'intermédiaire des surfaces en contact : la surface extérieure de l'axe supporté et la surface intérieure de l'alésage du palier utilisé [1].

Un palier peut être simplement défini comme un support ou un guide qui permet le mouvement relatif entre deux surfaces, ce mouvement est freiné par une force résistance qui à pour effet de : provoquer de l'usure, consommer de l'énergie et engendrer des échauffements pouvant conduire à des soudures entre les surfaces à grande vitesse [2].

Le remède de ces problèmes nécessite, pour de nombreux mécanismes de diminuer les frottements et de réduire l'usure, le rendement des machines sera meilleur et les pertes d'énergie seront minimales, ces pertes d'énergie sont liées, généralement à la sélection d'un palier en fonction des caractéristiques du mouvement, l'intensité de la charge, les conditions d'ambiance et de nombreux autres aspects, il existe plusieurs solutions comme Les paliers à roulements, magnétiques, hydrodynamiques et hydrostatiques sont les plus couramment utilisés.

## I.2.1. Les paliers à roulements :

Le roulement est constitué de deux bagues (une bague intérieure et une bague extérieure), d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles) et d'une cage séparant les éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles) et d'une cage séparant les éléments roulants (figure I.1), Les roulements sont caractérisés par une rotation rapide avec un minimum de frottement et une capacité de supporter des charges radiales ou axiales importantes [3] avec des conditions de fonctionnement normales, les coefficients de frottement des roulements sont généralement entre 0.001 et 0.002, Pour une question de fiabilité et de sécurité, le guidage du rotor est généralement assuré par des roulements à billes ou à rouleaux lesquels ne fournissent qu'un amortissement très faible. Il en résulte des pics de vibration d'amplitude dangereusement importante lorsque des vitesses critiques sont traversées. La vitesse maximale d'un palier à roulement croît lorsque le diamètre du rotor et la charge diminuent. A titre d'exemple, la vitesse maximale d'un palier à roulement ordinaire supporté par un arbre de diamètre de 100 mm ayant une charge maximale de 400 KN peut atteindre 30 krpm.[4]



**Figure I.1.** constitutions de roulements. (a) roulement à billes.

(b) roulement à rouleaux. [5]

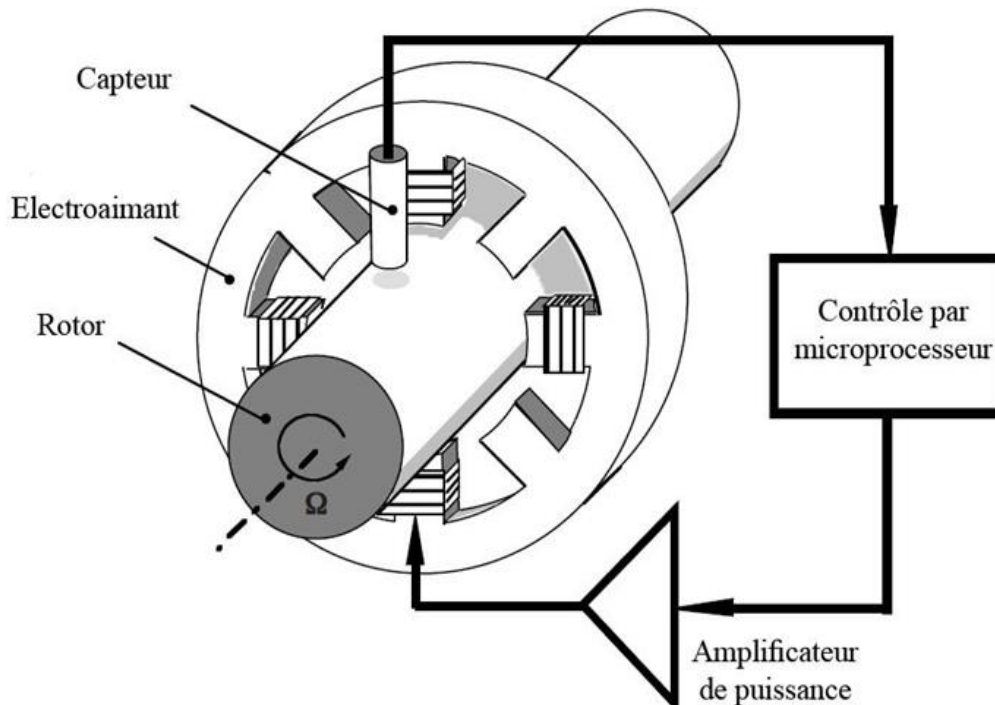
## I.2.2. Les Paliers magnétiques :

Les paliers magnétiques génèrent des forces à travers des champs magnétiques. Il existe deux types de ces paliers , les paliers passifs et les paliers actifs.

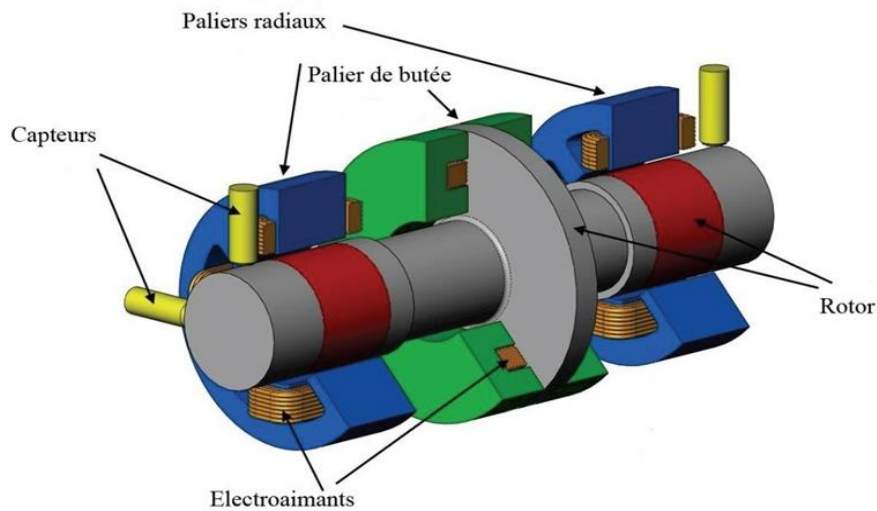
Les paliers passifs fonctionnent par les forces permanentes d'interaction entre deux aimants. Malgré que leur système soit simple et facile à utiliser [6], leur inconvénient majeur est que l'amortissement fourni est très faible. Pour cela, les paliers magnétiques actifs sont favorisés à cause de leur rigidité, amortissement et l'atténuation des forces de d'équilibrage dans les systèmes tournants [7].

Un palier actif est généralement constitué de (figures I.2, I.3):

- Des électroaimants où le courant est appliqué à chaque bobine pour produire des forces d'attraction
- Un capteur qui mesure le déplacement du rotor de sa position de référence;
- Un microprocesseur en tant que contrôleur qui obtient un signal de contrôle à partir de la mesure;
- Un amplificateur de puissance qui transforme ce signal en un courant de contrôle. Ce dernier génère un champ magnétique dans les électroaimants, ce qui entraîne des forces magnétiques d'une telle manière que le rotor reste dans sa position de vol stationnaire.



**Figure I.2.** Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif. [7]



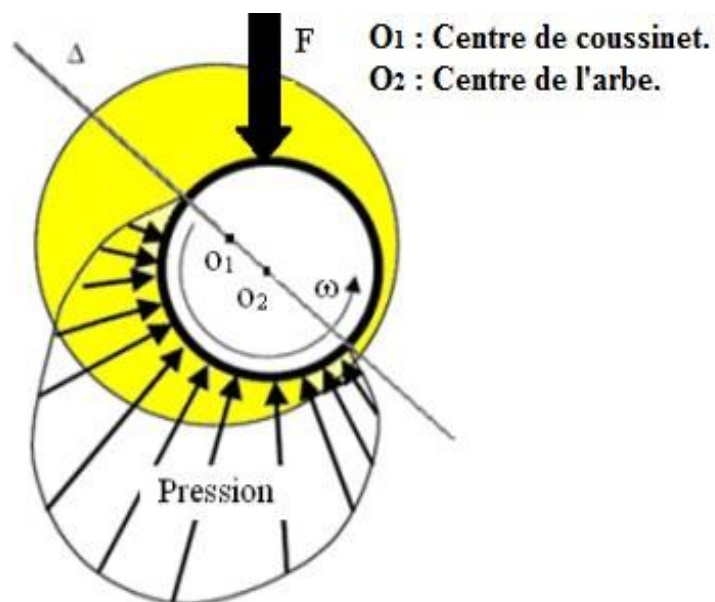
**Figure I.3.** Rotor supporté par des paliers magnétiques .[8]

### I.2.3. Les paliers hydrodynamiques :

Les Paliers hydrodynamiques (figure I.4) sont fréquemment utilisés pour supporter des charges radiales et pour le guidage des rotors de dimensions importantes surtout lorsque les conditions de fonctionnement sont sévères (charges et fréquences de rotations élevées).

Par conséquent, pour remplir leur fonction dans de parfaites conditions, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus [9].

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés ; les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique qui tourne à l'intérieur d'un alésage.



**Figure I.4:** Palier hydrodynamique avec champs de pression hydrodynamique[10]



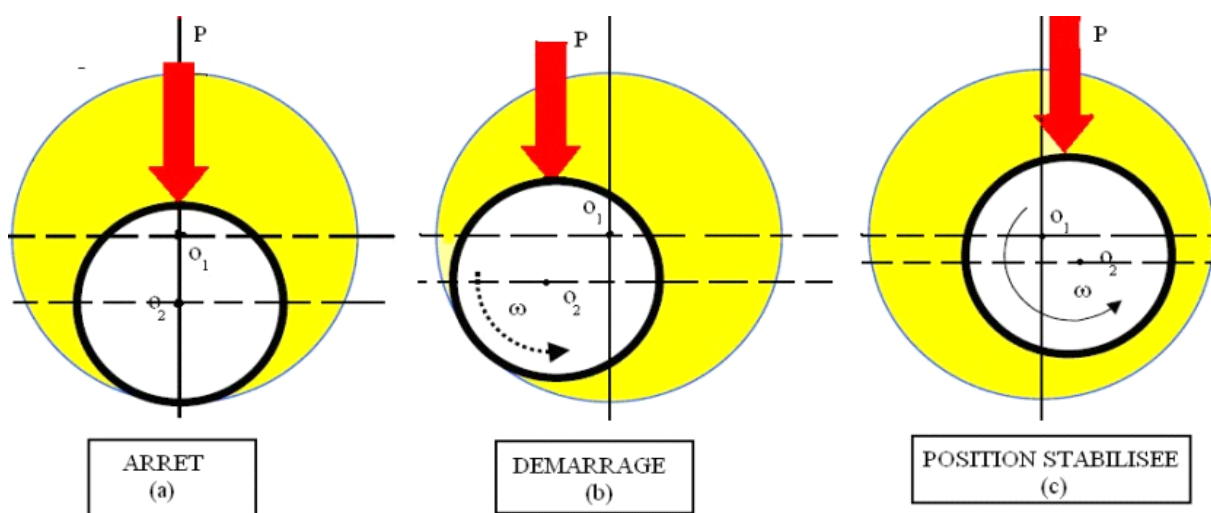
## I.2.3.1. Principe de fonctionnement du palier hydrodynamique :

Le fonctionnement du palier repose sur le débit du film. L'adhérence du fluide lubrifiant en film mince aux parois en mouvement crée le débit.

Dans le cas de la lubrification hydrodynamique, la génération de la pression se fait par conservation du débit dans la portance et le frottement. Dans le cas d'un palier hydrodynamique, la portance recherchée et le frottement sont une conséquence. Pour que le fluide soit une interface efficace, il faut que le champ de pression soit suffisant pour équilibrer la charge.

normale en fonction de l'aire du contact disponible, mais aussi que l'épaisseur minimale du film soit supérieure aux éventuels défauts géométriques des surfaces.

La (figure I.5) présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous charge.



**Figure I.5** Les trois phases d'un palier hydrodynamique sous charges[10] .

**Phase (a) :** À l'arrêt, (figure I.5 a), l'arbre et le coussinet sont en contact, l'espace entre les deux surfaces du palier est rempli par le lubrifiant, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance ( $O_1 O_2$ ) est égale au jeu radial  $C$ . les centres de l'arbre et du coussinet sont en ligne avec la charge  $P$  qui écrase le film d'huile en bas.

**Phase (b) :** Au démarrage, (figure I.5 b), l'arbre roule en glissement à l'intérieur de coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le frottement est grand et l'arbre grimpe à gauche sur le coussinet dans le sens de rotation indiqué, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

**Phase (c) :** Dès que la vitesse de rotation devient plus rapide et suffisante, (figure I.5 c), il y a présence d'un champ de pression hydrodynamique qui supporte la charge  $P$  constante, et déplace le centre de l'arbre vers la droite par rapport à celui du coussinet (le jeu radial montré est fortement exagéré). Le centre de l'arbre occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet. Si le torseur de forces extérieur se réduit à une force unique  $P$  qui agit dans les plans de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et du coussinet sont parallèles.

Le palier hydrodynamique présente des avantages, il est assez économique, les frottements assez faibles une fois le régime hydrodynamique est atteint, aussi la circulation de lubrifiant sert au même temps à refroidir le palier. L'inconvénient majeur est que les surfaces sont mal lubrifiées au démarrage, surtout après une longue période d'arrêt.

