

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 :** Construction Mécanique

#### Thème

Etude comparative entre paliers  
hydrostatiques à trois et à quatre patins  
lubrifiés par un ferrofluide

Préparé par :

M<sup>elle</sup>. KOUCHA Fatima Zohra

M<sup>elle</sup>. BENOUALI Sonia

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

M.ATHMANI .Houari	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. ABOUSHIGHIBA Hicham	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BENAMAR. Badr	Maître assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. DEBBIH. Senouci	Maître assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Année universitaire : 2021 – 2022

# Dédicaces

---

J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail,

À ma très chère mère, qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi.

À mon très cher père, pour ses encouragements, son soutien, surtout pour son amour et son sacrifice afin que rien n'entrave le déroulement de mes études.

À mes sœurs : Karima et Narimane, mon frère : Abdallah.

À ma meilleure amie : Fatima.

À mon binôme : BENOUALI Sonia.

À toute ma famille

À tous ceux que j'aime, je dédie ce mémoire.

Fatima Zohra

À mes chers parents dont le mérite, les sacrifices et les qualités humaines m'ont permis de vivre à ce jour.

À mes chères sœurs et mon petit frère qui m'ont chaleureusement encouragé Tout au long de ce parcours.

À ma famille, mes proches qui m'ont soutenu tout le temps.

À mes ami(e)s de loin ou de près, ma Source de motivation, qui ont été toujours là pour moi, leurs soutiens inconditionnel et leurs encouragement ont été d'une grande aide.

A mon binôme Fatima Zohra pour les bons moments qu'on a passé ensemble.

Sonia

# Remerciements

---

On remercie dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de Mr DEBBIH Senouci, on le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation de ce mémoire.

Nos vifs remerciements aux membres du Jury, MM. ATHMANI.H, ABOUSHIGHIBA H et BENAMAR.B pour avoir accepté d'examiner ce mémoire.

Nous remercions tous les professeurs pour leurs générosités et la grande patience durant les cycles de Licence et de Master et surtout aux enseignants de département de Génie Mécaniques et en particulier ceux de la spécialité Construction mécanique.

En fin un grand merci à nos amis et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail et à nos familles KOUCHA et BENOUALI pour leur soutien.

# SOMMAIRE

---

DEDICACES .....	I
REMERCIEMENTS .....	II
TABLES DES MATIERES .....	III
LISTE DES FIGURES .....	VI
NOMENCLATURES .....	IX
INTRODUCTION GENERALE .....	X

## Chapitre I : Etude bibliographique

I.1 Introduction .....	01
I.2 Fluides Intelligents .....	01
I.3 Ferro fluides .....	01
I.3.1 Historique .....	03
I.3.2 Propriétés Physiques .....	03
I.3.2.1 Propriétés magnétiques .....	03
I.3.2.2 Propriétés Optiques .....	04
I.3.2.3 Mécanisme .....	04
I.4 Paliers .....	05
I.4.1 Paliers à roulements .....	05
I.4.2 Paliers lisses .....	06
I.4.3 Paliers hydrodynamiques .....	07
I.4.4 Paliers magnétiques .....	07
I.4.5 Paliers hydrostatiques .....	08
I.4.5.1 Définition .....	08
I.4.5.2 Exemples de configuration .....	09
I.4.5.3 Principe de la lubrification hydrostatiques .....	10
I.4.5.4 Formation d'un film fluide hydrostatique .....	12
I.4.5.5 Avantages .....	14
I.4.5.6 Inconvénients .....	15
I.5 Travaux antérieurs .....	16

## Chapitre II : Etude statique et dynamique des paliers hydrostatiques à quatre et à trois patins

II.1. Introduction :	18
II.2. Schématisation d'un palier à quatre patins :	18
II.2.3. Schématisation d'un palier à trois patins :	20
II.2.4. Equation de Reynolds :	22
II.2.5. Calcul des caractéristiques statiques :	24
II.2.5.1. Charge portante :	24
II.2.5.2. Débit de lubrifiant :	25
II.2.5.3. Calcul de la pression dans l'alvéole :	28
II.5.3. Calcul des caractéristiques dynamiques :	29
II.5.3.1. Modélisation linéaire.....	30
II.5.3.2. Coefficient de raideur :	31
II.5.3.3. Coefficient d'amortissement :	31
II.5.3.4. Taux d'amortissement :	32
II.5.3.5. Calcul des coefficients dynamique équivalents :	32
II.5.3.5.1. Cas de paliers hydrostatiques à quatre patins :	32
II.5.3.5.2. Calcul des coefficients dynamique équivalents du trois patins :	33

## Chapitre III : Résultats et interprétations

III-1. Introduction .....	33
III-2. Méthode de résolution et organigramme .....	33
III-3. Résultats et interprétations .....	35
III.3.1. Analyse de l'épaisseur du film.....	35
III.3.2. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamique .....	35
III.3.2.1. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques.....	35
III.3.2.1.1. Influence sur la charge statique et dynamique.....	35
III.3.2.1.2. Influence sur le débit .....	38
III.3.2.2. Influence du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les caractéristiques dynamiques.....	39

III.3.2.2.1. Effets du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les coefficients de la raideur et d'amortissement.....	39
III.3.2.2.2. Effets du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur le taux d'amortissement .....	41
III.3.3. Comparaison des résultats .....	42
III.3.3.1. Caractéristiques statiques.....	42
III.3.3.2. Caractéristiques dynamiques.....	44

# LISTE DES FIGURES

## Chapitre I

<b>Figure I.1</b> : Ferro fluide .....	02
<b>Figure I.2</b> : Ferrofluide sur une plaque de verre soumis à un champ magnétique fort, entraînent la formation des pointes .....	04
<b>Figure I.3</b> : Structure des particules d'un ferrofluide sous champ magnétique .....	05
<b>Figure I.4</b> : Schéma d'un de roulements .....	06
<b>Figure I.5</b> : Paliers lisses .....	06
<b>Figure I.6</b> : Paliers hydrodynamiques .....	07
<b>Figure I.7</b> : Paliers magnétiques .....	07
<b>Figure I.8</b> : Paliers hydrostatiques .....	08
<b>Figure I.9</b> : Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins .....	09
<b>Figure I.10</b> : Schématisation d'un palier à quatre patins .....	10
<b>Figure I.11</b> : Schématisation d'une butée hydrostatique .....	10
<b>Figure I.12</b> : Alimentation à débit constant .....	11
<b>Figure I.13</b> : Alimentation à pression constante .....	11
<b>Figure I.14</b> : Schématisation d'alimentation à pression constante .....	12
<b>Figure I.15</b> : Formation du film fluide dans une butée hydrostatique .....	13
<b>Figure I.16</b> : configuration de paliers hydrostatiques à 4 butées.....	15

## Chapitre II

<b>Figure II.1</b> : Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par un ferrofluide .....	18
<b>Figure II.2</b> : Butée hydrostatique à simple effet alimentée par un champ magnétique .....	19
<b>Figure II.3</b> : Schéma d'un palier hydrostatique à quatre patins (palier excentré).....	19
<b>Figure II.4</b> : Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins alimentés par un ferrofluide .....	20
<b>Figure II.5</b> : patin hydrostatique rectangulaire.....	21
<b>Figure II.6</b> . Système d'axes pour un palier hydrostatique à trois patins .....	22
<b>Figure II.7</b> : Système d'axe d'une butée hydraulique simple effet .....	22

<b>Figure II.8 :</b> Notations et perspective d'une butée hydrostatique plane infiniment longue.....	23
<b>Figure II.9 :</b> Débit sortant de l'alvéole d'une buté hydrostatique infiniment longue .....	24
<b>Figure II.10 :</b> Résistance hydraulique de type capillaire .....	27
<b>Figure II.11 :</b> Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins .....	30
<b>Figure II.12 :</b> Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à double effet à trois patins .....	30
<b>Figure II.13 :</b> Caractéristiques dynamiques : Rigidité et amortissement relatif à la butée hydrostatique à simple effet, cas d'un palier hydrostatique à trois patins.....	33

### Chapitre III

<b>Figure III.1 :</b> Organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamiques en fonction de l'excentricité relative pour différentes valeurs de $\lambda$ .....	35
<b>Figure III.2 :</b> Variation de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression .....	36
<b>Figure III.3.a :</b> Variation de la charge statique en fonction de l'excentricité Palier hydrostatique à quatre patins .....	37
<b>Figure III.3.b :</b> Variation de la charge statique en fonction de l'excentricité Palier hydrostatique à trois patins .....	37
<b>Figure III.4.a :</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique .Palier hydrostatique à quatre patins.....	38
<b>Figure III.4.b:</b> Variation du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique .Palier hydrostatique à trois patins.....	38
<b>Figure III.5.a :</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit .Palier hydrostatique à quatre patins.....	39
<b>Figure III.5.b:</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit .Palier hydrostatique à trois patins.....	39
<b>Figure III.6.a :</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le coefficient de la raideur .Palier hydrostatique à quatre patins.....	40
<b>Figure III.6.b:</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le coefficient de la raideur .Palier hydrostatique à trois patins.....	41
<b>Figure III.7.a :</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le coefficient d'amortissement .Palier hydrostatique à quatre patins .....	42

<b>Figure III.7.b:</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le coefficient d'amortissement .Palier hydrostatique à trois patins.....	43
<b>Figure III.8.a :</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le taux d'amortissement .Palier hydrostatique à quatre patins.....	44
<b>Figure III.8.b:</b> Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le taux d'amortissement .Palier hydrostatique à trois patins.....	45
<b>Figure III.9 :</b> Comparaison de la charge statique entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins .....	46
<b>Figure III.10.a :</b> Comparaison de la charge dynamique entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0$ ).....	46
<b>Figure III.10.b :</b> Comparaison de la charge dynamique entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0.9$ ).....	47
<b>Figure III.11.a :</b> Comparaison Du débit de lubrifiant entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins( $\lambda=0$ ) .....	47
<b>Figure III.11.a :</b> Comparaison Du débit de lubrifiant entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins( $\lambda=0.9$ ) .....	48
<b>Figure III.12 :</b> Comparaison de raideurs de rigidités entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins .....	48
<b>Figure III.13.a:</b> Comparaison de coefficient d'amortissement entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins( $\lambda=0$ ) .....	49
<b>Figure III.13.b:</b> Comparaison de coefficient d'amortissement entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins( $\lambda=0.9$ ) .....	49
<b>Figure III.14.a:</b> Comparaison de taux d'amortissement entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0$ ) .....	50
<b>Figure III.14.a:</b> Comparaison de taux d'amortissement entre palier hydrostatique à quatre patins et palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0.9$ ) .....	50

## Nomenclatures

Symboles	Désignations	Unités
A, L	Longueur du patin	[m]
B	Largeur du patin	[m]
a	Longueur d'alvéole	[m]
b	Largeur d'alvéole	[m]
h1, h2, h3, h4	Epaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet (4patins)	[m]
h1, h2, h3	Epaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet (3patins)	[m]
h0	Epaisseur du film en position centrée	[m]
hi	Epaisseur du film lubrifiant relative à la butée à simple effet	[m]
v1, v2, v3, v4	Vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet (4patins)	[m.s <sup>-1</sup> ]
v1, v2, v3	Vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet (3patins)	[m.s <sup>-1</sup> ]
H	Champ magnétique	[A.m <sup>-1</sup> ]
Pa	Pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet.	[Pa]
Ps	Pression dans l'alvéole relative à la butée2 à simple effet.	[Pa]
d <sub>c</sub> , L <sub>c</sub>	Caractéristiques géométriques du capillaire.	[m]
μ <sub>FR</sub>	Viscosité dynamique	[Pa.s]
ρ	Densité du fluide.	[kg.m <sup>-3</sup> ]
α <sup>2</sup>	Constant du matériau.	[m <sup>3</sup> .A <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
η	Viscosité du Ferro fluide	[kg .m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
W <sub>pi</sub>	Charge portante relative à la butée à simple effet.	[N]
S	surfaces de contact	[m <sup>2</sup> ]
S1	Surface d'alvéole	[m <sup>2</sup> ]
S2	La surface des portées de largeur b1	[m <sup>2</sup> ]
d <sub>s</sub>	Représente la surface totale du patin de la butée à simple effet élément d'aire	[m <sup>2</sup> ]
Q <sub>xi</sub>	Débit volumique sortant suivant l'axe x relatif à la butée à simple effet	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
Q <sub>zi</sub>	Débit volumique sortant suivant l'axe z relatif à la butée à simple effet.	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
Q <sub>voli</sub>	Débit volumique du fluide.	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
u <sub>zi</sub>	Vitesse du fluide	[m.s <sup>-1</sup> ]
v <sub>i</sub>	Volume de l'alvéole relatif à la butée à simple effet	[m <sup>3</sup> ]
e <sub>i</sub>	Épaisseur de film de l'alvéole relative à la butée à simple effet	[m]
e <sub>a</sub>	Profondeur de l'alvéole.	[m]

Symboles	Désignations	Unités
$K_Q$	Coefficient du débit.	
$C_{pi}$	Coefficient d'amortissement.	
$\mu$	Susceptibilité magnétique.	
$K_w$	Coefficient de la charge	
$\beta_i$	Rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe.	
$K_{pi}$	Coefficient de raideur.	
$K_c$	Paramètre de capillaire	
$\varepsilon$	L'excentricité relative	

## **I.1 Introduction :**

Ce chapitre expose une étude bibliographique portant sur la lubrification des paliers hydrostatiques utilisant un ferrofluide afin de réduire les vibrations et augmenter la productivité et le rendement des machines tournantes.

Dans un premier temps une brève étude sur, l'aspect magnétique du ferrofluide où nous expliciterons son comportement et sa nature magnétique, ses caractéristiques générales, l'effet d'un champ magnétique sur leurs propriétés et ses applications. Le rôle du ferrofluide dans ce contexte est détaillé, ainsi que les conditions auxquelles il est soumis.

Dans le second temps on expose les paliers et ses différents types, leurs principes de lubrifications et de fonctionnement. En plus, une description détaillée sur les paliers hydrostatiques est présentée à savoir des exemples de configurations, le principe de la lubrification hydrostatique, la formation d'un film fluide hydrostatique et une mise en lumière des avantages et des inconvénients pour leurs applications.

## **I.2. Fluides intelligents :**

Un fluide intelligent est un fluide qui modifie ses propriétés lorsqu'il est soumis à un champ électrique ou un champ magnétique. Ces fluides peuvent généralement être classés selon deux catégories :

- Les fluides électro rhéologiques (ER)
- Les fluides magnéto rhéologiques (MR).

Un champ électrique entraîne une modification de la viscosité des fluides ER et un champ magnétique provoque un changement similaire dans les fluides MR [1].

## **I.3. Ferro fluides :**

Les Ferrofluides sont des solutions colloïdales de nanoparticules ferromagnétiques, ferrimagnétiques ou super paramagnétiques d'une taille de l'ordre de 10 nanomètres dans un solvant ou de l'eau. Ces liquides deviennent magnétiques lors de l'application d'un champ magnétique extérieur. Dans certains cas, et si le champ magnétique est suffisant, ils se hérissent de pointes dont la topologie varie selon les paramètres du champ. Ces pointes sont peu rigides puisqu'elles se déforment si on les touche : la force exercée par le doigt l'emporte sur la cohésion du fluide. Ils ont des applications dans des domaines extrêmement variés.

Les Ferrofluides sont le plus souvent composés de nanoparticules de magnétite ou de maghémite, qui sont tous deux oxydes de fer. Deux constituants entrent dans la composition d'un Ferro fluide : des particules magnétiques solides et un liquide porteur dans lequel elles baignent. Les particules solides, les oxydes magnétiques principalement des particules de ferrite constituent une grande proportion des particules utilisées dans les Ferro fluides. Pour les obtenir, on procède soit un broyage, soit à une alcalinisation d'un mélange aqueux.

Les particules peuvent être aussi de type métallique, par exemple le nickel, et le cobalt, le Fer, etc. L'avantage de ces particules et leur forte aimantation. Toutefois, leur rapide oxydation entraîne la diminution ou la perte de cette aimantation.

Le liquide porteur, on en distingue deux types :

- Les solvants organiques : essentiellement utilisés dans les applications commerciales, ils doivent avoir une grande stabilité à la température. Comme par exemple, on peut citer : hydrocarbure aliphatique, diester carboxylique, huile de silicone, polyphéniléther...
- Les solvants polaires : principalement employés dans les applications médicales, L'eau et les alcools sont les exemples essentiels.

Un autre exemple de liquide porteur est le mercure, qui est un fluide métallique présentant des conductivités thermiques et électriques élevées. Cependant, le mercure est visqueux [2].



**Figure I.1** : Ferro fluide [3].

### **I.3.1. Historique :**

Les Ferro fluides sont apparus dans la deuxième moitié du xx<sup>e</sup> siècle. Ils n'existent pas à l'état nature, il a donc fallu les synthétiser.

La première approche des fluides magnétiques (ou ferrofluides) a été réalisée par Godwin Knight au XVII<sup>e</sup> siècle, qui a préparé un fluide constitué de limaille de Fer dans de l'eau [4]. Cependant, on peut parler d'une réelle synthèse de ferrofluide qu'à partir de 1963. C'est Stephen Papal [5] qui a effectué cette synthèse en mélangeant de la poudre de magnétite à du Kérosène (essence) en présence d'acide oléique agissant comme tensioactif.

Dans le but d'obtenir des nanoparticules, il a ensuite broyé pendant dix mois de liquide. L'objectif était de fabriquer un liquide de propulsion pour fusées en l'absence de gravité. Pour la première fois, un ferrofluide stable était créé.

Les travaux de Rosenzweig ont amené à une amélioration du procédé, permettant l'obtention d'un Ferro fluide plus concentré et magnétique. Il en est découlé une production industrielle et une commercialisation des ferrofluides, dans un premier temps essentiellement par l'entreprise Ferrofluides.

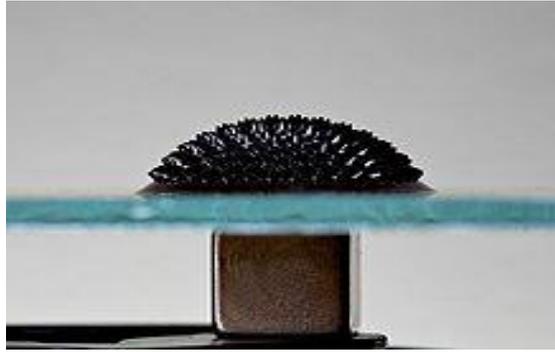
Depuis, la recherche scientifique apporte régulièrement des avancées dans la synthèse des ferrofluides [6]. Par exemple, en 2019, des chercheurs de l'université du Massachusetts et de l'université de technologie chimique de Beijing ont réussi à créer un ferrofluide magnétique permanent qui conserve son magnétisme lorsque le champ magnétique extérieur est retiré [7].

### **I.3.2. Propriétés physiques :**

#### **I.3.2.1 Propriétés magnétiques :**

Les ferrofluides possèdent de très fortes propriétés magnétiques :

- Lorsque le fluide magnétique n'est soumis à aucun champ magnétique. Les moments magnétiques portés par les nanoparticules sont orientés aléatoirement. L'aimantation totale du fluide est donc nulle.
- Lorsque le ferrofluide est soumis à un champ magnétique, on observe une aimantation. Les moments des particules ont tendance à s'aligner avec le champ auquel elles sont soumises.



**Figure I.2 :** Ferrofluide sur une plaque de verre soumis à un champ magnétique fort, entraînent la formation des pointes [8].

Les nanoparticules sont constituées d'un matériau qui peut être ferromagnétique ou ferrimagnétique mais elles ont un comportement global qui est habituellement super paramagnétique. La stabilité du ferrofluide est facilitée par le super paramagnétisme, puisque l'aimantation des nanoparticules change spontanément de sens avec l'agitation thermique. Réduisant ainsi les interactions magnétiques entre nanoparticules.

L'aimantation d'un ferrofluide à saturation est égale, à la dilution près, à celle des matériaux qui le compose. Par exemple, un ferrofluide à base de magnétite, concentré à 15% possède une aimantation de 52,2 KA/m ( kilo ampères par mètre) à saturation [4][5], cette aimantation ainsi que diverses propriétés caractéristiques du ferrofluide (susceptibilité magnétique, diamètre moyen et polydispersité des nanoparticules) peuvent être obtenues par mesure de sa courbe d'aimantation (c'est-à-dire de l'aimantation du ferrofluide,  $M$ , en fonction du champ magnétique extérieur appliqué,  $H$ ). On utilise pour cela un magnétomètre vibrant ou un magnétomètre SQUID. L'ensemble de la courbe d'aimantation peut généralement être modélisé à l'aide de l'équation de Langevin.