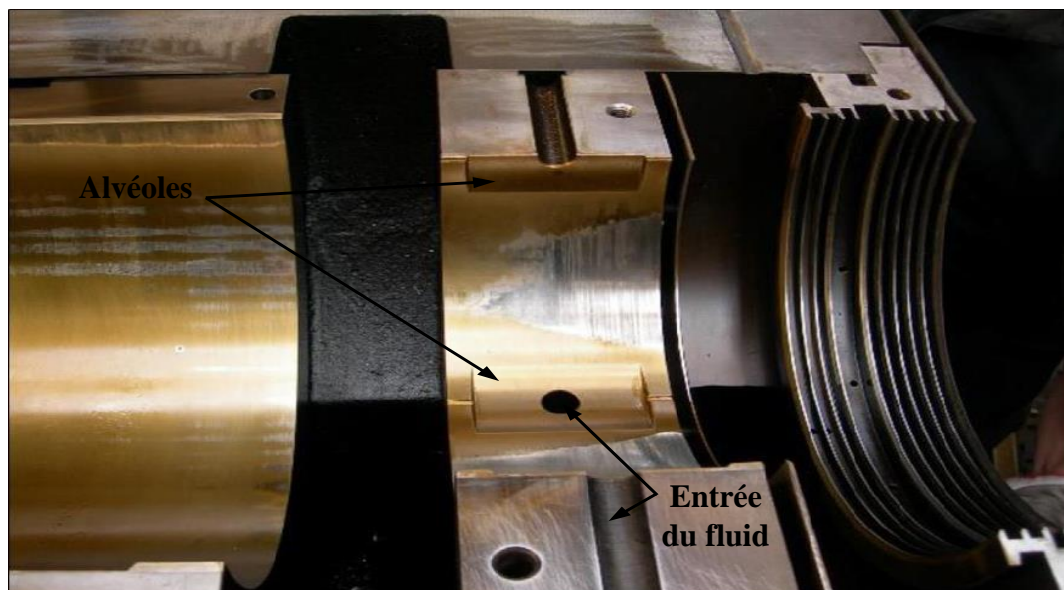
### **I.2.4. Les paliers hydrostatiques :**

Historiquement la première utilisation ce type de palier était fait par L. D. Gérard en 1865 [11] dans une étude de train glissant sur des paliers hydrostatiques plats. En 1917, Lord Rayleigh [12], 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 [13], 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 [14], 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 [4], 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.

Un palier hydrostatique comporte deux surfaces, l'une est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) Figure(I.6). [15] Dans un palier hydrodynamique la capacité de charge réside dans la vitesse de glissement de la surface de l'arbre par rapport au coussinet.

Dans les paliers hydrostatiques, il en va différemment. La charge résulte d'une pression engendrée par un système extérieur au contact (pompe ou compresseur).

Ces paliers sont employés lorsque les conditions cinématiques ne sont pas suffisantes ou stables pour obtenir une portance hydrodynamique (démarrages fréquents, oscillations de l'arbre) [16].



**Figure I.6** : Palier hydrostatique circulaire à quatre alvéoles [17].

### I.2.4.1. Lubrification hydrostatique :

Dans tout dispositif hydrostatique une des surfaces est lisse tandis que l'autre compte une ou plusieurs cavités ou alvéoles reliées à un générateur de pression (figure I.7). Nous avons deux régions :

- une région où l'épaisseur du film est mince (AB et CD)
- et une région constituée par les cavités où l'épaisseur du film est grande (BC). 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**

Ce type de lubrification est seulement valable pour les liquides (fluides incompressibles) (Figure I.7.b).

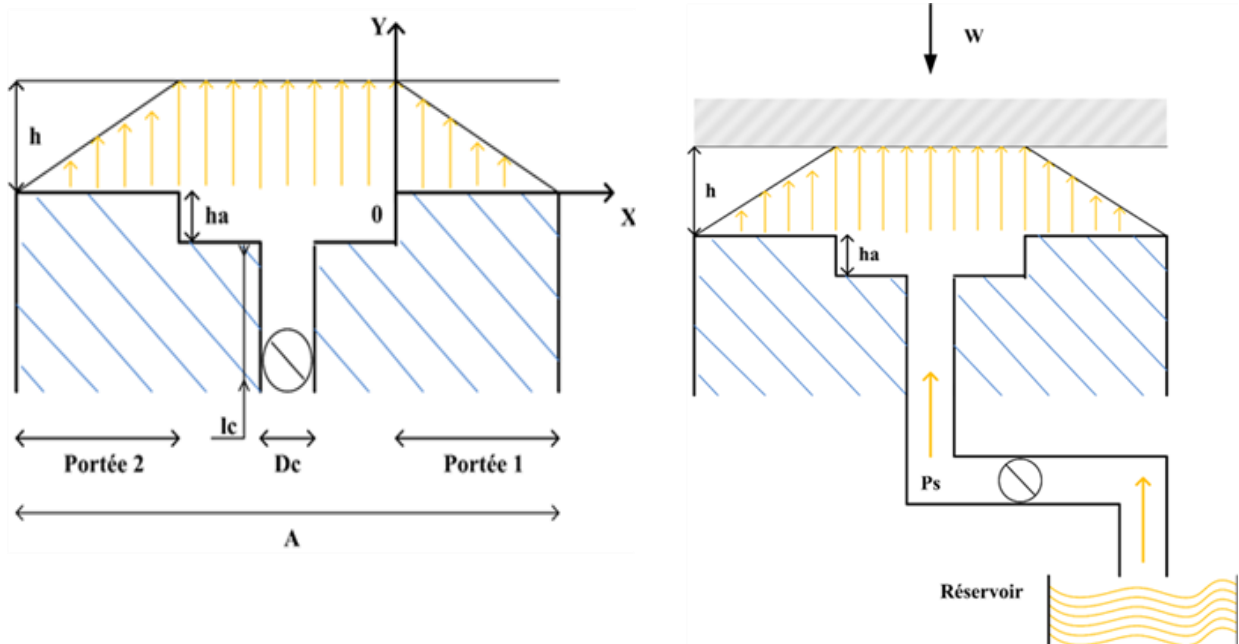
- **alimentation à pression constante**

Dans les mécanismes à pression constante, on place une résistance hydraulique (un tube capillaire, par exemple) entre l'alvéole et la source d'alimentation (pompe) (figure I.7.c).

La résistance hydraulique a pour rôle de faire varier le débit en fonction de la chute de pression. Dans ce mode d'alimentation, une pompe à débit constant est utilisée, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles.

Ces alvéoles peuvent être alimentées soit individuellement par une pompe soit par l'utilisation d'un régulateur à débit constant qui permet de distribuer le fluide à partir d'une seule pompe.

Ce mode d'alimentation est peu utilisé compte tenu du coût et de la complexité de l'installation L'utilisation de système à pression constante est préférée [15].



(a) :Schématisation d'une butée hydrostatique.

(b) : Alimentation à débit constant

(c) : Alimentation à pression constante.

**Figure I.7** : Principe de fonctionnement d'un système hydrostatique [18].

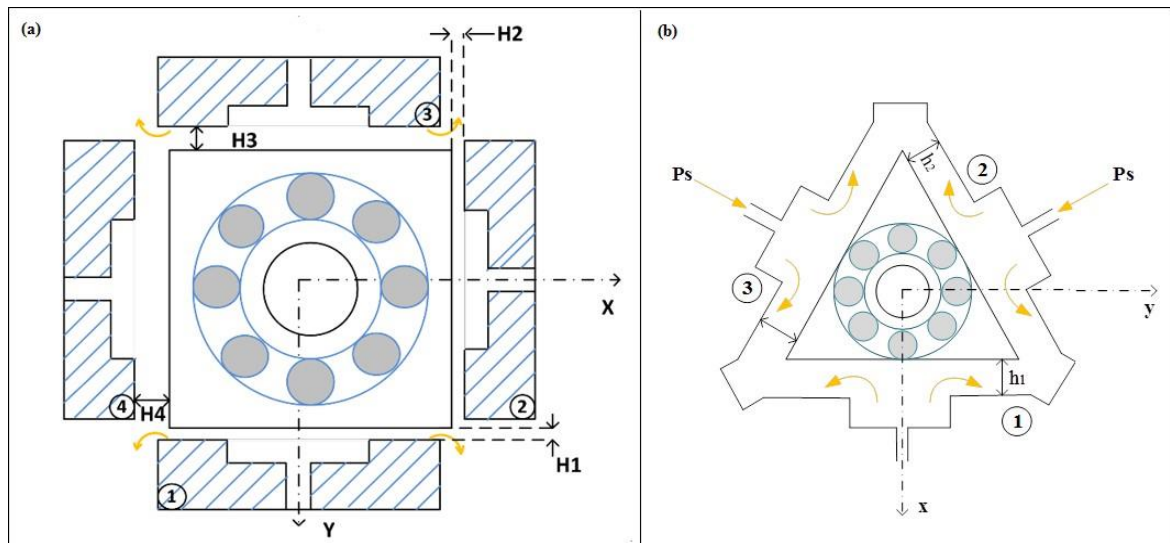
## I.2.4.2. Caractéristiques géométriques des paliers hydrostatiques :

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.



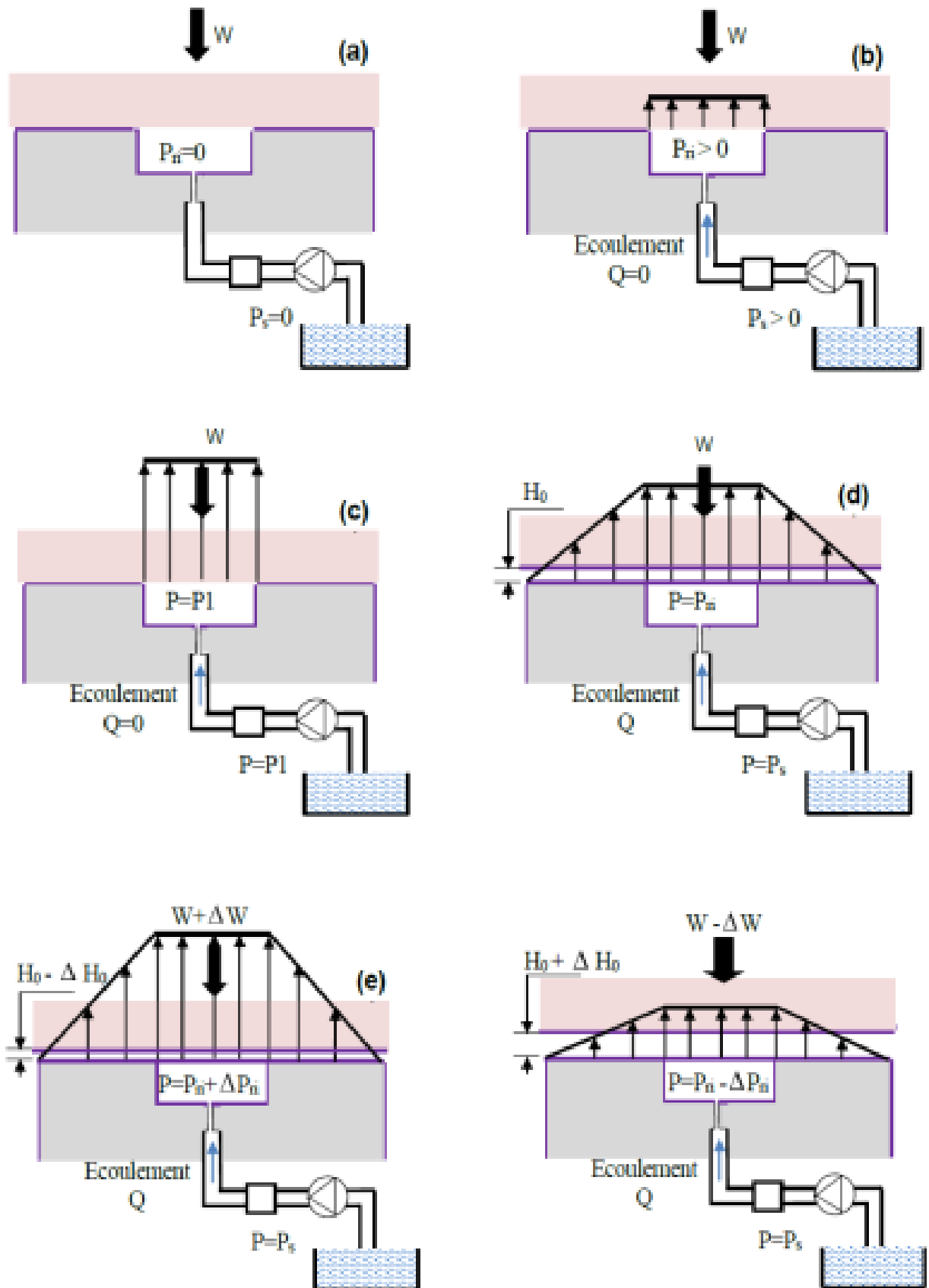
**Figure I.8 :** (a) Palier hydrostatique à quatre patins (quatre alvéoles)  
(b) Palier hydrostatique à trois patin (trois alvéoles).

## I.2.4.3. Formation du film fluide hydrostatique :

La formation de film fluide dans une butée hydrostatique est présentée dans la figure(I.9)

- (a): la pompe est en arrêt.
- (b): Le fluide sous pression commence à écouler vers la butée et la pression dans l'alvéole augmente.
- (c): La pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression à travers la surface d'alvéole soit suffisante pour soulever la charge appliquée.
- (d): 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.
- (e): Lorsque la charge augmente, l'épaisseur du film diminue et la pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression intégrée à travers les portées soit égale à la charge appliquée.