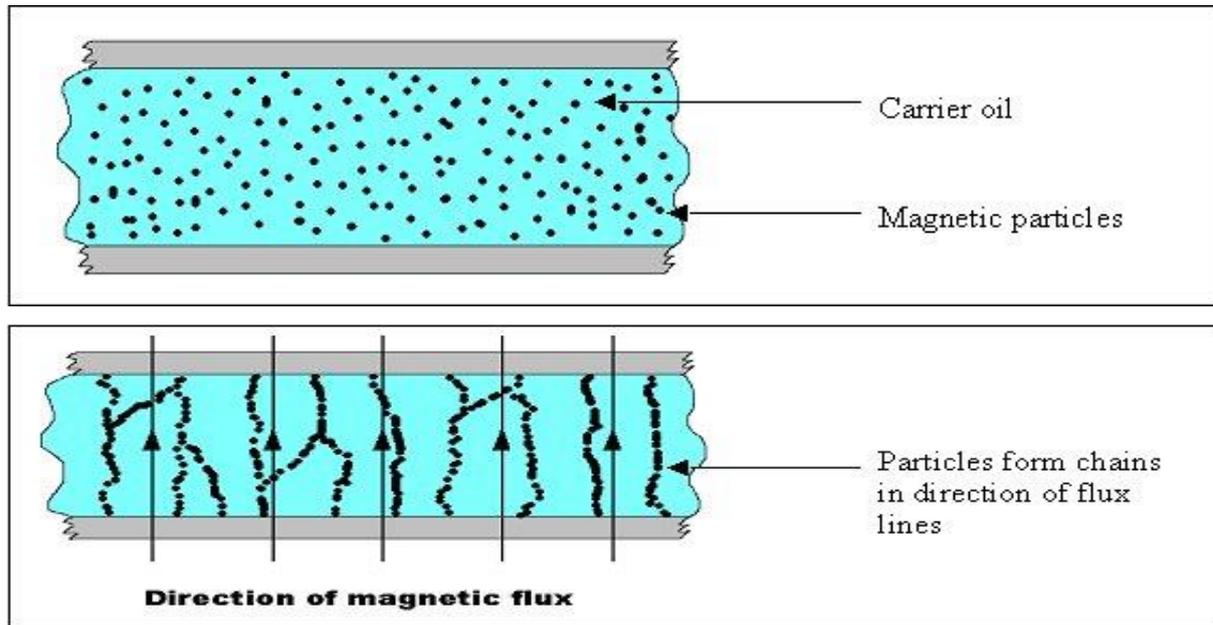
### **I.3.2.2 Propriétés optiques :**

Les particules des ferrofluides ont des caractéristiques optiques particulières. Effectivement, ils sont biréfringents et dichroïques (propriétés, lorsqu'il est éclairé par une lumière non polarisée, d'apparaître bicolore lorsqu'on l'observe sous un certain angle par transparence) sous l'influence d'un champ magnétique. Ces caractéristiques sont beaucoup utilisées dans les applications des ferrofluides [5] [7].

### **I.3.2.3. Mécanisme :**

Au repos, les particules sont suspendues à l'intérieur du fluide porteur et distribuées de façon aléatoire en suspension. Lorsqu'un champ magnétique ou électrique est appliqué, les particules microscopiques s'alignent le long des lignes de flux magnétique ou de flux électrique. Ceci augmente

la viscosité du fluide. Les images suivantes montrent le comportement d'une fluide magnéto rhéologique avant et après l'application d'un champ magnétique.



**Figure I.3 :** Structure des particules d'un ferrofluide sous champ magnétique [9].

#### **I.4. Les paliers :**

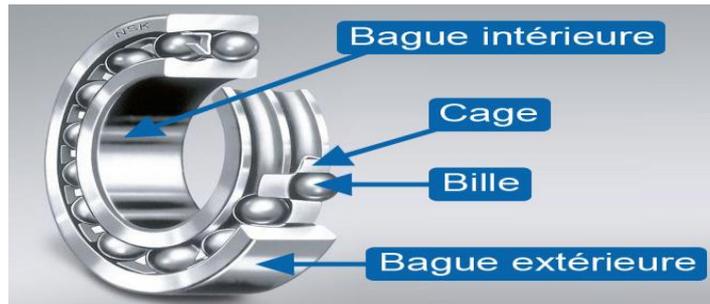
Un palier peut être simplement défini comme un support ou un guide qui permet le mouvement relatif entre deux surfaces, ce mouvement est freiné par une force résistance qui à pour effet de : provoquer de l'usure, consommer de l'énergie et engendrer des échauffements pouvant conduire à des soudures entre les surfaces [10], 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'énergies seront minimales. Ces pertes d'énergies sont liées, généralement à la sélection d'un palier en fonction 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, les paliers hydrodynamiques et les paliers hydrostatiques, qui sont les plus couramment utilisés.

##### **I.4.1. Paliers à roulements :**

En remplaçant le frottement de glissement par le frottement de roulement, on diminue la puissance absorbée. Le rendement du guidage en rotation s'améliore. On place alors des éléments de roulement (billes, rouleaux ou aiguilles) entre les deux bagues comme la montre (la figure I.4).

Les roulements jouent un rôle majeur puisqu'ils assurent la liaison entre les parties tournantes, les rotors, et les parties fixes, les stators et permettant de maintenir les rotors dans leur position. Le choix de roulements par rapport aux paliers hydrauliques est dû à leur plus faible encombrement axial et à leur plus faible résistance à la rotation ainsi qu'à une moindre consommation de lubrifiants et une meilleure stabilité de la machine. Dans le domaine aéronautique le guidage du rotor est communément assuré par des roulements à billes ou à rouleaux, lesquels ne fournissent qu'un amortisseur très faible.



**Figure I.4 :** Schéma d'un roulement [11].

#### I.4.2 Paliers lisses :

Palier dans lequel un arbre tourne en glissant sur la surface interne du coussinet dans lequel il est maintenu. Sous l'application d'une charge, les centres du coussinet et de l'arbre ne coïncident plus et il existe un coin convergent-divergent dans le film. La rotation entraîne du fluide dans le coin convergent et crée un champ de pression qui s'oppose à la charge et qui l'équilibre. Ces deux éléments sont alors totalement séparés par le film lubrifiant. Dans certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, etc. [12]



**Figure I.5 :** Paliers lisses [13].

### I.4.3 Paliers hydrodynamiques :

Sont des paliers dits à film fluide et plus particulièrement des paliers et des butés hydrodynamiques dans lesquels un film mince de fluide sépare les surfaces en contact et en mouvement relatif. Le comportement, et la durée de vie et la tenue des paliers hydrodynamiques dépendent de nombreux paramètres (dimensions et formes du palier), cinématiques et dynamiques (vitesse de rotation et charge appliquée), les caractéristiques du lubrifiant (sa viscosité et dans certains cas sa masse volumique) et la nature des matériaux formant le palier. [14]



**Figure I.6 :** Paliers hydrodynamiques [15].

### I.4.4 Paliers magnétiques :

Les paliers magnétiques sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement et sans contact. Leur domaine de prédilection concerne les applications à très haute vitesse de rotation, celles pour lesquelles il faut minimiser les pertes, éviter l'usure, ne pas polluer un environnement sensible par des poussières ou un lubrifiant, supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance [16].



**Figure I.7 :** Paliers magnétiques [17].

### I.4.5 Paliers hydrostatiques :

L'existence de la lubrification hydrostatique [18] était connue avant le début de ce siècle. Ainsi, L.D.Girard en 1865 démontra le principe de la séparation des surfaces et de la réduction de frottement par injection d'huile sous pression. Cependant le calcul des performances de ces mécanismes ne peut se faire qu'à partir de la théorie de Reynolds.

#### I.4.5.1 Définition :

En lubrification par film complet, il est d'usage d'attribuer le qualificatif hydrostatique à tous les systèmes pour lesquels la charge est transmise à travers un film lubrifiant où la pression est maintenue par l'intermédiaire d'une pompe. Lorsque les surfaces en regard sont en mouvement mais que la géométrie du contact ou les vitesses ne permettent pas de fonctionner sans l'existence d'un générateur extérieur de pression, le mécanisme est dit hybride (superposition d'un effet hydrostatique et d'un effet hydrodynamique). En pratique, le terme hybride est très peu utilisé, et on désigne indifféremment par palier (ou butée) hydrostatique un mécanisme dont les surfaces sont immobiles ou en mouvement. Il ne faut toutefois pas en conclure que ses performances (portance, débit, etc.) sont indépendantes de la vitesse [19].

Les systèmes hydrostatiques sont largement utilisés, mais sont réservés pour les conditions extrêmes. À la sortie de la pompe (pression  $P_s$ ) l'huile est filtrée, puis passe par une restriction dont le rôle est d'abaisser la pression du fluide jusqu'à une pression établie selon la charge  $W$ . Cet étranglement permet d'ajuster la pression dans les paliers à plusieurs cavités.

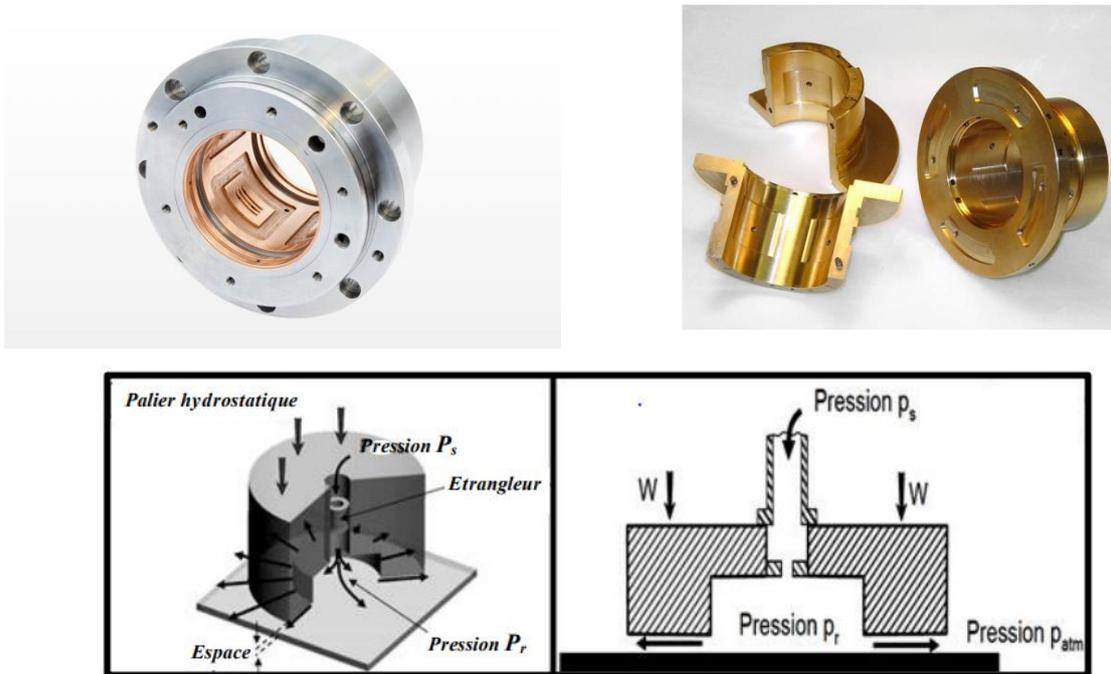


Figure I.8 : Paliers hydrostatiques [20].