- (f): Quand la charge diminue, l'épaisseur du film augmente et la pression d'alvéole diminue.



**Figure I.9 :** Formation du film fluide dans une butée hydrostatique [4] .

### I.2.4.3. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques :

- **Avantages**

- une raideur importante même à vitesse nulle et un amortissement élevé .
- un faible coefficient de frottement.
- une grande précision de positionnement dans les applications de vitesses élevées. et faibles charges.
- non existence de concentration de pression, la pression est distribuée sur une grande surface.

Ces avantages montrent que les paliers hydrostatiques ont des nombreuses applications; surtout les télescopes de très fortes charges et très faible vitesses, et les machines-outils de grandes vitesses et de faibles charges.

- **Inconvénients :**

- Leur coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc.;
- Leur fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la détérioration des surfaces

### I.3. Fluide micropolaire :

Les fluides micropolaires sont des fluides avec la microstructure. Ils représentent les particules rigides, aléatoirement orientées ou sphériques de se composer de fluides suspendues dans un milieu visqueux, où la déformation des particules liquides est ignorée (par exemple les suspensions polymères, le sang animal, les cristaux liquides). Afin de décrire exactement le comportement de tels fluides, la géométrie et le mouvement intrinsèque de différentes particules matérielles ont été pris en considération, et le champ de vitesse angulaire de la rotation des particules et de la conservation du moment angulaire sont ajoutés dans la théorie de fluides micropolaires par Eringen [19].

Le modèle micropolaire des fluides a été très utilisée dans la lubrification pour étudier les solutions de polymère dans lesquelles le lubrifiant newtonien est mélangé avec un peu d'additifs à longue chaîne. Jusqu'ici il y a eu beaucoup d'études se concentrant sur l'un et les incidences non newtoniennes bidimensionnelles par les fluides micropolaires modèlent [20] ; [21]. Par exemple, Lin [22] a présenté une analyse de la rupture de film et des frontières de réforme dans un coussinet fini avec les fluides micropolaires. On l'a constaté que le coefficient de frottement

de la condition affamée est en général plus haut que celui de l'état inondé, mais la capacité de charge ou la force de friction de l'état affamé tend à être inférieure à celle de l'état inondé.

L'étude de Khonsari [23] a prouvé que les fluides micropolaires montrent un bienfait parce que la portance est sensiblement augmentée et le coefficient de frottement est inférieur cela du lubrifiant newtonien. DAS et al [24] a effectué une étude des effets rhéologiques des fluides micropolaires sur la représentation de lubrification des coussinets mauvais. Les résultats ont indiqué que les effets des fluides micropolaires augmentent la portance et réduisent le paramètre de frottement dans la condition de désalignement.

Wang et Zhu [21] ont présenté l'étude des caractéristiques des coussinets dynamiquement chargés avec les fluides micropolaires.

On lui a montré, comparé aux lubrifiants newtoniens, que sous un chargement dynamique les lubrifiants micropolaires produisent une augmentation évidente de la pression de film d'huile et de l'épaisseur de film d'huile, mais à une diminution de l'écoulement latéral de fuite. On lui a également montré que le coefficient de frottement pour un coussinet dynamiquement chargé avec les fluides micropolaires est en général plus haut que ce des fluides newtoniens, qui n'est pas identique que les résultats pour un coussinet solidement chargé.

Cependant, on le note également que jusqu'à présent presque toutes les études utilisant le modèle micropolaire de fluides sont limitées à l'analyse isotherme. Ils n'incluent pas les effets importants, tels que le courant ascendant et les effets de cavitation. L'objectif de ce document est d'étudier le comportement non newtonien des coussinets lubrifiés avec les fluides micropolaires considérant thermiques et les effets cavitants. Les effets de différentes valeurs de paramètre micropolaire sur la représentation de l'incidence, telle que la distribution de pression, le champ de la température, le coefficient de frottement, l'écoulement latéral de fuite, et ainsi de suite, sont présentés.

Les fluides micropolaires [19] proviennent d'une simplification de la théorie des micro fluides [25] de 22 coefficients de viscosité à 6 coefficients de viscosité ( $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $k_v$ ,  $\mu$  et  $\lambda$ ) 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.3.1. Les équations de la lubrification micropolaire :

Les équations de fluide micropolaire compressible sont proposé par Eringen sous la forme vectorielle [19]:

Conservation de masse :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (pV) = 0 \quad (I.1)$$

Conservation de quantité de mouvement linéaire :

$$-\nabla p + (\lambda + 2\mu)\nabla\nabla \cdot V + k_v\nabla \times \omega - \left(\mu + \frac{k_v}{2}\right)\nabla \times \nabla \times V + pf_v = p \frac{DV}{Dt} \quad (I.2)$$

Conservation de quantité de mouvement angulaire :

$$(\alpha + \beta + \gamma_v)\nabla\nabla \cdot \omega - \gamma_v\nabla \times \nabla \times \omega + k_v\nabla \times V - 2k_v\omega + pf_c = pj \frac{D\omega}{Dt} \quad (I.3)$$

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

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

$\mu$  et  $\lambda$  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 ;  $\omega$  est le vecteur de giration ;  $\rho$  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 microinertie d'autres, le rayon de giration.

La nature compressible du fluide est caractérisée par la première équation. Si en considérant un fluide incompressible l'équation (I.1) 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.2) exprime la variation totale du champ de vitesse  $V$  par rapport au temps [26].

$$\frac{DV}{Dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V \quad (I.4)$$

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  $(\lambda + 2\mu)\nabla\nabla.V$  qui provient des effets de cisaillement, le troisième terme est  $k_v\nabla \times \omega - (\mu + \frac{k_v}{2})\nabla \times \nabla \times V$  nouveau, il représente les effets produits par la rotation des microstructures.

Ce nouveau terme contient une différence entre la giration  $\omega$  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.[26]

L'équation (I.3) décrit l'évolution de la giration, on considère la variation totale de cette variable :

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\partial\omega}{\partial t} + V.\nabla\omega \quad (I.5)$$

Pour tenir compte les différents effets de rotation, nous nous retrouvons avec quatre nouveaux coefficients  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma\nu$  et  $k_v$ . Pour les deux premiers coefficients ( $\alpha$  et  $\beta$ ) aucun sens physique clair n'a été donné.  $\gamma\nu$  est un coefficient de viscosité du fluide micropolaire. Le coefficient  $k_v$  permet l'échange de quantité de mouvement angulaire entre le milieu et les microstructures, certains auteurs [27] ; [28] appellent ce dernier 'the spin viscosity.

### I.3.2. 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.

## Chapitre I : Étude Bibliographique

---

Trois autres hypothèses sont faites :

1. Les surfaces des patins sont lisses, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de rugosité de surface.
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 :

$$V = (u_1, u_2, u_3) \text{ et } \omega = (\omega_1, 0, \omega_3) \quad (\text{I.6})$$

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

$$\frac{1}{2}(2\mu + k_v) \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial \omega_3}{\partial y} - \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (\text{I.7})$$

$$\frac{1}{2}(2\mu + k_v) \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial \omega_1}{\partial y} - \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (\text{I.8})$$

$$\gamma_v \frac{\partial^2 \omega_3}{\partial y^2} - k_v \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} - 2k_v \cdot \omega_3 = 0 \quad (\text{I.9})$$

$$\gamma_v \frac{\partial^2 \omega_1}{\partial y^2} + k_v \frac{\partial u_3}{\partial y} - 2k_v \cdot \omega_1 = 0 \quad (\text{I.10})$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial u_2}{\partial y} + \frac{\partial u_3}{\partial z} = 0 \quad (\text{I.11})$$

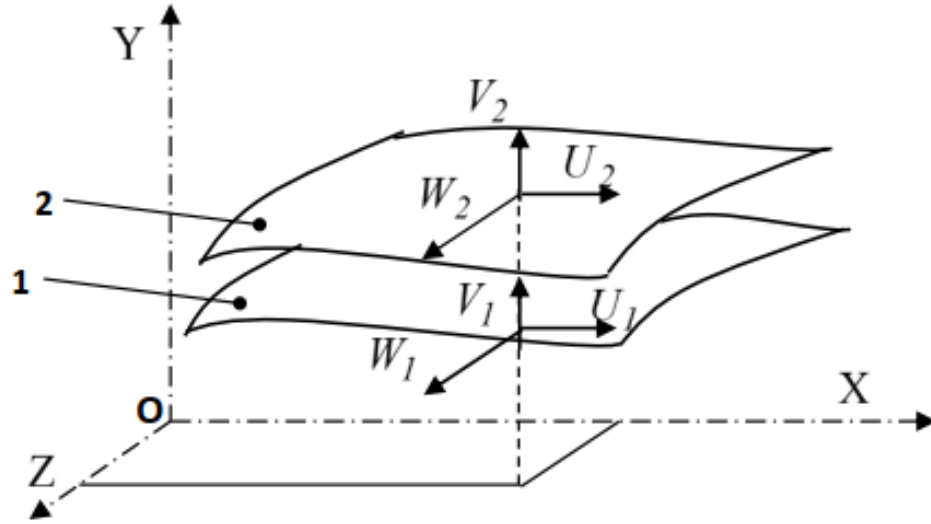
$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (\text{I.12})$$

Pour la couche du lubrifiant (figure I.10) les conditions aux limites sont :

$$y = 0 \begin{cases} u_1 = U_1 \\ u_2 = 0 \\ u_3 = 0 \end{cases} \quad ; \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0 \quad (\text{I.13})$$

$$y = h \begin{cases} u_1 = U_2 \\ u_2 = V_2 + U_2 \frac{\partial h}{\partial x} \\ u_3 = 0 \end{cases} \quad ; \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0$$

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.10** : Géométrie et cinématique du contact.

Les expressions des vitesses  $u_1$ ,  $u_3$  et les vitesses angulaires des microstructures  $\omega_1$ ,  $\omega_3$  comme résultat de la résolution des équations (I.7-I.12) prendre en compte les conditions aux limites (I.13) sont :

$$u_1 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left[ \frac{y^2}{2} - \frac{N^2 h}{m} \frac{\text{ch}(my) - 1}{\text{sh}(mh)} \right] + U_1 + \frac{D_1}{1-N^2} \left( y - \frac{N^2}{m} \left[ \text{sh} my - \frac{(\text{ch}(my)-1)(\text{ch}(mh)-1)}{\text{sh}(mh)} \right] \right) \quad (\text{I.14})$$

$$u_3 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \left[ \frac{y^2}{2} - \frac{N^2 h}{m} \frac{\text{ch}(my) - 1}{\text{sh}(mh)} \right] + \frac{D_2}{1-N^2} \left( y - \frac{N^2}{m} \left[ \text{sh} my - \frac{(\text{ch}(my)-1)(\text{ch}(mh)-1)}{\text{sh}(mh)} \right] \right) \quad (\text{I.15})$$

$$\omega_1 = - \left[ \frac{D_2}{2(1-N^2)} (\text{ch}(my) - 1) + \frac{\text{sh}(my)}{\text{sh}(mh)} \left[ \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{D_2}{2(1-N^2)} (\text{ch}(my) - 1) \right] - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y \right] \quad (\text{I.16})$$

$$\omega_3 = \frac{D_1}{2(1-N^2)} (\text{ch}(my) - 1) + \frac{\text{sh}(my)}{\text{sh}(mh)} \left[ \frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{D_1}{2(1-N^2)} (\text{ch}(mh) - 1) \right] - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y \quad (\text{I.17})$$

Où :

$$D_1 = - \frac{(1-N^2)}{2} \left( \frac{h}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + (u_1 - u_2) / \left[ \frac{h}{2} - \frac{N^2}{m} \frac{(\text{ch}(mh)-1)}{\text{sh}(mh)} \right] \right) \quad (\text{I.18})$$

$$D_2 = - \frac{(1-N^2)}{2} \frac{h}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (\text{I.19})$$

$$N = \left( \frac{k_v}{2\mu + k_v} \right)^{0.5} ; l_m = \left( \frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{0.5} ; m = \frac{N}{l_m} \quad (\text{I.20})$$

$N$  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.11) le long de  $y$  on obtient :

$$V_2 = \left( \frac{\partial}{\partial x} \int_0^h u_1 \partial y + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^h u_3 \partial y + U_3 \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad (\text{I.21})$$

Puis en remplaçant  $u_1$  et  $u_3$  de l'équation (I.14), (I.15) et considérant  $V_2$  comme la vitesse d'écrasement c'est-à-dire  $V_2 = \frac{\partial h}{\partial t}$  on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( G(h, l_m, N) \frac{\partial p}{\partial x} \right) + G(h, l_m, N) \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 12 \frac{\partial h}{\partial t} + 6(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (\text{I.22})$$

Où :

$$G(h, l_m, N) = \frac{h}{\mu} \left[ h^2 + 12l_m^2 - 6Nl_m h \frac{1 + \text{ch}(Nh/l_m)}{\text{sh}(Nh/l_m)} \right] \quad (\text{I.23})$$

L'équation (I.22) est l'équation de Reynolds modifiée pour le fluide micropolaire et quand  $lm$  est mis à zéro. L'équation (I.22) se réduit à la forme classique de l'équation de Reynolds.

### **I.3.3. Application de la lubrification micropolaire :**

ZAHEERUDDIN et al [29] 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 [30] avec des paliers courts.

L'étude de KHONSARI et BREWE [31] sur les performances d'un palier infiniment long lubrifié avec des fluides micropolaires a confirmé plus tard les avantages des 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 [32] ont utilisé une approche numérique pour étudier le comportement nonnewtonien d'un fluide micropolaire lubrifier un palier fini. Ils ont considéré les effets thermiques et les effets de cavitation.

En 2010, RAHMATABADI et al [33] 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 noncircularité 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 [34].

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

### **I.4.Dynamique du rotor :**

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.

Au fur et à mesure que la vitesse de rotation d'un objet tournant augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil, sa vitesse critique. Cette évolution est souvent excitée par un déséquilibre de la structure tournante. Si l'ampleur de la vibration à ces vitesses critiques devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire. Une turbomachine peut également développer des instabilités liées à sa construction interne, entraînant également des défaillances catastrophiques. Pour l'ingénieur qui conçoit de grands rotors, avoir recours uniquement à d'onéreux prototypes et tests physiques est un véritable handicap [35].

#### **I.4.1.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.

- 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.



**Figure I.11** : Rotors flexible [36].

### **I.4.2. Classifications des rotors :**

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

#### **I.4.2.1. 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 [37]

#### **I.4.2.2. Rotor flexible :**

Un rotor est généralement considéré comme étant flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle. Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible [38].



### **I.5. Conclusion :**

Ce premier chapitre portant sur la recherche bibliographique, nous a permis de citer les différents types de paliers et leurs principes de fonctionnement, aussi leurs avantages et inconvénients, et une analyse sur la lubrification hydrostatique .

Nous avons évoqué aussi les fluides micropolaires et démontré l'équation de Reynolds modifié pour ce fluide .

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

**CHAPITRE II**  
**PALIER HYDROSTATIQUE**  
**A QUATRE PATINSLUBRIFIÉ**  
**PAR UN FLUIDE MICROPOLAIRE**

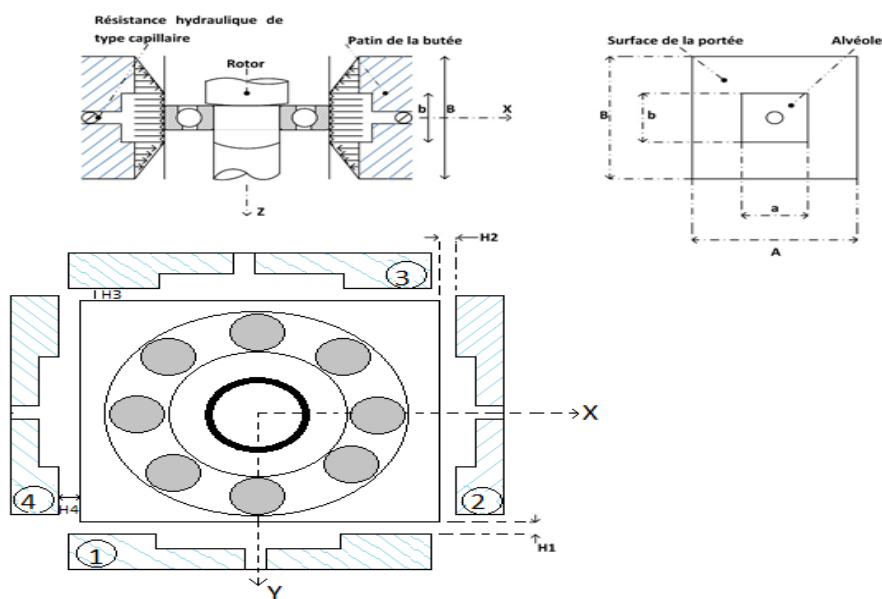
**II.1. Introduction**

L'objectif de ce chapitre est de calculer les caractéristiques dynamique d'un palier hydrostatique à quatre patins, telles que, le coefficient de raideur, le taux d'amortissement et le coefficient d'amortissement dus à l'existence du film lubrifiant qui est déterminé par la résolution de l'équation de Reynolds pour la lubrification micropolaire.

La méthode utilisée est la méthode analytique dans le contexte du palier hydrostatique infiniment long.

**II.2. Étude d'un palier hydrostatique à quatre patins**

La (figure II.1) montre un palier à roulement supporté sur un palier hydrostatique constitué de quatre patins. Comme le montre cette illustration, tous les patins sont identiques. Les indices 1, 2, 3 et 4 se rapportent respectivement aux caractéristiques des patins plats hydrostatiques inférieur, droit, supérieur et gauche. Chaque patin est alimenté avec un lubrifiant 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.



**Figure II.1:** Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins

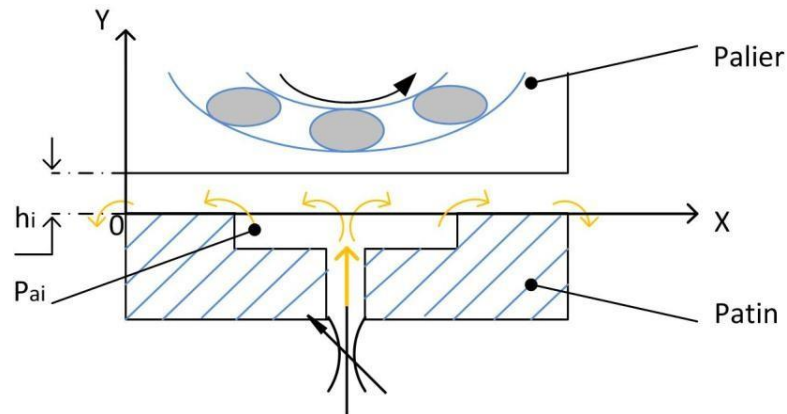
Où:

$h_i$  : représente l'épaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet n°i.

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

La (figure II.2) montre une butée hydrostatique à simple effet n°i, qui est constituée par une partie

fixe appelée patin à une alvéole centrale et une partie mobile qui est le palier à roulement. Ce dernier est mobile et animé d'une vitesse linéaire  $\dot{h}$



**FigureII.2:** Schéma d'une butée hydrostatique à simple effet.

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

L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°1:

$$h_1 = h_0 - e_y \tag{II.1}$$

L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°2 :

$$h_2 = h_0 - e_x \tag{II.2}$$

L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°3:

$$h_3 = h_0 + e_y \tag{II.3}$$

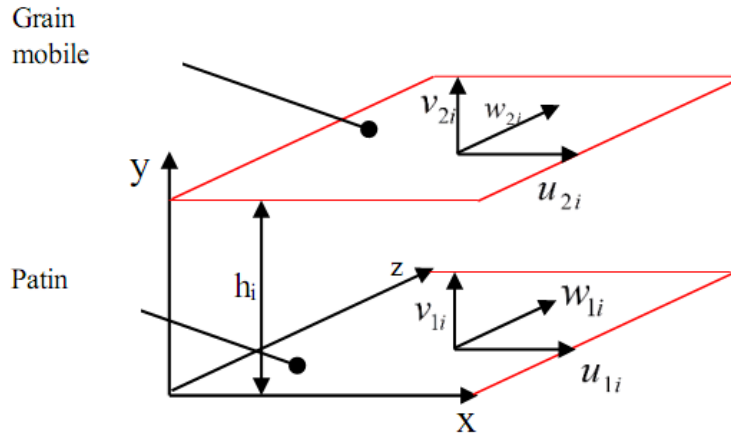
L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°4:

$$h_4 = h_0 + e_x \tag{II.4}$$

Où :  $e_x$  et  $e_y$  sont les excentricités suivant x et y respectivement.

### II.2.1.L'équation de Reynolds modifiée :

La résolution de l'équation de Reynolds nous permet de calculer la distribution de pression. Le travail ci-dessous montre l'obtention de la solution de cette équation par la méthode des différences finies. La procédure intègre les hypothèses suivantes : a) il n'y a pas de glissement entre le fluide et les patins du palier, et b) les conditions aux limites associées au champ de vitesse sont représentées sur (figureII.3):



**Figure II.3 :** Conditions aux limite d'un butée hydrostatique.

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

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

Où:

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

$U_{2i} ; V_{2i} = \dot{h}$  et  $W_{2i}$  sont respectivement les vitesses des surface du grain mobile relatives à la butée à simple effet n°i dans les directions X,Yet Z.

Avec ces conditions et pour un fluide incompressible, laminaire, et isovisqueux, l'équation de Reynolds modifiée pour un fluide micropolaire (I.22) peut être écrite comme :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (G(h_i, l_m, N)) \frac{\partial p_i}{\partial x_i} + G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12\dot{h}_i \quad (II.5)$$

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

$$N = \left( \frac{k_v}{2\mu+k_v} \right)^{1/2} ; \mu_v = \mu + \frac{1}{2}k_v ; l_m = \left( \frac{\gamma_v}{4\mu} \right)^{1/2} \quad (II.7)$$

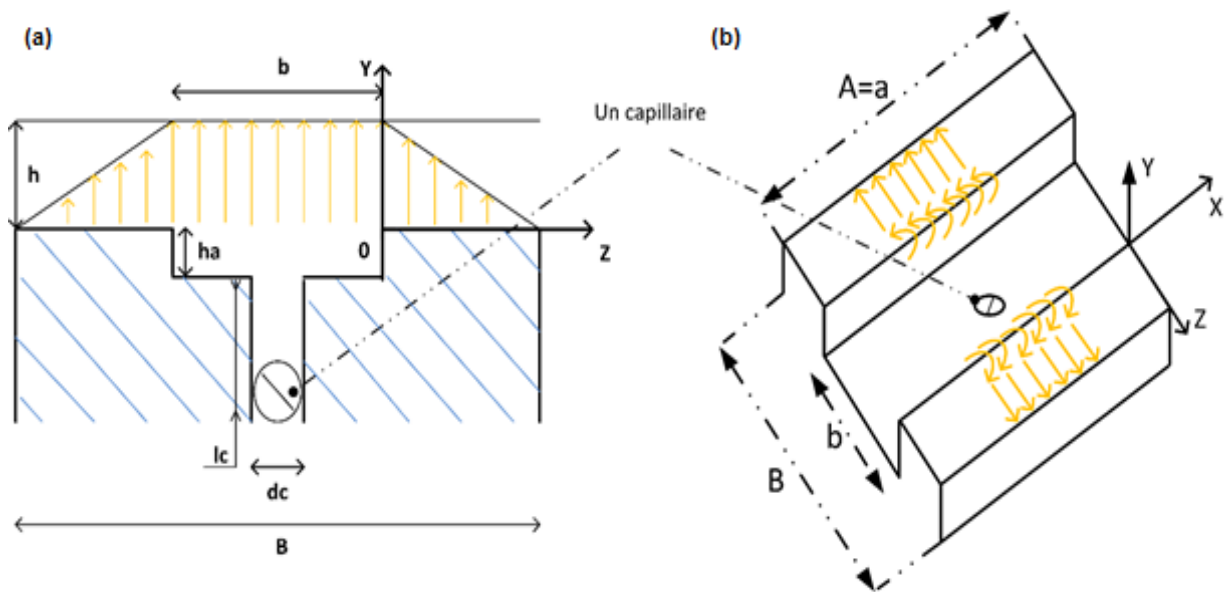
$p_i$  est le champ de pression micropolaire pour chaque patin ;  $\mu$  et  $\mu_v$  représentent le coefficient de viscosité du fluide newtonien et le coefficient de viscosité dynamique du fluide micropolaire, respectivement.

• **Les conditions aux limites :**

Afin de résoudre l'équation de Reynolds modifiée, on suppose que:

- À la limite externe, les pressions des nœuds sont nulles .
- La pression dans l'alvéole est constante et égal à  $P_a$  .
- Le débit sortant est égal au débit entrant .

**II.3.Palier hydrostatique infiniment long**



**Figure II.4 :** Palier hydrostatique infiniment long [18].

La (figureII.4.a) montre une coupe longitudinale et les détails géométriques d'un palier hydrostatique infiniment long où "b" est la largeur d'alvéole, "h" est l'épaisseur du film, "ha" est la hauteur d'alvéole, "lc" est la longueur de capillaire et "dc" est le diamètre du capillaire. La (figureII.4.b) montre un palier hydrostatique infiniment long alimenté par des capillaires ; où "A" correspond à la longueur du palier, "a" correspond à la longueur d'alvéole et "B " la largeur du palier

II.3.1. La distribution de pression

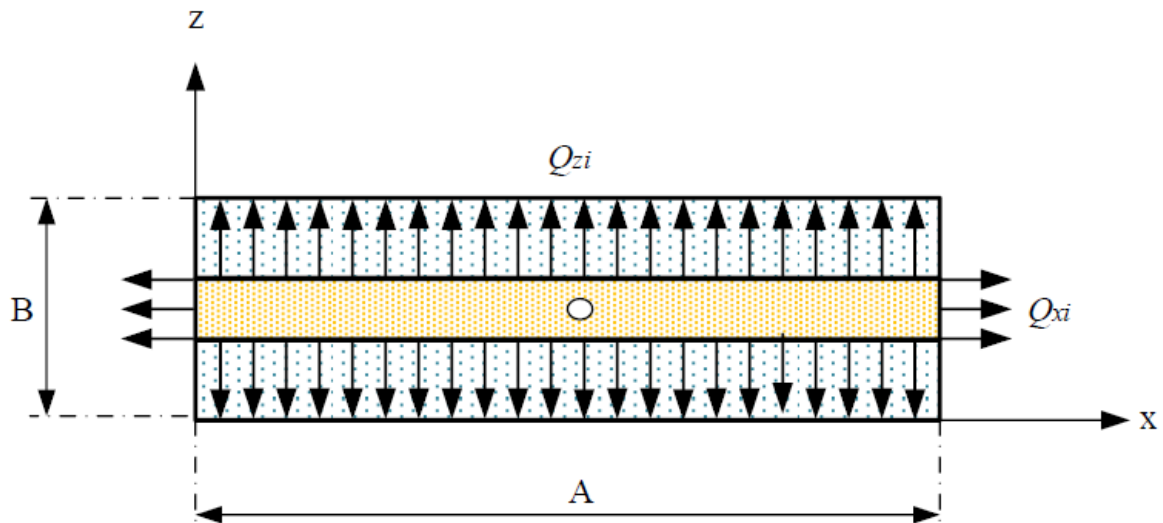


Figure II.5 : Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue.