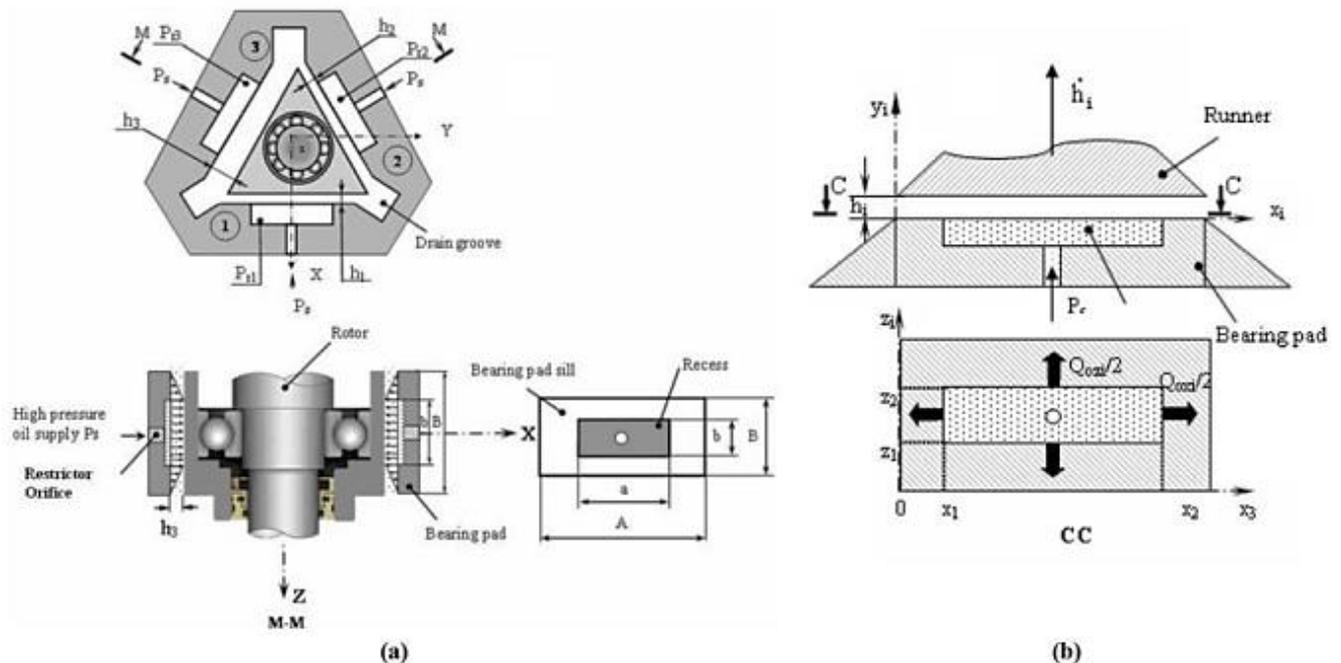
### I.4.5.2. Exemples de configurations

#### a. Palier hydrostatique à trois patins :

Sur la figure I.9 nous avons schématisé un palier hydrostatique à trois patins, les indices 1 2 et 3 indiquent les caractéristiques relatives à chaque patin qui par assemblage constituent le palier hydrostatique à trois patins, alimenté en fluide par les alvéoles, eux-mêmes alimentés par une pression extérieure à travers des résistances hydrauliques. Nous supposons que la profondeur des alvéoles est suffisante pour permettre l'hypothèse d'une pression constante.

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

- Une partie fixe : représentée par trois patins identiques, ou chaque patin à un alvéole central qui est contrôlé et alimenté par une résistance hydraulique de type orifice.
- Une partie mobile : représentée par le grain mobile (palier à roulement).



**Figure I.9 :** (a). Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins [21].

(b). Patin à alvéole du palier hydrostatique.

### b. Palier hydrostatique à quatre patins :

La figure I.10 montre un palier à roulement supporté sur un palier hydrostatique constitué de quatre patins. Même constitution qu'un palier hydrostatique à trois patins sauf le nombre de patins ici, est quatre.

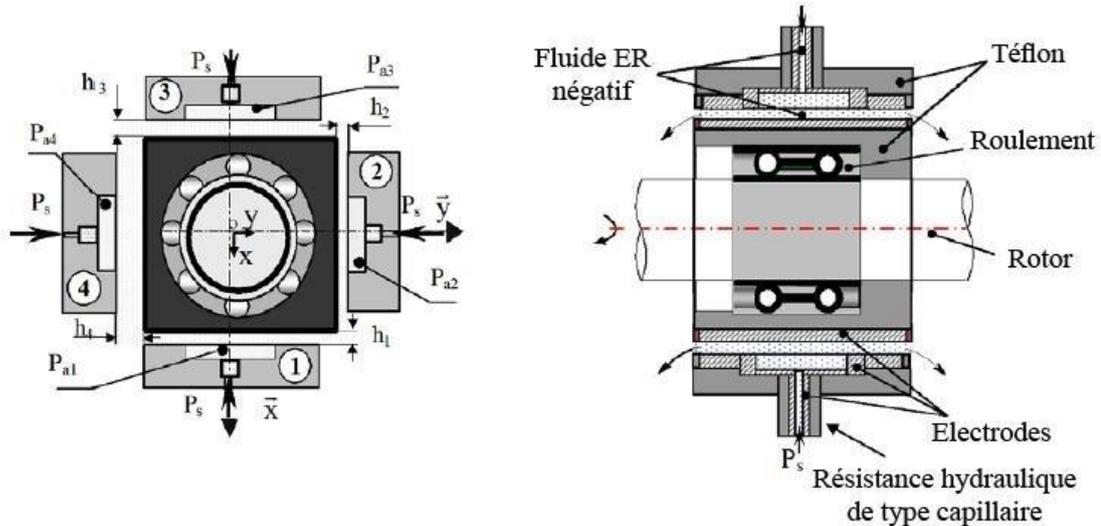


Figure I.10 : Schématisation d'un palier à quatre patins [22].

#### I.4.5.3 Principe de la lubrification hydrostatique :

Dans un dispositif hydrostatique, une des deux surfaces en regard est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) reliées à un générateur de pression (figure I.11).

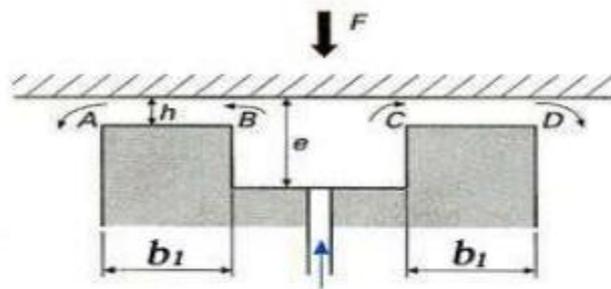


Figure I.11 : Schématisation d'une butée hydrostatique [23].

Deux régions à distinguer :

- Une zone représentée par les portées (AB) et (CD) de largeur 'a' ou l'épaisseur 'h' du film lubrifiant est mince :  $\frac{h}{a} < 1$
- Une zone (BC) constitué par la cavité ou l'épaisseur du film lubrifiant (e) est grande ;  $\frac{e}{h} < 20$ , Dans cette région, la pression est supposée être constante :  $P = P_a$  ; cette hypothèse est très souvent vérifiée expérimentalement [23].

Il existe deux méthodes principales utilisées pour introduire le liquide à l'intérieur de la butée ;

- a. **Alimentation à débit constant (figure I.12).** On place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole. Ce système est peu employé car, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles (ce qui est pratiquement toujours le cas), il faut soit alimenter chacun d'entre eux par une pompe individuelle, soit utiliser des régulateurs à débit constant. Cette solution, qui assure une grande raideur, est complexe et coûteuse.

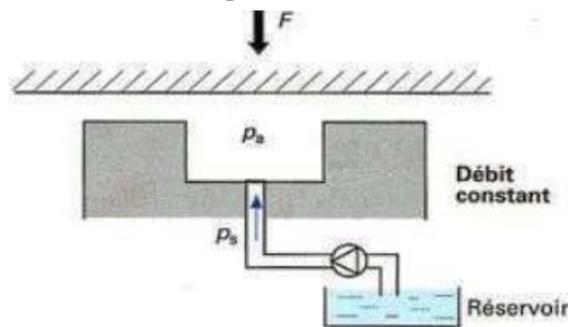


Figure I.12 : Alimentation à débit constant [23].

- b. **Alimentation à pression constante (figure I.13).** On place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Le rôle de cette résistance est de créer une perte de charge, c'est-à-dire d'asservir le débit à la chute de pression. Ce système, simple à mettre en œuvre, permet d'alimenter plusieurs alvéoles avec une seule pompe à condition, bien évidemment, que le débit de celle-ci soit suffisant.

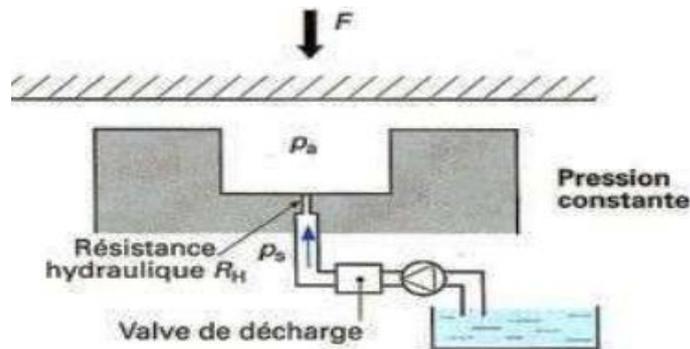


Figure I.13 : Alimentation à pression constante [23].