D'où :

Débit volumique sortant suivant l'axe x relatif à la butée à simple effet n°i.  $Q_{xi}$

Débit volumique sortant suivant l'axe z relatif à la butée à simple effet n°i.  $Q_{zi}$

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

$$Q_{xi} \ll Q_{zi} \Rightarrow \frac{dp_i}{dx} = 0 \quad (II.8)$$

Par conséquent l'équation de Reynolds (II.5) se réduit à :

$$G(h_i, l_m, N) \frac{\partial^2 p_i}{\partial z_i^2} = 12\dot{h}_i \quad (II.9)$$

Par double intégration de l'équation (II.9) on obtient :

$$p_i = \frac{6\dot{h}_i}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 + C_1 Z + C_2 \quad (II.10)$$

Où :  $C1$  et  $C2$  sont des constantes.

Avec les conditions aux limites de la pression (Figure II.4) :

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

On remplace dans L'équation (II.10) :

$$\begin{cases} p_a = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (0)^2 + C_1(0) + C_2 \Rightarrow C_2 = p_a \\ 0 = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1)^2 + C_1(b_1) + p_a \Rightarrow C_1 = -\left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b_1 + \frac{p_a}{b_1}\right) \end{cases} \quad (\text{II.11})$$

On obtient :

$$p_i = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 - \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b_1 + \frac{p_a}{b_1}\right) Z + p_a \quad (\text{II.12})$$

- Pour  $-(b_1 + b) \leq Z \leq -b$  :  $\begin{cases} p = p_a & \text{pour } Z = -b \\ p = 0 & \text{pour } Z = -(b_1 + b) \end{cases}$
- On remplace dans L'équation (II.10) :

$$\begin{cases} p_a = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b)^2 + C_1(-b) + C_2 \dots \end{cases} \quad (\text{II.13})$$

$$\begin{cases} 0 = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + b)^2 - C_1(b_1 + b) + C_2 \Rightarrow 0 = -\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + b)^2 + C_1(b_1 + b) - C_2 \end{cases} \quad (\text{II.14})$$

(II.13) + (II.14) on obtient :

$$\begin{cases} p_a = -\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1^2 + 2b_1b) + C_1(b_1) \Rightarrow C_1 = \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + 2b) + \frac{p_a}{b_1}\right) \\ C_2 = \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b + \frac{p_a}{b_1}\right) (b_1 + b) \end{cases} \quad (\text{II.15})$$

$$p_i = \frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} Z^2 + \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} (b_1 + 2b) + \frac{p_a}{b_1}\right) Z + \left(\frac{6\dot{h}_l}{G(h_i, l_m, N)} b + \frac{p_a}{b_1}\right) (b_1 + b) \quad (\text{II.16})$$



### II.3.2. La charge portante

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

$$F_{pi} = \int_{S_1} p_i ds_i = \int_{S_1} p_a ds_1 + 2 \int_{S_2} p_i ds_2 \quad (\text{II.17})$$

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 :

$$F_{pi} = A \left[ (b_1 + b) p_a - \frac{2h_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 \right] \quad (\text{II.18})$$

On peut écrire cette relation sous une forme plus générale :

$$F_{pi} = \beta_i p_s S K_f - \frac{2h_i}{G(h_i, l_m, N)} b_1^3 A \quad (\text{II.19})$$

Où :

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

$$K_f = 1 - \left( \frac{b_1}{B} \right) \quad (\text{II.20})$$

$\beta_i$ : représente le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe relative à la butée à simple effet tel que :

$$\beta_i = \left( \frac{p_a}{p_s} \right) \quad (\text{II.21})$$

### II.3.3. Débit du lubrifiant

#### II.3.3.1. Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z

La vitesse du fluide est donnée par la relation [39]:

$$u_{zi} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p_i}{\partial z_i} \left[ \frac{y_i^2}{2} - \frac{N^2 h_i}{m} \frac{ch(my_i) - 1}{sh(mh_i)} \right] + \frac{D_2}{1 - N^2} \left( y_i - \frac{N^2}{m} \left[ sh(my_i) - \frac{(ch(my_i) - 1)(ch(mh_i) - 1)}{sh(mh_i)} \right] \right) \quad (\text{II.22})$$

Avec:

$$D_2 = - \frac{(1 - N^2) h_i}{2} \frac{\partial p_i}{\mu \partial z_i} \quad (\text{II.23})$$

$$m = \frac{N}{l_m} \quad (\text{II.24})$$

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

$$Q_{szi} = L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = b) - L \int_0^{h_i} u_{zi}(Z = -b_1 - b) dy \quad (\text{II.25})$$

$$Q_{szi} = \frac{L(p_{ai}G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2)}{6b_1} \quad (\text{II.26})$$

En introduisant le coefficient du débit  $K_q$  :

$$K_q = \frac{L}{6b_1} \quad (\text{II.27})$$

On obtient :

$$Q_{szi} = K_q(p_{ai}G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) \quad (\text{II.28})$$

Ou bien :

$$Q_{szi} = K_q(\beta_1 p_s G(h_i, l_m, N) - 6\dot{h}_i b_1^2) \quad (\text{II.29})$$

### II.3.3.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole

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

$$Q_{vi} = \frac{dV_i}{dt} \quad (\text{II.30})$$

Avec :  $\begin{cases} V_i = S_1 \times e_i \\ e_i = h_i + h_a \end{cases}$

Où :

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

$S_1$ : Surface de l'alvéole

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

$h_a$ : 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°i.

Ainsi :

$$Q_{vi} = S_1 \frac{dh_i}{dt} = S_1 \dot{h}_i \quad (\text{II.31})$$

### II.3.3.3. Débit des résistances hydrauliques de type capillaire

Parmi les types de résistances hydrauliques les plus fréquemment utilisés, on cite les types capillaires (Figure II.6).

Un capillaire est un tube relativement long dont le rapport de la longueur au rayon  $r_c$  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 :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu l_c} (p_s - p_a) \quad (\text{II.32})$$

Soit le coefficient du capillaire  $K_{pc}$  :

$$K_{pc} = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c} \quad (\text{II.33})$$

On obtient :

$$Q_{ri} = \frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_a) \quad (\text{II.34})$$

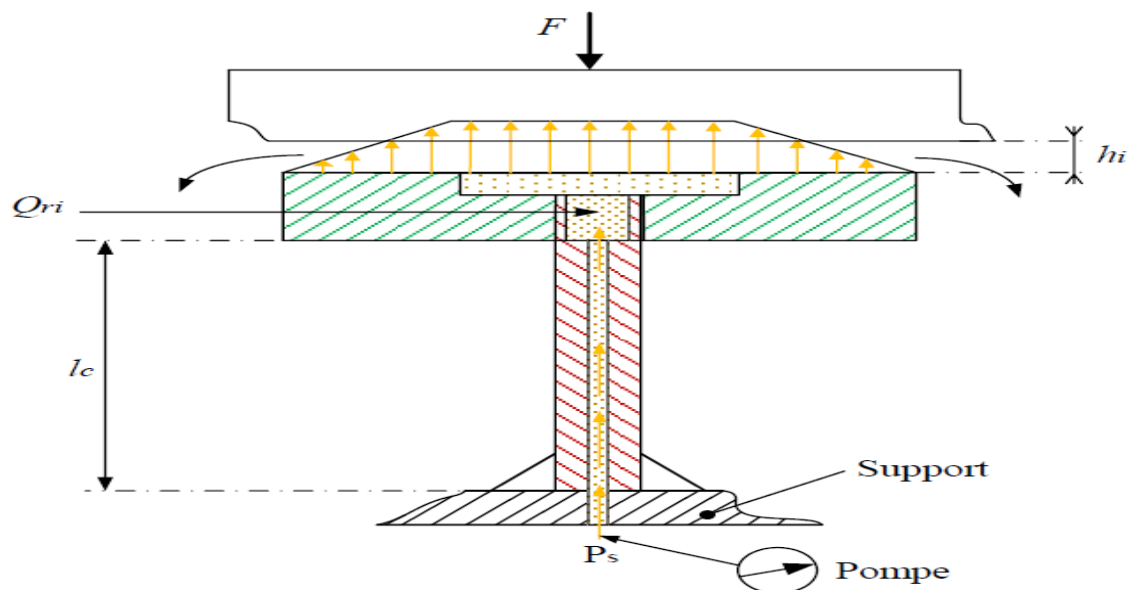
Avec :

$p_a$ : 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. ,

$\mu$ : Viscosité dynamique .



**Figure II.6 :** Résistance hydraulique de type capillaire.

### II.3.4. La pression d'alvéole

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

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

$$Q_{ri} = Q_{oi} \quad (\text{II.35})$$

Où :

$$Q_{oi} = Q_{vi} + Q_{szi} \quad (\text{II.36})$$

Où :

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

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

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

L'équation (II.34) peut s'écrire comme suit :

$$Q_{ri} = \frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_a) = Q_{vi} + Q_{szi} \quad (\text{II.37})$$

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

Soit :

$$Q_{ri} = \frac{K_{pc}}{\mu} (p_s - p_a) = S_1 \dot{h}_i + K_q (p_a G(h_i, l_m, N) - 6 \dot{h}_i b_1^2) \quad (\text{II.38})$$

Ainsi donc :

$$p_a = \frac{K_{pc} p_s + \mu \dot{h}_i (6 K_q b_1^2 - S_1)}{K_q \mu G(h_i, l_m, N) + K_{pc}} \quad (\text{II.39})$$

### **II.3.5. La charge totale**

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

$$F_x = F_{P4} - F_{P2} \quad (\text{II.40})$$

$$F_y = F_{P1} - F_{P3} \quad (\text{II.41})$$

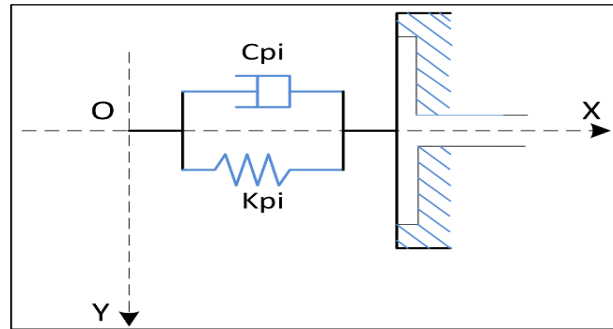
Donc la charge totale s'écrit :

$$F_T = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (\text{II.42})$$

#### II.4. Caractéristiques dynamiques

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

Cette analyse linéaire du comportement d'une butée autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par des coefficients de raideur et d'amortissement (figure II.7) .



**Figure II.7 :** Schématisation de la raideur et l'amortissement pour une butée hydrostatique

La détermination de ces coefficients permet de :

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

##### a) Coefficients dynamique d'une butée hydrostatique à simple effet

Le calcul des coefficients dynamiques se fait par une méthode dite de petits déplacements et de petites vitesses. Si on impose un petit déplacement et une petite vitesse de déplacement au voisinage de la position d'équilibre statique  $(x_0, y_0)$  colinéaire à l'axe(0.x), on peut écrire: [4]

$$F_{pi}(x_0 + x_i, y_0, \dot{x}_i, \dot{y}_i = 0) = F_{pi}(x_0, y_0, 0, 0) + x_i \left( \frac{\partial F_{pi}}{\partial x_i} \right)_0 + \dot{x}_i \left( \frac{\partial F_{pi}}{\partial \dot{x}_i} \right)_0 + \dots \quad (\text{II.43})$$

On se limitant au premier ordre, on peut écrire la relation (II.42) comme suit :

$$F_{pi}(x_0 + x_i, y_0, \dot{x}_i, \dot{y}_i = 0) = F_{pi}(x_0, y_0, 0, 0) = -K_{pi}x_i - C_{pi}\dot{x}_i \quad (\text{II.44})$$

Les coefficients  $k_{pi}$  et  $c_{pi}$  représentent les coefficients de raideur et d'amortissement dus à l'existence du film lubrifiant dans la butée hydrostatique à simple effet n°i, au voisinage du point d'équilibre statique. Ils sont obtenus après identification des équations (II.43) et (II.44) comme suit (50)

$$K_{pi} = \left( \frac{\partial F_{pi}}{\partial x_i} \right)_0 \quad (II.45)$$

$$C_{pi} = \left( \frac{\partial F_{pi}}{\partial \dot{x}_i} \right)_0 \quad (II.46)$$

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

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

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

grain mobile défini par :

$$(x_1 = \Delta x_0, y_1 = 0, \dot{x}_1 = 0, \dot{y}_1 = 0)$$

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

$$K_{p1} = - \frac{\partial F_{p1}}{\partial x_1} = - \frac{F_{p1}(x_0 + \Delta x_0, y_0, 0, 0) - F_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\Delta x_0} \quad (II.47)$$

-Calcul de la dérivée  $\left( \frac{\partial F_{pi}}{\partial \dot{x}_i} \right)_0$ , l'équation est résolue pour chaque position définie

Par :

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

$$C_{p1} = - \frac{\partial F_{p1}}{\partial \dot{x}_1} = - \frac{F_{p1}(x_0, y_0, \dot{x}_1, 0) - F_{p1}(x_0, y_0, 0, 0)}{\dot{x}_1} \quad (II.48)$$

### **II.5. Les Coefficients dynamiques équivalents**

Les caractéristiques dynamiques du palier sont écrites comme suit:

$$K_{eqx} = K_{p2} + K_{p4}, K_{eqy} = K_{p1} + K_{p3} \quad (II.49)$$

$$C_{eqx} = C_{p2} + C_{p4}, C_{eqy} = C_{p1} + C_{p3} \quad (II.50)$$

Où  $K_{eqx}$  et  $K_{eqy}$  représentent les coefficients de raideur équivalents dans les directions x et y, respectivement. Alors que  $C_{eqx}$  et  $C_{eqy}$  représentent les coefficients d'amortissement équivalents dans les directions x et y, respectivement.