Dans la pratique, le système hydraulique est plus complexe. La figure I.14 donne le schéma du circuit pour l'alimentation à pression constante d'un palier à quatre alvéoles. Une pompe alimente le palier à un débit supérieur d'environ 30 % à celui nécessaire ; le surplus de liquide retourne au réservoir par l'intermédiaire d'un régulateur de pression. Un capteur de pression permet d'arrêter l'entraînement du rotor si la pression atteint une valeur trop faible. Le clapet anti-retour et l'accumulateur hydraulique assurent l'alimentation du palier jusqu'à l'arrêt complet de l'arbre (on peut aussi prévoir une pompe de secours). L'écoulement est ensuite dérivé vers chaque alvéole ; sur chaque portion de circuit, on peut prévoir un clapet anti-retour en cas de surpression dans un alvéole. La résistance hydraulique  $R_h$  doit être placée au plus près de l'alvéole afin d'éviter les instabilités de type pneumatique dues à la compressibilité du lubrifiant. Une pompe peut être nécessaire pour assurer le retour du lubrifiant vers le réservoir. Une prise de température  $T$  permet de contrôler la température du liquide à la sortie du palier et déclencher l'arrêt si la température devient trop importante. Enfin, un système de refroidissement assure une température constante au niveau de l'alimentation.

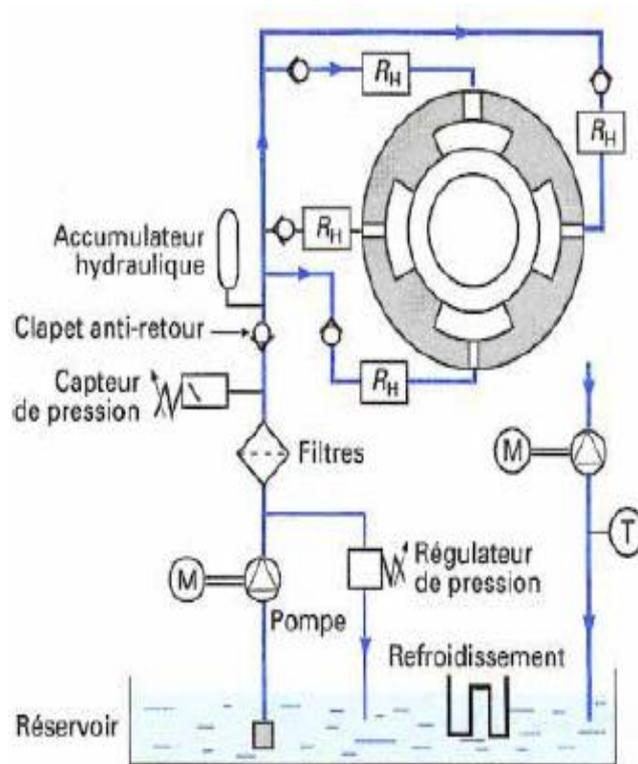


Figure I.14 : Schématisation d'alimentation à pression constante : cas réel [23].

#### I.4.5.4 Formation d'un film fluide hydrostatique :

Pour bien saisir le phénomène de la formation du film fluide hydrostatique, on définit le support hydrostatique comme un système dans lequel la charge est transmise à travers un film fluide séparant deux surfaces sous l'effet d'une pression extérieure pour alimenter une alvéole.

Généralement on utilise une pompe pour avoir la formation de film fluide, ou l'introduction du fluide à l'intérieur de l'alvéole peut se faire de deux façons différentes citées auparavant.

La formation de film fluide dans une butée hydrostatique se passe par plusieurs étapes comme les montre la figure (I.15) :

- ✓ (a) : la pompe est en arrêt.
- c. (b) : le fluide sous pression commence à écouler vers la butée et la pression dans l'alvéole soit suffisante pour soulever la charge appliquée.
- d. (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.
- e. (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.
- f. (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.
- g. (f) : quand la charge diminue, l'épaisseur du film augmente et la pression d'alvéole diminue.

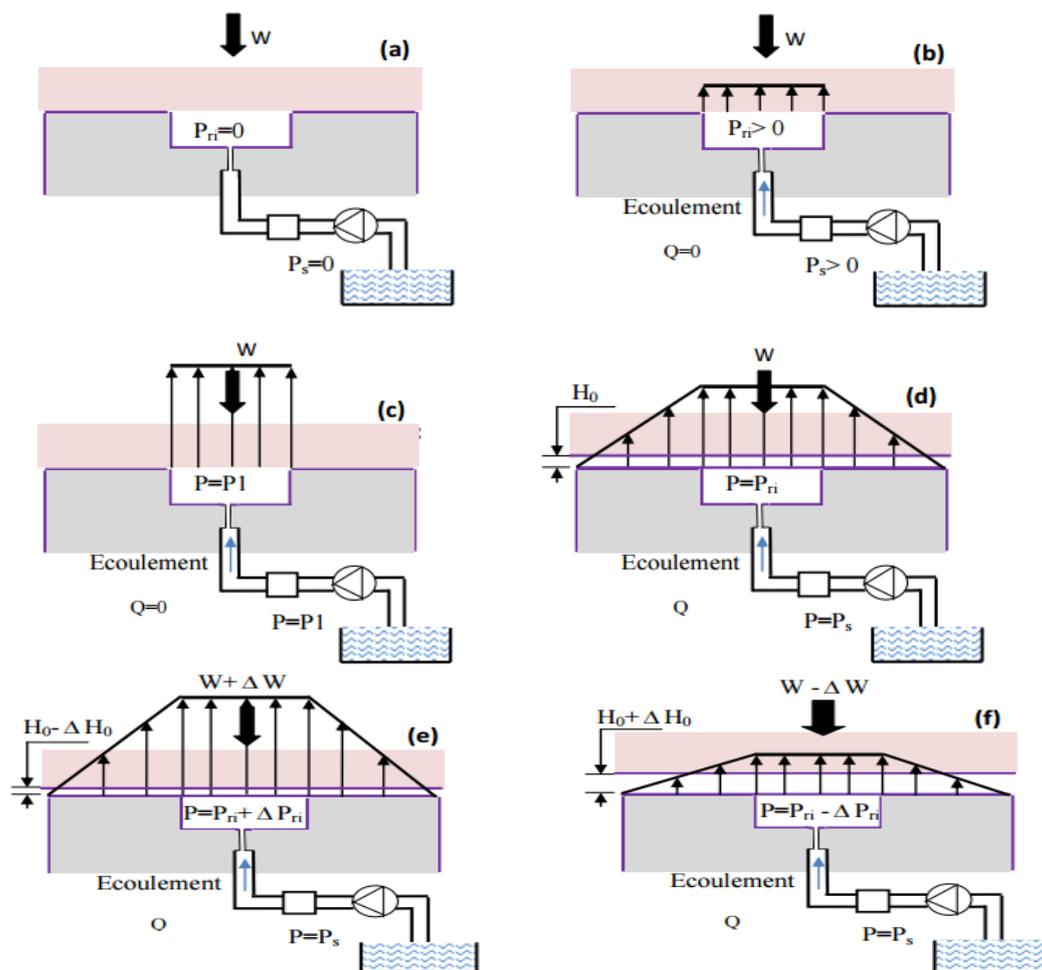


Figure I.15 : Formation du film fluide dans une butée hydrostatique [24].

**I.4.5.5 Avantages :**

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

- Un coefficient de frottement très faible ;
- Pas de frottement saccadé (stick slip) ;
- L'absence d'usure ;
- Une très grande raideur, permettant de conserver un positionnement précis, malgré des fluctuations de charges importantes ;
- L'inexistence de concentrations de contrainte 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.
- 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 du film et non pas de l'épaisseur en un point.

Ces avantages montrent que le domaine d'utilisation des paliers hydrostatiques est très vaste.

Citons quelques applications particulières :

- Les télescopes et grandes antennes radars, qui doivent se déplacer très lentement et de façon régulière ;
- Les cylindres pour broyeurs de minerai, dans lesquels les températures ambiantes sont très élevées ;
- Les turbopompes, utilisées pour véhiculer des fluides cryogéniques à très basse température et animées de grandes vitesses de rotation ;
- Les dispositifs de mesure sur machines d'essai, qui nécessitent d'isoler des éléments afin de mesurer précisément les efforts.

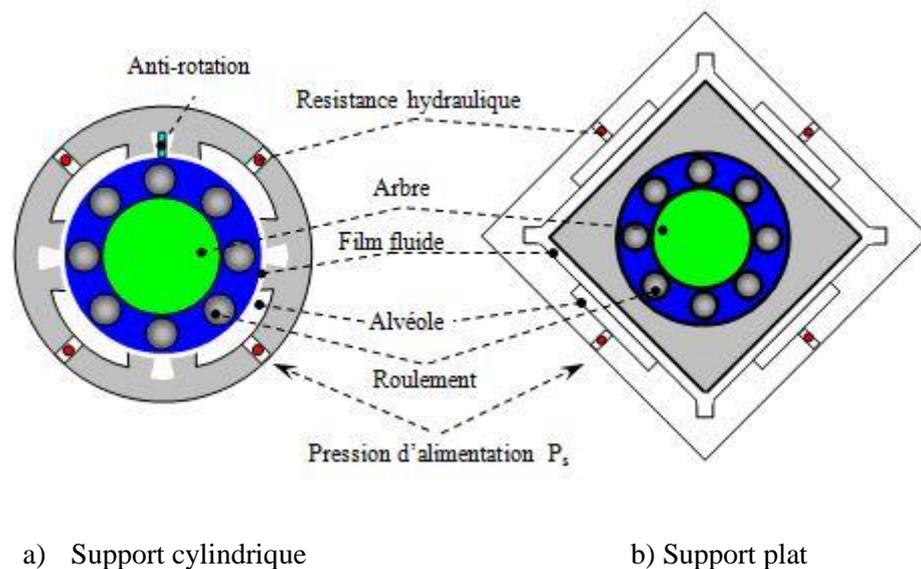
### I.4.5.6 Inconvénients :

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

Il existe une grande variété de géométries de paliers hydrostatiques et de stratégies potentielles pour contrôler les pressions. Parmi les géométries les plus simples et appropriées au contrôle des vibrations d'un rotor, on dénote les paliers hydrostatiques à 4 butées hydrostatiques. Notons qu'il existe plusieurs configurations des butées (supports), parmi lesquelles on distingue les configurations à support cylindriques et à support plat.