Le taux d'amortissement  $\zeta$  dans les directions x et y est exprimé comme suit :

$$\zeta_x = \frac{C_{eqx}}{2\sqrt{MK_{eqx}}}, \zeta_y = \frac{C_{eqy}}{2\sqrt{MK_{eqy}}} \quad (II.51)$$

### **II.6.conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude analytique d'un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par un fluide micropolaire.

Nous avons résolu l'équation de Reynolds analytiquement pour calculer la distribution de la pression.

**CHAPITRE III**  
**RESULTATS ET**  
**INTERPRETATIONS**



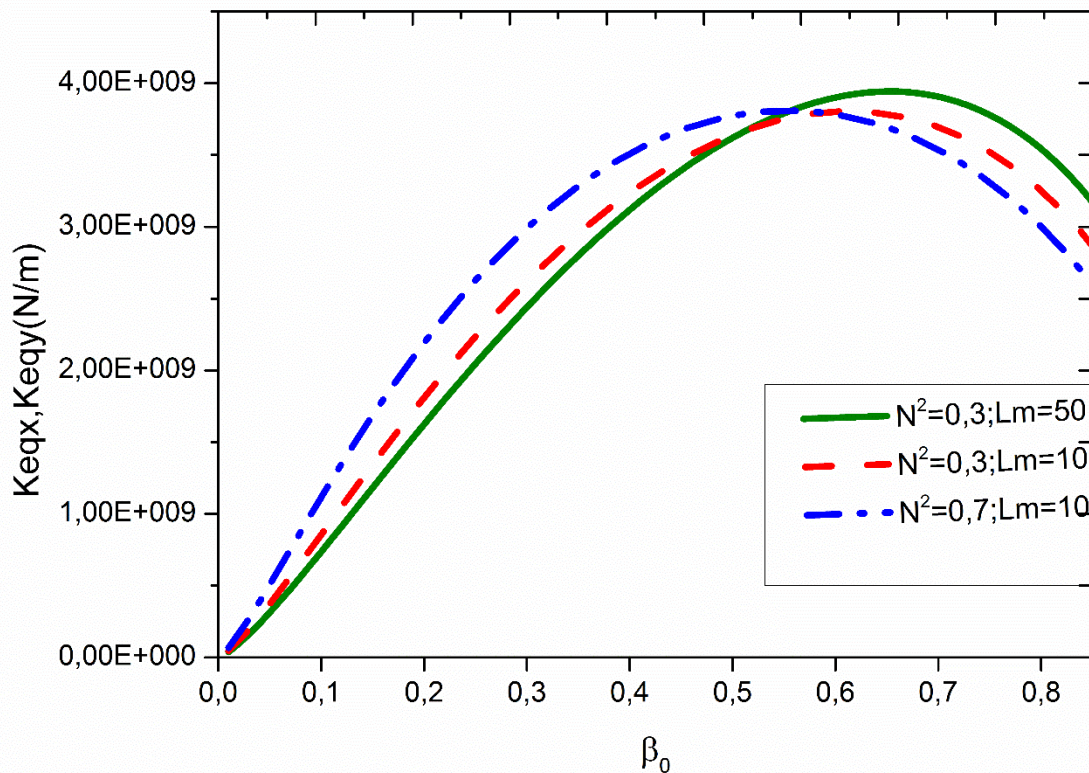
### III.1.Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter et interpréter les résultats obtenus. 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 de type capillaire : longueur :  $l_c = 0.058\text{m}$  , diamètre :  $d_c = 0.0012\text{m}$
- La viscosité dynamique :  $\mu = 0.0135 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
- La masse du rotor :  $M = 10 \text{ kg}$

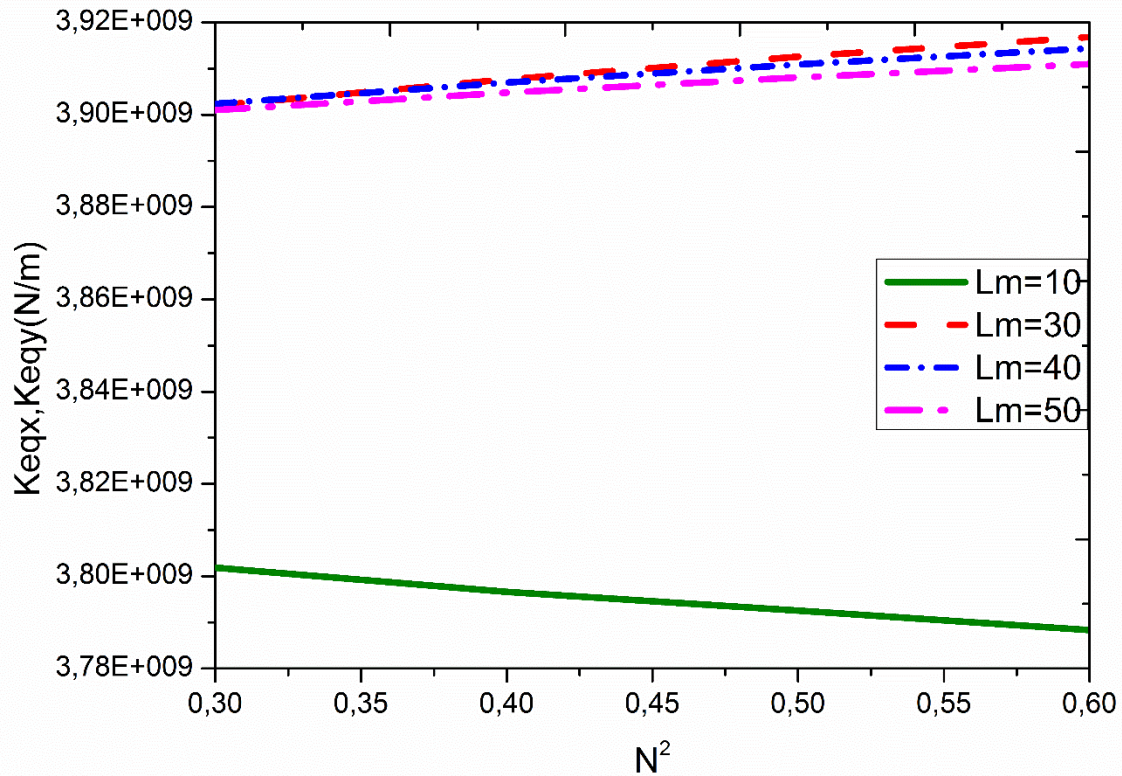
### III.2. Etude de l'influence des paramètres du fluide micropolaire

#### III.2.1. Influence sur le coefficient de raideur



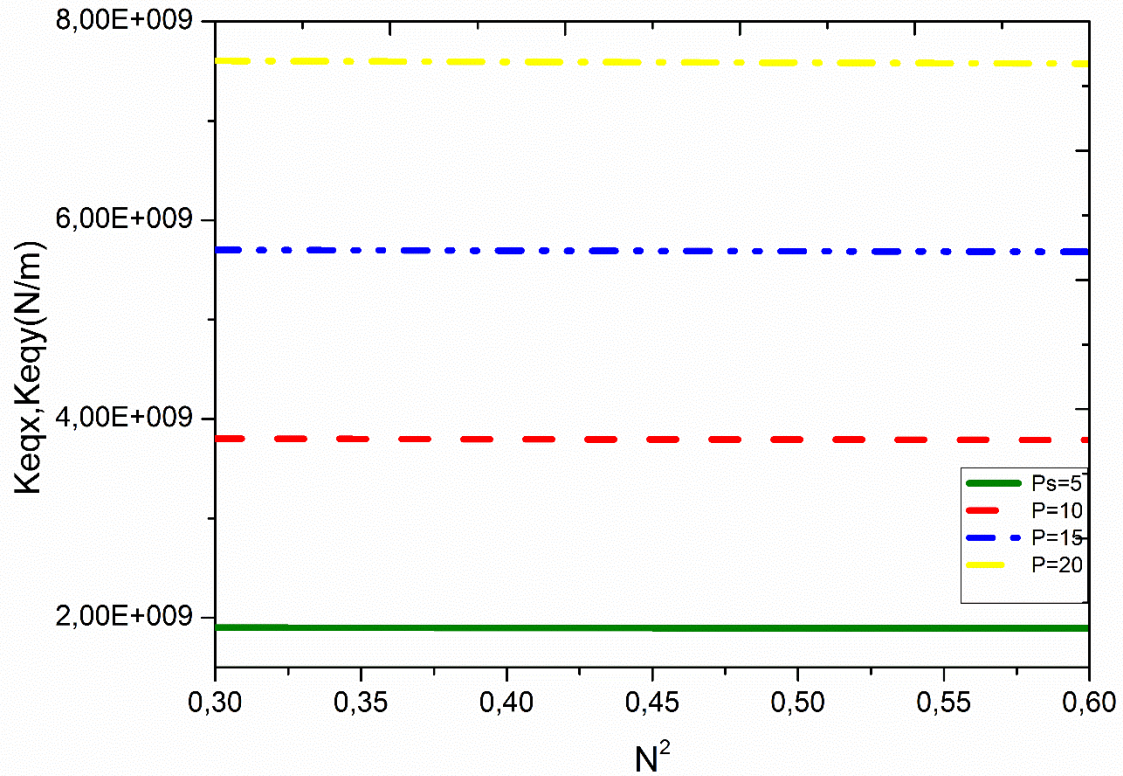
**Figure III.1 :** Variation du coefficient de raideur en fonction de  $\beta_0$  pour différentes valeurs de  $N^2$  et  $Lm$  avec  $\varepsilon=0.2$ .

La Figure III.1 : présente la variation du coefficient de raideur en fonction de  $\beta_0$  pour différente valeur de  $N^2$  et  $L_m$  avec  $\varepsilon=0.2$  , on remarque que pour  $\beta_0 < 0.6$  le coefficient de raideur augmente pour et pour  $\beta_0 > 0.6$  il diminue et ça pour n'importe quelle valeur de  $N^2$  et  $L_m$  .



**Figure III.2 :** Variation du coefficient de raideur en fonction de  $N^2$  pour différentes valeur  $L_m$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_0=0.6$

La Figure III.2: présente les variation du coefficient de raideur en fonction de  $N^2$  pour différentes valeurs de  $L_m$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_0 = 0.6$  on note ici que pour une valeur de  $L_m$  inferieur à 10 le coefficient de raideur diminue.

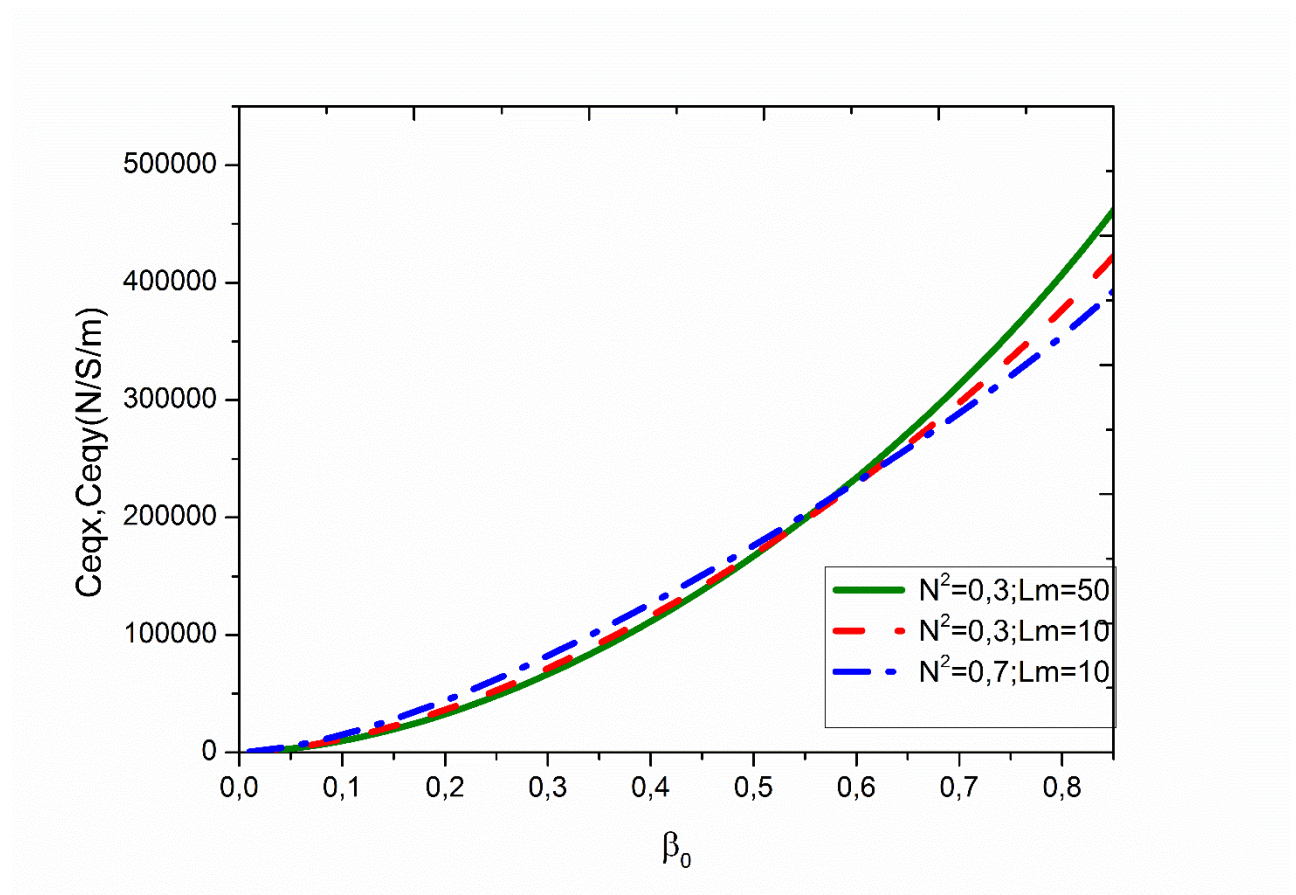


**Figure III.3 :** Variation du coefficient de raideur en fonction de  $N^2$  pour différentes valeur de  $p_s$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_o=0.6$  et  $Lm=10$

La Figure III.3 : présente la variation du coefficient de raideur en fonction de  $N^2$  pour différentes valeur de  $p_s$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_o=0.6$  et  $Lm=10$  , Où l'on remarque que la variation de  $N^2$  n'affecte pas le coefficient de raideur et que l'augmentation de  $p_s$  entraine une augmentation de coefficient de raideur.

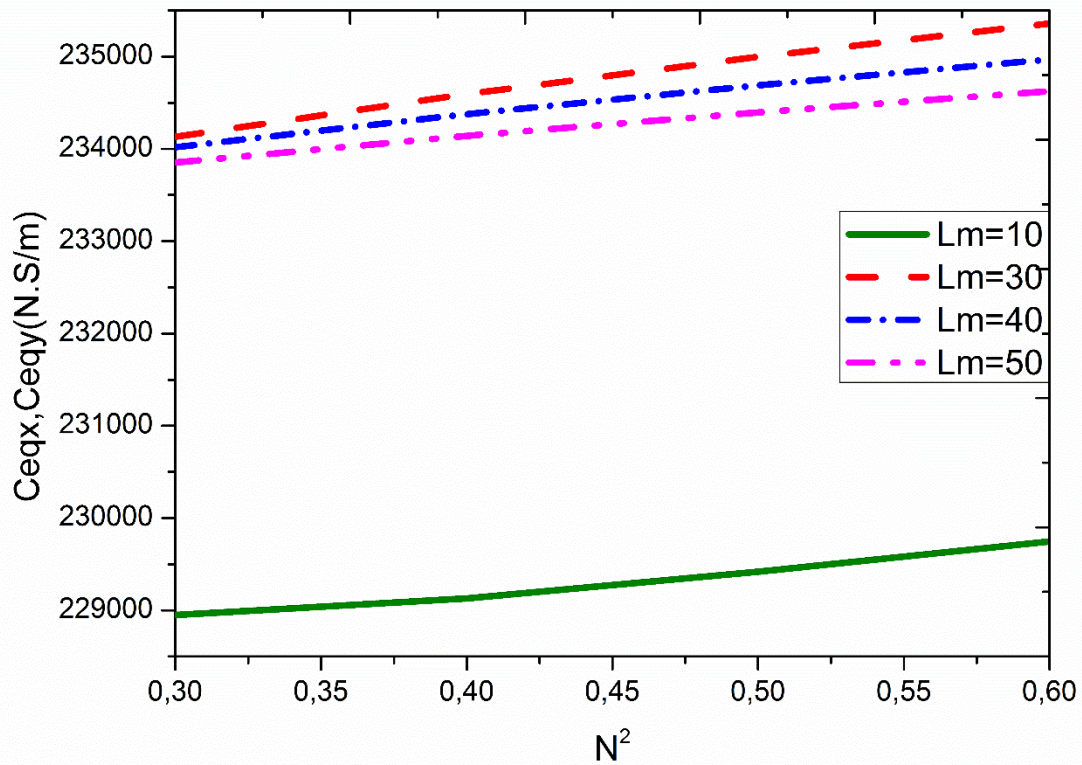


### III.2.2. Influence sur le coefficient d'amortissement



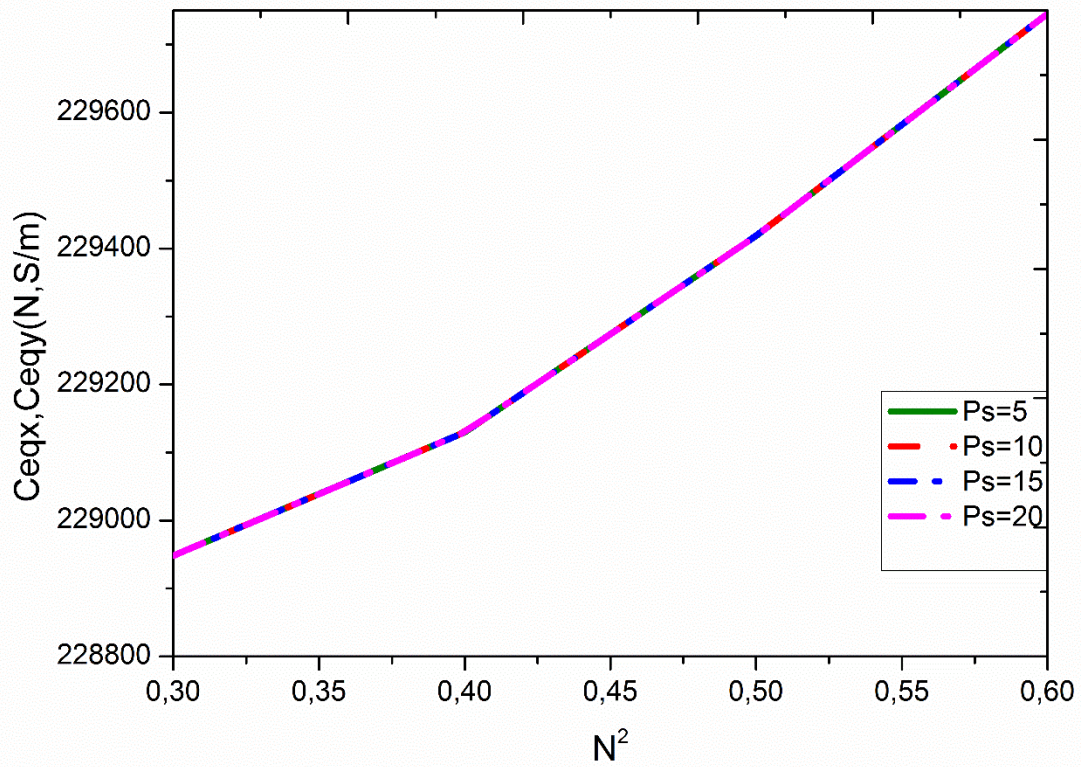
**Figure III.4:** Variation du coefficient d'amortissement en fonction de  $\beta_0$  pour différente valeur de  $N^2$  et  $Lm$  avec  $\varepsilon=0.2$

Figure III.4: présente variation du coefficient d'amortissement en fonction de  $\beta_0$  pour différente valeur de  $N^2$  et  $Lm$  avec  $\varepsilon=0.2$ , on remarque que pour des valeurs élevées de  $N^2$  et faible valeur de  $Lm$  le coefficient d'amortissement à des valeurs maximales et ça pour un rapport de pression inférieur à 0.6



**Figure III.5 :** Variation du coefficient d'amortissement en fonction de  $N^2$  pour différentes valeur  $L_m$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_o=0.6$

La Figure III.5 : présente la variation du coefficient d'amortissement en fonction de  $N^2$  pour différentes valeur  $L_m$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_o=0.6$ , où l'on note qu'une augmentation de  $N^2$  entraîne une augmentation du coefficient d'amortissement et pour petites valeur de  $L_m < 10$  le coefficient d'amortissement a des faibles valeurs.

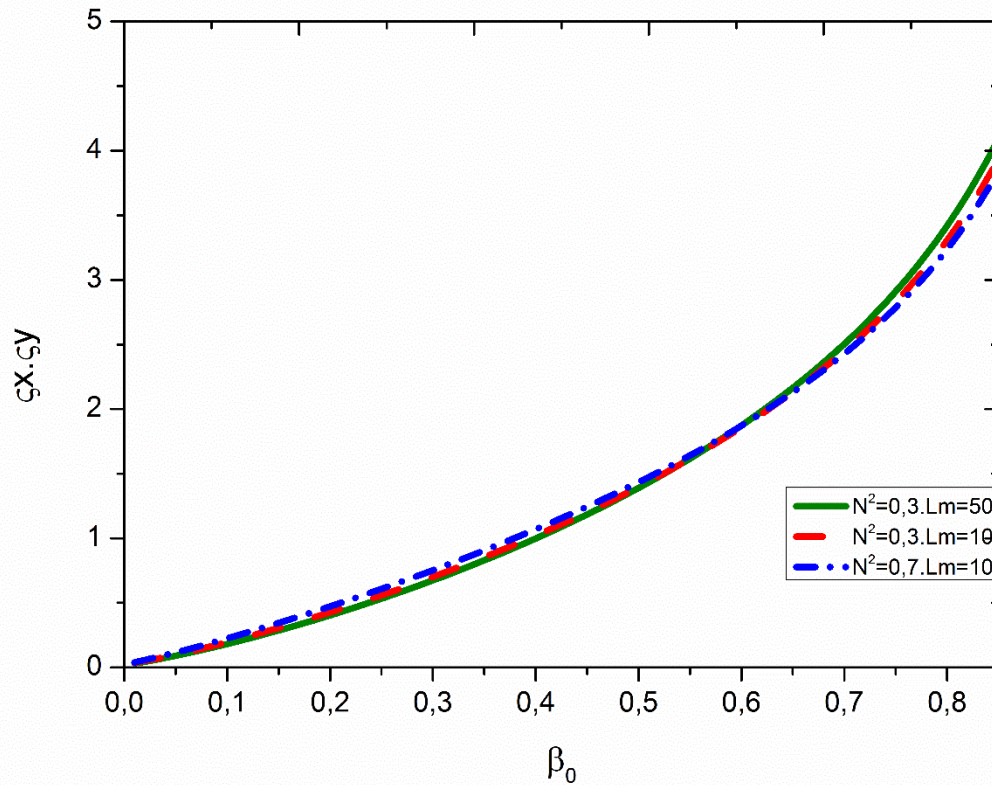


**Figure III.6 :** Variation du coefficient d'amortissement en fonction de  $N^2$  pour différentes valeur de  $p_s$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_o=0.6$  et  $Lm=10$

Figure III.6 : présente la variation du coefficient d'amortissement en fonction de  $N^2$  pour différentes valeur de  $p_s$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_o=0.6$  et  $Lm=10$ , on remarque que la variation de  $N^2$  a un effet sur le coefficient d'amortissement contrairement à la pression d'alimentation.