La configuration à support cylindrique (figure I.16-a) est moins couteuse mais exige un mécanisme anti-rotation pour éviter la rotation du palier. Elle est similaire au film amortisseur cylindrique (squeeze film damper SFD) non hydrostatique conventionnel dans le cas où il n'y a pas de ressort de centrage.

La configuration à support plat (figure I.16-b) dont l'anti-rotation est inhérente, peut être conçue pour que le moment de torsion du palier ne crée pas de problème de lignage [25].



**Figure I.16** : configuration de paliers hydrostatiques à 4 butées [25].

**I.5. Travaux antérieurs.**

On expose maintenant les différents travaux antérieurs et les plus récents portant sur les butées hydrostatiques, paliers hydrostatiques et hybrides.

-En 1917, Lord Rayleigh [18] fut le premier à présenter l'analyse d'un système Hydrostatique et à calculer la charge et le couple de frottement d'une butée hydrostatique axiale.

- En 1948, Gérard [18] a réalisé des broches utilisant des paliers hydrostatiques dont la raideur, selon la pression d'alimentation, était comprise entre 5,107 et 108 *N.m*. Ces paliers ont été utilisés sur des broches d'aléseuses et de rectifieuses de grande précision.

- Dès 1949 Shaw et Macks [18] 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. Si les résistances hydrauliques sont des capillaires, on obtient un système linéaire où les inconnues sont les pressions dans les alvéoles. Dans le cas d'orifice en paroi mince, on a un système non linéaire.

HAMMOU Mahmoud et al.[21] ont développé un modèle numérique pour étudier l'effet du rapport d'excentricité et du rapport de pression sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à trois patins à orifice compensé.

BELGACEM Souad [22], a étudiée le comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nano-fluides

-L'approche analytique a été par la suite, reprise Rowe.W.B.[26] pour calculer les Coefficients dynamiques d'un palier hybride centré.

- San Andres [27] a également utilisé cette approche pour déterminer les coefficients dynamiques d'un palier en tenant compte de la compressibilité du fluide dans les alvéoles.

Ce calcul approché donne de bons résultats lorsque le palier est centré et que les distances Inter-alvéoles, et les largeurs des portées axiales sont petites devant la largeur *L* du palier.

Toutefois, dès 1972, des auteurs ont utilisé la méthode des éléments finis [28,29,30].

La pression dans les alvéoles peut être calculée par une méthode de superposition ou par un Processus itératif. La méthode de superposition n'est applicable que s'il n'y a pas rupture du Film lubrifiant et que le régime d'écoulement est laminaire. Le calcul des coefficients dynamiques peut être traité par une différentiation numérique, méthode la plus utilisée car il est simple à mettre en œuvre, ou à partir d'une méthode de perturbation, Lund [27].

- En 1976, Rohde S.M et Ezzat H.A. [31] montrent que la prise en compte de la compressibilité du fluide située dans les alvéoles modifie les coefficients dynamiques du palier. Les raideurs directes du

palier augmentent avec la fréquence d'excitation tandis que les amortissements diminuent et tendent vers zéro.

Des résultats similaires ont été obtenus par San Andres [27], Ghoh et Viswanath [32]. Dans son approche analytique, San Andres met en évidence une fréquence critique au-delà de laquelle l'amortissement direct a été réduit de moitié par rapport à sa valeur correspondante au cas de fluide incompressible.

- Les travaux de Shinkle [33], Rowe [34] et Attar [35] basés sur la continuité du débit circonférentiel, supposent une génération de pression dans l'alvéole selon la direction circonférentielle, donc une recirculation du fluide. Le couple dû aux alvéoles peut parfois être plus important que celui dû au film mince.

- Bou-Saïd, B et Nicolas, D [36] ont étudié théoriquement et expérimentalement les effets de l'alignement sur les caractéristiques statiques et dynamiques des roulements hybrides.

Ali Mohamed, A [37] a étudié plus particulièrement l'influence de la masse du fluide située dans les alvéoles sur les coefficients dynamiques du palier hybride.

Les études théoriques en tribologie ont connu un progrès considérable au cours des trente dernières années grâce au développement économique et à l'arrivée de calculateurs de plus en plus puissants.

L'histoire de la tribologie et notamment l'évolution des mécanismes lubrifiés de l'antiquité à nos jours a été retracée par Dawson en 1979 et plus récemment par Frêne J[38].

Bouzi-dane.A. Zahloul, H.[39] ont fait des Calculs sur les Caractéristiques Statiques d'un palier à quatre butées hydrostatiques. Des calculs d'approche numérique et analytique d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins ont été réalisés par Bouzi-dane.A[24].

Bouzi-dane.A. [40] a fait une étude basée sur la recherche équivalente de rigidité et d'amortissement d'un palier lisse hydrostatique. Une Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler Les vibrations de rotors a été étudié par Bouzi-dane.A [41]. Dans le cas général (palier chargé, alvéole quelconque), on doit recourir à des méthodes numériques. Comme pour les autres problèmes hydrodynamiques, La méthode la plus utilisée est la méthode des éléments finis. La pression dans les alvéoles peut être calculée par une méthode de super position ou par un schéma itératif. La méthode de super position n'est applicable que s'il n'y a pas rupture du film lubrifiant et que le régime d'écoulement est laminaire [41].

- Asma ABED [42] a étudiée le comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents,

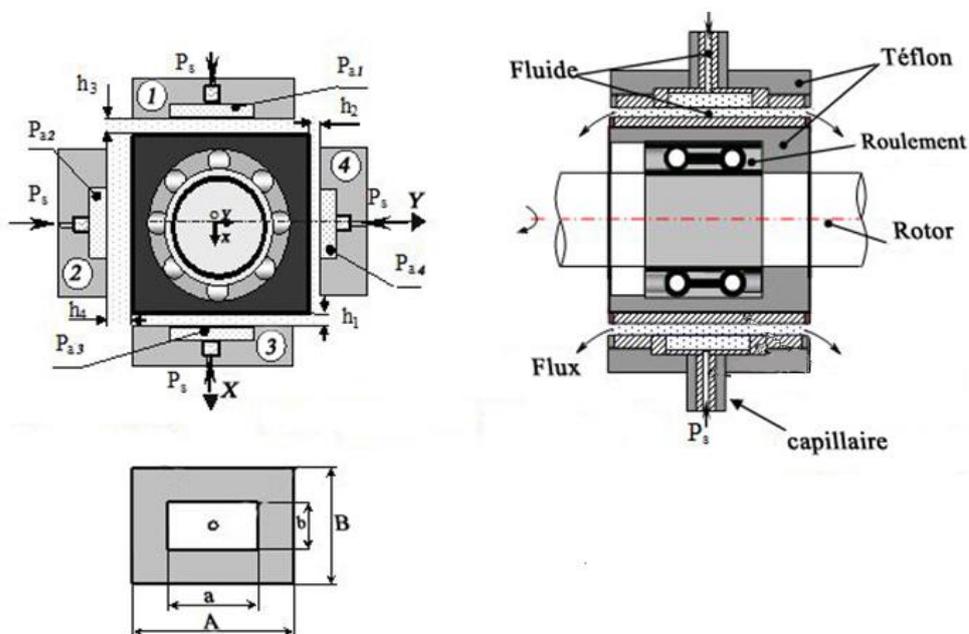
**II.1.Introduction :** Ce chapitre est consacré au calcul des caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à quatre patins et d'un palier hydrostatique à trois patins, lubrifiés tous les deux par un ferrofluide. Dans chaque cas le patin est alimenté par une pression d'alimentation extérieure à travers une résistance hydraulique de type capillaire.

Le fluide de l'écoulement est considéré incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent. Les calculs sont déterminés à partir de la résolution de l'équation de Reynolds modifiée, en utilisant le modèle de Jenkins. Une résolution analytique sera présentée en assimilant chaque patin comme une butée hydrostatique infiniment longue à simple effet, pour étudier l'effet du rapport de l'excentricité sur les caractéristiques statiques (les forces engendrées par le film et les débits du lubrifiant) et les caractéristiques dynamiques (coefficient de la raideur, le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement).

## II.2. Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins :

Dans la figure II.1, nous avons schématisé un palier hydrostatique à quatre patins où les indices 1, 2, 3 et 4 indiquent les caractéristiques des quatre butées.

Ces butées sont alimentées par les alvéoles, eux-mêmes alimentés par une pression extérieure d'un ferrofluide à travers quatre résistances hydrauliques. Nous supposons que la profondeur des alvéoles est suffisante pour permettre l'hypothèse d'une pression constante.



**Figure II.1 :** Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par un Ferrofluide. [22]

Sur la figure II.2 nous avons schématisé une butée hydrostatique à simple effet qui est constitué par:

- Une partie fixe appelé patin à un alvéole central;
- Une partie mobile palier à roulement animé d'une vitesse linéaire  $V_i$  ;
- Une partie sert à alimentée la butée par un champ magnétique.

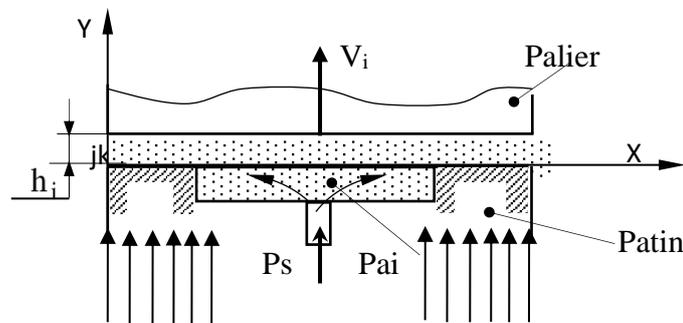
. Où:

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

$V_i$  : représente la vitesse d'écrasement du grain mobile relative à la butée à simple effet.

$H$  : le champ magnétique.