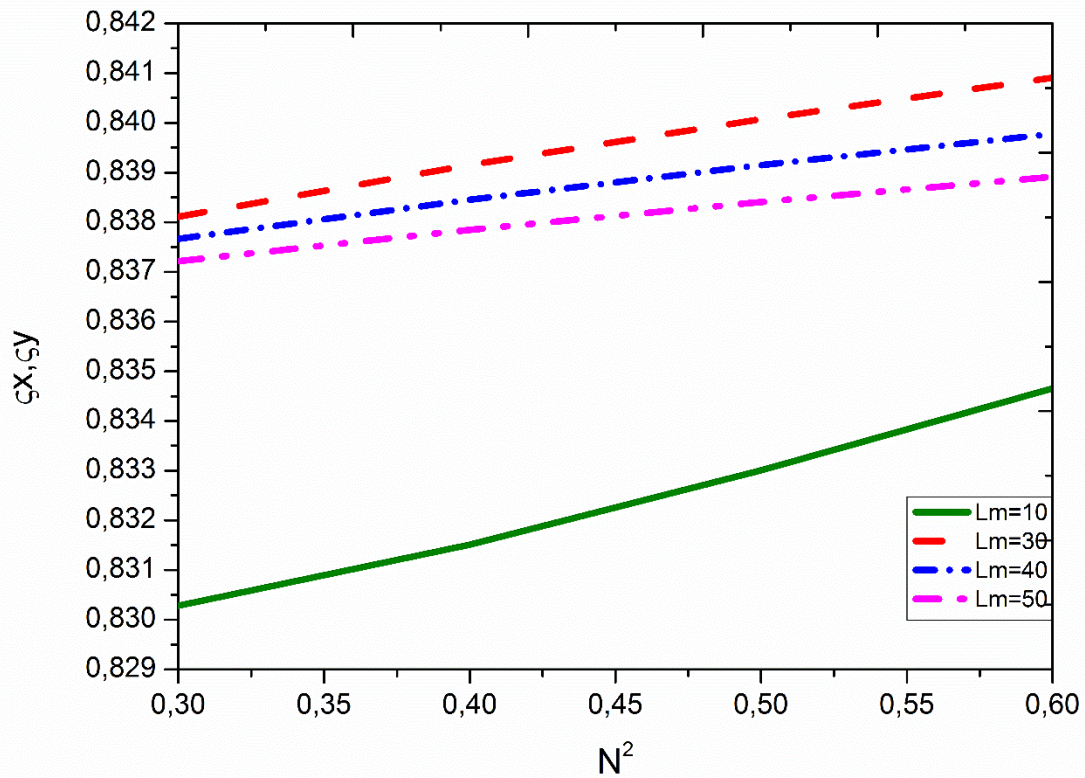


### III.2.3. Influence sur le taux d'amortissement



**Figure III.7:** Variation du taux d'amortissement en fonction de  $\beta_0$  pour différente valeur de  $N^2$  et  $Lm$  avec  $\varepsilon=0.2$

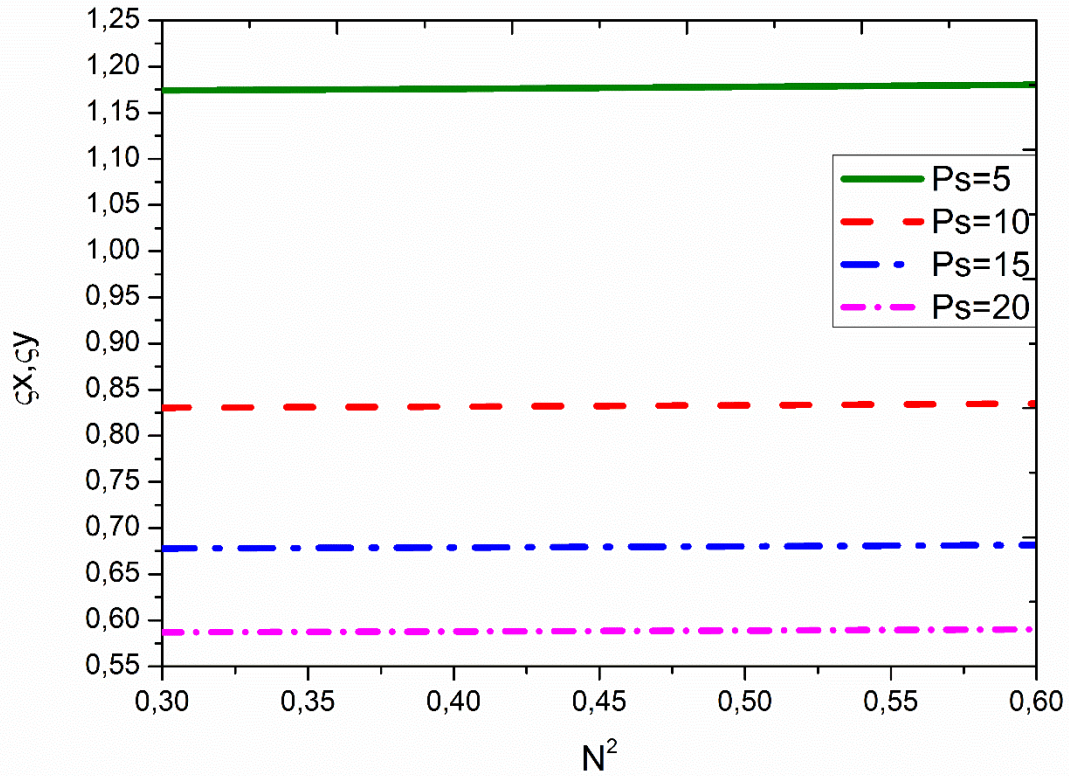
La figure III.7: présente la variation du taux d'amortissement en fonction de  $\beta_0$  pour différente valeur de  $N^2$  et  $Lm$  avec  $\varepsilon=0.2$ , on remarque qu'une l'augmentation de  $\beta_0$  entraine une augmentation de taux d'amortissement .



**La FigureIII.8 :** Variation du taux d'amortissement en fonction de  $N^2$  pour différentes valeurs de  $L_m$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_0=0.6$

La FigureIII.8 : présente la variation du taux d'amortissement en fonction de  $N^2$  pour différentes valeurs de  $L_m$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_0=0.6$ , on remarque qu'une augmentation de  $N^2$  entraîne une augmentation du taux d'amortissement, Le taux d'amortissement atteint le valeur maximale pour  $L_m=30$ .





**Figure III.9 :** Variation du taux d'amortissement en fonction de  $N^2$  pour différentes valeurs de  $p_s$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_o=0.6$  et  $Lm=10$

La Figure III.9 : présente la variation du taux d'amortissement en fonction de  $N^2$  pour différentes valeurs de  $p_s$  avec  $\varepsilon=0.2$  et  $\beta_o=0.6$  et  $Lm=10$ , on remarque que l'augmentation de  $N^2$  n'affecte pas le taux d'amortissement, et que le taux d'amortissement a des faibles valeurs lorsque la pression d'alimentation augmente.

### III.3. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté et interpréter les résultats obtenu concernent les effets du nombre de couplage et de la longueur caractéristique du fluide micropolaire sur le coefficient de raideur, le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement.

# **CONCLUSION GENERALE**

### Conclusion générale

L'objectif de ce travail est d'étudier les effets micropolaires en termes de nombre de couplage et de longueur caractéristique sur coefficient de raideur, coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement. Sur la base des résultats obtenus, on peut déduire les conclusions suivantes :

- Pour les paliers fonctionnant à des faibles rapports de pression ( $\beta_0 < 0,6$ ) les lubrifiants micropolaires améliorent les indicateurs de performance  $K_{eq}$ ,  $C_{eq}$  et  $\zeta$ .
- Le coefficient de la raideur diminue avec l'augmentation du nombre de couplage pour des faible valeurs de  $L_m$ .
- L'augmentation de nombre de couplage engendre une augmentation du coefficient d'amortissement .que ce soit la valeur de la pression d'alimentation.
- Les pressions d'alimentation élevés conduisent à des coefficients de raideur plus élevés, tandis que le taux d'amortissement diminue.
- Le nombre de couplage n'a aucun effet sur le coefficient de raideur et le taux d'amortissement pour des faibles valeurs de  $L_m$  ( $L_m=10$ ).
- Enfin, l'étude a démontré que les caractéristiques dynamiques du palier hydrostatique évaluées en termes le coefficient de raideur le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement sont essentiellement contrôlées par le rapport de pression. Par conséquent, une procédure de sélection appropriée pour les lubrifiants micropolaires doit incorporer ce paramètre.

- [1] H.YELLE, Cours3. Tribologie Transmission de puissance : École Polytechnique de Montréal; 2005.
- [2] Roger GOJON, Critères de choix d'un palier, Technique de l'ingénieur, B 5300
- [3] Michel MORET, Pascal GUAY, Roulements - Les différents types et montages, Technique de l'ingénieur, BM 5 370
- [4] Bouzidane A. " Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors ", Thèse de Doctorat, Université du Québec, 2007
- [5] Schmid, Steven R., Bernard J. Hamrock, and Bo O. Jacobson. Fundamentals of Machine Elements: SI Version. CRC Press, 2014
- [6] Jean-Paul YONNET, Paliers et butées magnétiques passifs, Technique de l'ingénieur, D3 568, 2002.
- [7] Bleuler, Hannes, et al. Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery. Eds. Gerhard Schweitzer, and Eric H. Maslen. Springer Science & BusinessMedia, 2009
- [8] Victor Iannello, Advances in magnetic bearings, ScD, CEO, Synchrony, Inc. Consulté le: 04/12/2016. Disponible sur: <http://www.synchrony.com/knowledge/how-magnetic-bearings-work.php>.
- [9] Meramria Wafa. Etude de L'Effet Dynamique d'un Palier Lisse par Analyse Vibratoire, thèse de Magister : Université de Badji Mokhtar-Annaba; 2009.
- [10] Sahli Abdelkader. Etude Expérimentale D'un Palier Lubrifié Mesaligné, thèse de Magister : Université de Hassiba Ben Bouali-Chlef; 2011.
- [11] Larousse, P. (1867). Grand dictionnaire universel du XIXe siècle. Larousse.
- [12] 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.

- [13] Gerard, P. (1949). Le palier fluide. Societe des Ingenieurs Civils de France, Memoires, 102, 106-122.
- [14] Shaw, M. C., & Macks, E. F. (1949). Analysis and lubrication of bearings. McGraw- Hill Book Co.
- [15] Jean Frêne. Lubrification hydrodynamique : paliers et butées : Université de Poitiers-France, Editons Eyrolles; 1990.
- [16] 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.
- [17] P. Pennacchi. Introduction of advanced technologies for steam turbine bearings : Politecnico di Milano, Milan, Italy; 2017.
- [18] Benariba Aboubakeur. Contribution à l'étude de la lubrification micropolaire : Applications aux paliers hydrostatiques, thèse de Doctorat : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret; 2017-2018.
- [19] Eringen A. Theory of micropolar fluids. J Math Mech 1966;16:1–18.
- [20] Maiti G. Micropolar squeeze film bearing. Jpn J Appl Phys 1974;13:1440–2.
- [21] Wang X-L. Zhu K-Q. A study of the lubricating effectiveness of micropolar fluids in a dynamically loaded journal bearing. Tribology International 2004;37:481–90.
- [22] Lin TR. Analysis of film rupture and re-formation boundaries in a finite journal bearing with micropolar fluids. Wear 1993;161:145–53.
- [23] Khonsari MM, Brewe DE. On the performance of finite journal bearing lubricated with micropolar fluids. Tribol Trans 1989;32(2): 155–60.
- [24] Das S, Guha SK, Chattopadhyay AK. On the steady-state performance of misaligned hydrodynamic journal bearings lubricated with micropolar fluids. Tribol Int 2002;35:201–10.
- [25] ERINGEN AC. Simple micro fluids. International Journal of Engineering Science. 1964;2:205-1
- [26] Martin G. Étude numérique des équations d'un fluide micropolaire 2001.

- [27] 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.
- [28] Sharma SC, Ram N. Influence of micropolar lubricants on the performance of slot-entry hybrid journal bearing. *Tribology International*. 2011;44:1852-63.
- [29] Zaheeruddin K, Isa M. Micropolar fluid lubrication of one-dimensional journal bearings. *Wear*. 1978;50:211-20.
- [30] Tipei N. Lubrication with micropolar liquids and its application to short bearings. *Journal of tribology*. 1979;101:356-63.
- [31] Khonsari M, Brewe D. On the performance of finite journal bearings lubricated with micropolar fluids. *Tribology Transactions*. 1989;32:155-60.
- [32] 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.
- [33] Rahmatabadi A, Mehrjardi MZ, Fazel M. Performance analysis of micropolar lubricated journal bearings using GDQ method. *Tribology International*. 2010;43:2000-9.
- [34] 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.
- [35] Dynamique des rotors, sur site *MSC Software*. Consulté le 16/06/2019.  
<https://www.mscsoftware.com/fr/application/dynamique-de-rotors>
- [36] Beyond magnetic bearings, plenty of innovation is taking place in air bearings as well as traditional products get your bearings straight, sur site *turbomachinerymag*. Consulté le 20/06/2019.  
<https://www.turbomachinerymag.com/get-your-bearings-straight/>
- [37] Benadda M. Modélisation et analyse du comportement dynamique d'une ligne d'arbre flexible supportée par des paliers hydrostatiques. Université Ibn-Khaldoun de Tiaret; 2014- 2015.

- [38] Boutaleb A, Ben Aissa M. Modélisation et analyse du comportement dynamique d'une ligne d'arbre flexible en régime transitoire, thèse de master : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret ;2015-2016.
- [39] Benariba A, Bouzidane A et Thomas M. Analytical analysis of a rigid rotor mounted on three hydrostatic pads lubricated with micropolar fluids, Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2018; 233: 859-869.



في هذا العمل قمنا بدراسة تحليلية لحامل هيدروستاتيكي المكون من أربعة مساند يغذى بسائل ميكروبولار عن طريق قناة شعيرية حيث تم حل معادله رينولدز المعدلة باستخدام الطريقة التحليلية بغرض إيجاد توزيع الضغط ومنه دراسة تأثير الخصائص المميزة للسائل ميكروبولار على الخصائص الديناميكية للحامل الهيدروستاتيكي

الكلمات المفتاحية : حامل هيدروستاتيكي, ميكروبولار, معادلة رينولدز المعدلة, الطريقة التحليلية.

## Résumé

Dans ce travail, nous avons fait une étude analytique d'un palier hydrostatique a quatre patins qui est alimenté avec un fluide micropolaire à travers un capillaire, où l'équation de Reynolds modifiée a été résolue en utilisant la méthode analytique afin de trouver la distribution de pression, comprenant l'étude de l'effet des caractéristiques du fluide micropolaire sur les propriétés dynamiques du porteur hydrostatique

### **Mots clés :**

Palier hydrostatique, l'équation de Reynolds modifiée, méthode analytique

## Résumé

In this work, we made an analytical study of a four-shoe hydrostatic bearing which is fed with a micropolar fluid through a capillary, where the modified Reynolds equation was solved using the analytical method in order to find the distribution of pressure, including the study of the effect of the characteristics of the micropolar fluid on the dynamic properties of the hydrostatic carrier

### **Kerwwords :**

Journal hydrostatic bearing, modified Reynolds equation, analytical method