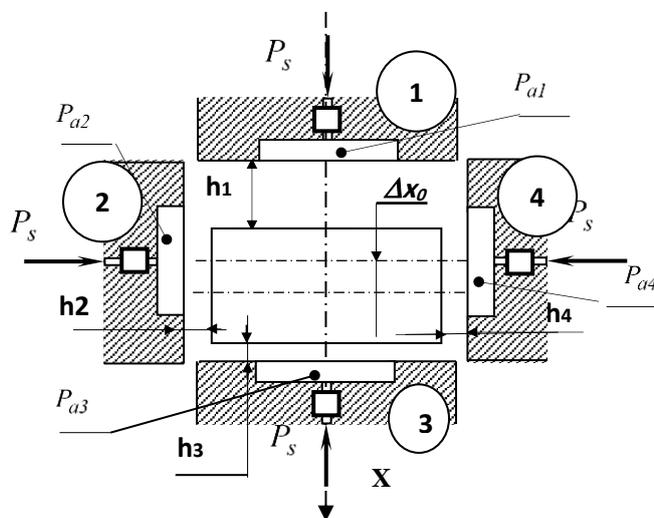
Soit  $h_0$  l'épaisseur du film en position centrée.



**Le champ magnétique**

**Figure II.2:** Butée hydrostatique à simple effet alimentée par un champ magnétique.[41]

Sur la figure II.3, nous avons schématisé un palier à quatre butées hydrostatiques dans une position excentrée où les indices 1, 2, 3 et 4 indiquent les caractéristiques des quatre butées.



**Figure II.3 :** Schéma d'un palier hydrostatique à quatre patins (palier excentré) [41]

- Butée hydrostatique à simple effet n°1 :

$$h_1 = h_0 + \varepsilon \quad (II.1)$$

$$V_1 = \frac{dh_1}{dt} = V_i \quad (II.2)$$

- Butée hydrostatique à simple effet n°2 :

$$h_2 = h_1 \quad (II.3)$$

$$V_2 = \frac{dh_2}{dt} = V_i \quad (II.4)$$

- Butée hydrostatique à simple effet n°3 :

$$h_3 = h_0 - \varepsilon \quad (II.5)$$

$$V_3 = \frac{dh_3}{dt} = -V_i \quad (II.6)$$

- Butée hydrostatique à simple effet n°4 :

$$h_4 = h_3 \quad (II.7)$$

$$V_4 = \frac{dh_4}{dt} = -V_i \quad (II.8)$$

Ce que nous allons appliquer pour le calcul des caractéristiques du butée à quatre patins c'est la méthode analytique qui est appliquée dans le cas d'hypothèse particulière comme la butée hydrostatique infiniment longue.

### II.2.3. Schématisation d'un palier hydrostatique à trois patins :

Dans la figure II.4, nous avons schématisé un palier hydrostatique à trois patins où les indices 1, 2 et 3 indiquent les caractéristiques des trois butées.

Ces butées sont alimentées par les alvéoles, eux-mêmes alimentés par une pression extérieure d'un fluide à travers trois résistances hydrauliques. Nous supposons que la profondeur des alvéoles est suffisante pour permettre l'hypothèse d'une pression constante

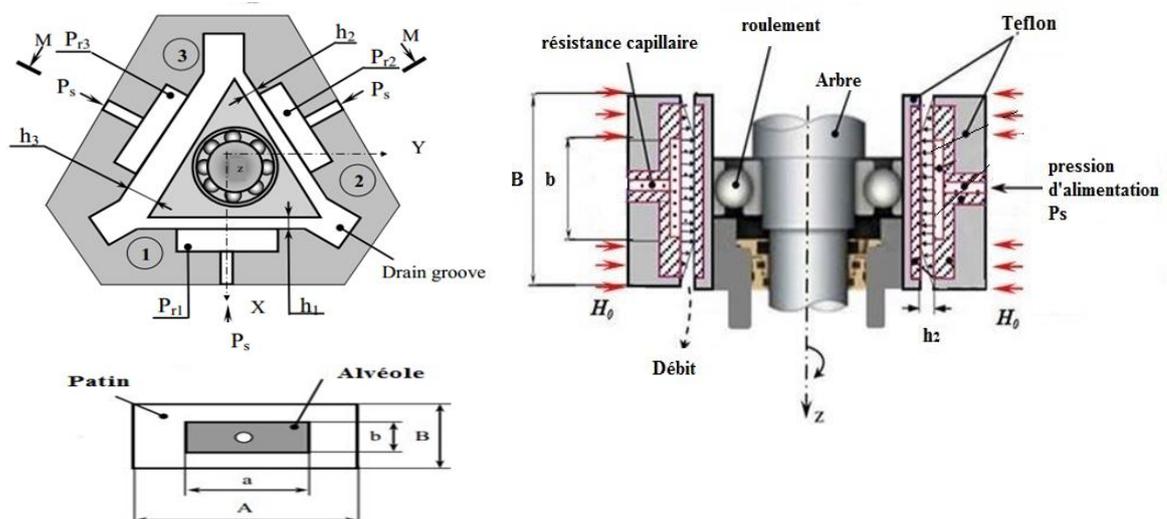


Figure II.4. Schématisation détaillée d'un Palier hydrostatique à trois patins [21]

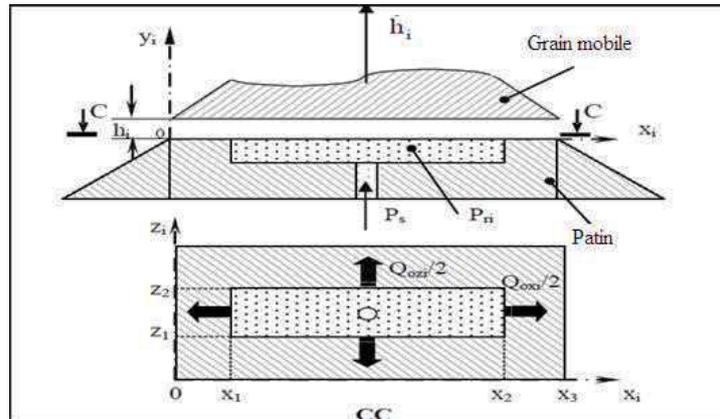


Figure II.5 Patin hydrostatiques rectangulaire [21]

Où :

$h_i$  : représente l'épaisseur du film lubrifiant relative au patin n°i.

$\dot{h}_i$  : représente la vitesse d'écrasement du grain mobile relative au patin hydrostatique n°i.

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

$$\begin{cases} h_1 = h_0 + x_1^* & (II.9) \\ h_2 = h_0 - x_2^* & (II.10) \\ h_3 = h_0 - x_3^* & (II.11) \end{cases}$$

Ou  $x_1^*$ ,  $x_2^*$  et  $x_3^*$  sont obtenus comme suit : ( voir Figure II.6):

$$\begin{cases} x_1^* = x & (II.12) \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_2^* = x \sin(\pi/6) - y \cos(\pi/6) & (II.13) \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_3^* = x \sin(\pi/6) + y \cos(\pi/6) & (II.14) \end{cases}$$

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

$$\begin{cases} \dot{h}_1 = \dot{x} = V_1 & (II.15) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{h}_2 = \dot{x} \sin(\pi/6) - \dot{y} \cos(\pi/6) = V_2 & (II.16) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{h}_3 = \dot{x} \sin(\pi/6) + \dot{y} \cos(\pi/6) = V_3 & (II.17) \end{cases}$$

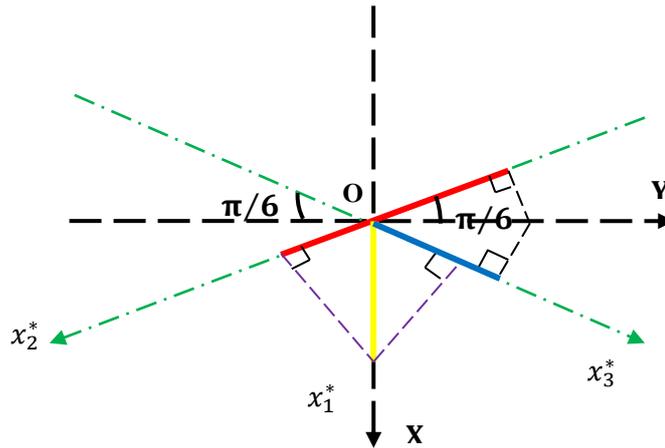


Figure II.6. Système d'axes pour un palier hydrostatique à trois patins[22]

#### II.2.4. Equation de Reynolds :

L'équation de Reynolds permet de connaître la répartition de pression  $P(X, Z)$ . Cette équation est résolue selon différentes méthodes numériques comme celle de la méthode des différences finies centrées qui consiste à discrétiser le domaine d'intégration ou analytique représenté dans le cas d'hypothèse particulière d'une butée infiniment longue.

Dans une butée hydrostatique, si on suppose qu'il n'existe pas de glissement entre le fluide et les parois, les conditions aux limites associées au champ de vitesse sont les suivantes (Figure II.7) :

Sur le patin ( $Y = 0$ ) :  $U_{2i} = 0 ; V_{2i} = V_{pi} = 0 ; W_{2i} = 0$

Sur le grain mobile ( $Y = h_i$ ) :  $U_{li} = 0 ; V_{li} \neq 0 ; W_{li} = 0$

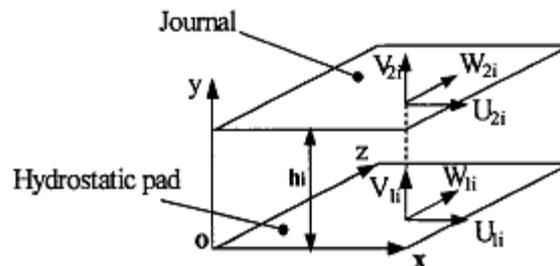


Figure II.7 : Système d'axe d'une butée hydraulique simple effet[41]

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

$U_{2i}$  ;  $V_{2i}$  et  $W_{2i}$  sont respectivement les vitesses de surface du palier relatives à la butée à simple effet dans les directions X, Y et Z.

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

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ h_i^3 \left( \frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[ h_i^3 \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\eta V_i \quad (II.17)$$

Pour notre cas un ferrofluide et butée infiniment longue en utilisant le model de Jenkins, notre equation devient comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{h_i^3}{1-\lambda} \left( \frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{h_i^3}{1-\lambda} \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\mu_{FR} V_i \quad \lambda \neq 1 \quad (II.18)$$

Où :  $\lambda = \frac{\rho \alpha^2 \bar{\mu}}{2\eta} H$

$\rho$  : La densité du fluide.

$\alpha^2$ : Le constant du matériau.

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

$\eta$ : La viscosité du Ferro fluide.

H : Le champ magnétique.

$h_i$  : L'épaisseur du film fluide.

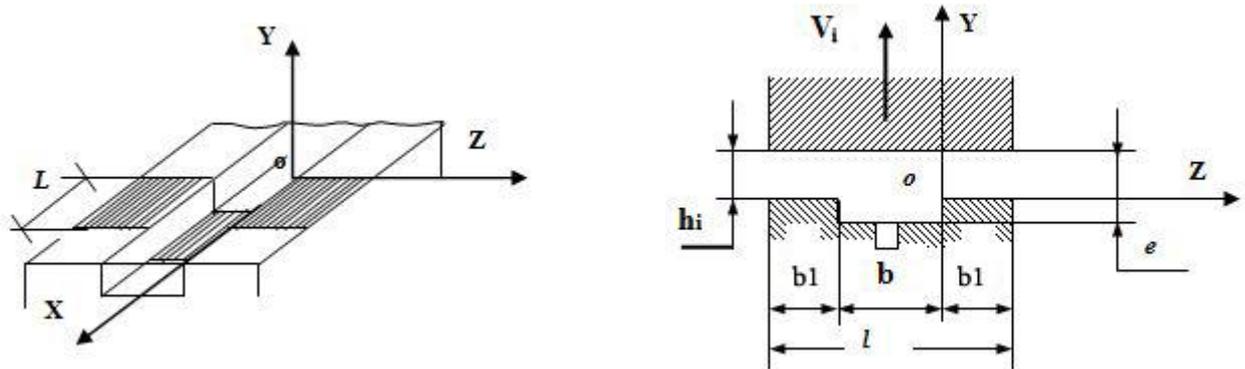


Figure II.8: Notations et perspective d'une butée hydrostatique plane infiniment longue[41]

### La Méthode analytique.

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

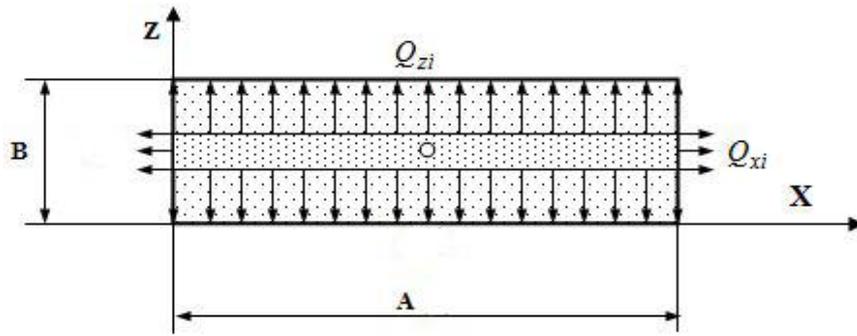


Figure II.9. Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue [41]

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

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

Lorsque le rapport  $A/B$  de la longueur  $A$  ( $A=L$ ) à la largeur  $B$  de la butée n°  $i$  est grand, on peut négliger le débit sortant suivant la longueur  $A$  devant le débit sortant suivant la largeur  $b$ , l'écoulement se fait purement suivant la largeur  $b$  (Figure. II.9) Donc on n'a pas de variation de pression suivant l'axe  $x \Rightarrow \frac{\partial P_i}{\partial X} = 0$

Ainsi, l'équation de Reynolds (II.18) devient:

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{h_i^3}{[1 - \lambda]} \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12\eta_{FR} \dot{h}_i \quad (II.19)$$

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

## II.2.5. Calcul des caractéristiques statiques :

### II.2.5.1. Charge portante :

La charge portante  $W_{pi}$  pour une longueur  $L$  relative à la butée à simple effet s'écrit :

$$W_{pi} = \int_s P_i ds = \int_{S_1} P_{ai} ds + \int_{S_2} P_i ds \quad (II.20)$$

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

$$W_{pi} = P_{ai}L(b_1 + b) - [1 - \lambda] \frac{2\mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.21)$$

On peut écrire cette relation sous la forme suivante :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - [1 - \lambda] \frac{2\mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (II.22)$$

Où :

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

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

$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s}$  : Représente le rapport de la pression dans l'alvéole à la pression fournie par la pompe relative à la butée à simple effet.

### Cas particulier

Pour  $\dot{h}_i = 0$

La charge portante statique à la butée à simple effet est déduite de la relation (II.22) :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w \quad (II.23)$$

- La charge totale dans le cas de palier hydrostatique à quatre patins est donnée comme suit :

$$W_x = |W_{p2} - W_{p4}| \quad (II.24)$$

$$W_y = |W_{p3} - W_{p1}| \quad (II.25)$$

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \quad (II.26)$$

- La charge totale dans le cas de palier hydrostatique à trois patins est donnée comme suit :

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2}$$

Avec :

$$W_x = -(W_{p1} - (W_{p2} + W_{p3}) \sin(\gamma_i)) \quad (II.27)$$

$$W_y = -(W_{p2} - W_{p3}) \cos(\gamma_i) \quad (II.28)$$

#### II.2.5.2. Débit de lubrifiant :

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

La vitesse du fluide est donnée par la relation :

$$u_{zi} = \frac{1}{2\mu_{ER}} \frac{\partial P_i}{\partial Z} y(y - h_i) \quad (II.29)$$

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

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

$$Q_{si} = \frac{L h_i^3 \left( P_{ai} - [1 - \lambda] \frac{6 \mu_{FR} \dot{h}_l}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6 b_1 \mu_{ER}} \quad (II. 30)$$

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

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( P_{ai} [1 - \lambda] - \frac{6 \mu_{FR} \dot{h}_l}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu_{FR}} K_Q \quad (II. 31)$$

ou bien :

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( \beta_i P_s - [1 - \lambda] \frac{6 \mu_{FR} \dot{h}_l}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu_{ER}} K_Q \quad (II. 32)$$

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

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

$$Q_{vol i} = \frac{dv_i}{dt}$$

Où :

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

Avec :

$S$ : Surface de l'alvéole

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

$$v_i = S \times e_i$$

$e_a$ : Profondeur de l'alvéole

$$e_i = h_i + e_a$$

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

Ainsi :

à simple effet.

$$Q_{vol i} = S \frac{dh_i}{dt} \quad (II. 33)$$

### c) Débit des résistances hydrauliques de type capillaire :

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

Un capillaire est un tube relativement long dont le rapport de la longueur  $L_c$  au rayon  $r$  est grand

( $L_c / r > 50$ ) ; lorsque l'écoulement est laminaire (c'est à dire pour des nombres de Reynolds inférieurs

à 1000) le débit est donné par la loi de Hagen-Poiseuille :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) \quad (II. 34)$$

Avec :

$P_{ai}$ : Pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet.

$P_s$ : La pression d'alimentation.

$d_c, L_c$ : Caractéristiques géométriques du capillaire.

$\mu_{fR}$ : Viscosité dynamique.

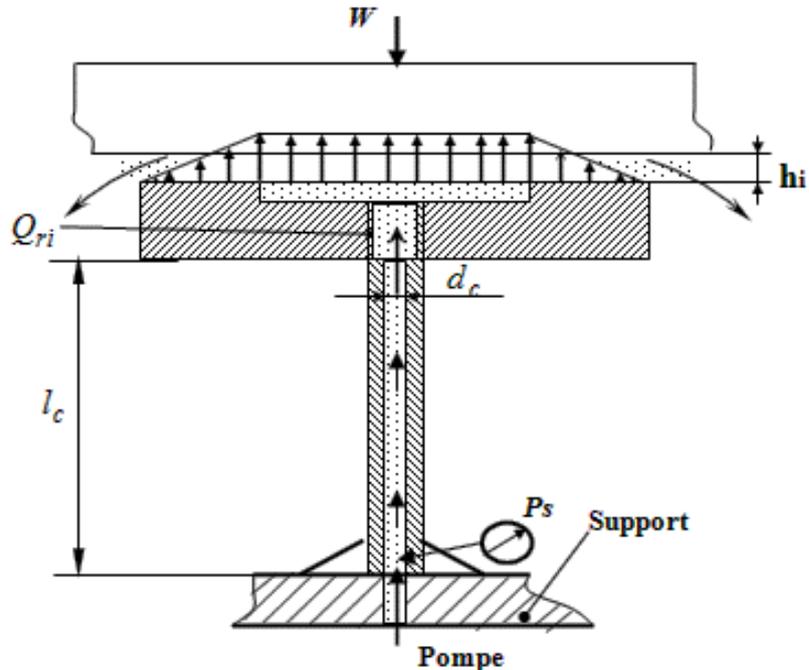


Figure II.10: Résistance hydraulique de type capillaire[41].

**d) Débit total du lubrifiant.**

Le débit total du palier hydrostatique est obtenu après une sommation des débits relatifs à chaque patin, on obtient alors :

- Pour le palier hydrostatique à quatre patins.

$$Q_T = \sum_{i=1}^4 Q_i = Q_{01} + Q_{02} + Q_{03} + Q_{04}$$

- Pour le palier hydrostatique à trois patins.

$$Q_T = \sum_{i=1}^3 Q_i = Q_{01} + Q_{02} + Q_{03}$$

### II.2.5.3. Calcul de la pression dans l'alvéole :

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

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

$$Q_{ri} = Q_{si} + Q_{vol i} \quad (II. 35)$$

Où :

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

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

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

L'équation (2.35) peut s'écrire comme suit :

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = Q_{si} + Q_{vol i} \quad (II. 36)$$

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

$$Q_{ri} = \frac{\pi d_c^4}{[1 - \lambda] 128 \mu_{FR} L_c} (P_s - P_{ai}) = \frac{K_c}{[1 - \lambda] \mu_{FR}} \quad (II. 37)$$

Où :

$$K_c = \frac{\pi d_c^4}{128 L_c} \quad (II. 38)$$

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

Soit :

$$\frac{K_c}{\mu_{FR}} (P_s - P_{ai}) = \frac{\left( P_{ai} - [1 - \lambda] \frac{6 \mu_{FR} \dot{h}_l}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3}{\mu_{FR}} K_Q + S_1 \dot{h}_l \quad (II. 39)$$

Donc :

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6 b_1^2 K_Q [1 - \lambda] - S_1) \mu_{FR} \frac{\dot{h}_l}{K_c}}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3} \quad (II. 40)$$

**Cas particulier :**

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

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

$$P_{ai} = P_s / \left( 1 + \frac{K_Q}{K_C} h_i^3 \right) \quad (II.41)$$

$$\text{Donc : } \beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} = \frac{1}{\left( 1 + \frac{K_Q}{K_C} h_i^3 \right)} \quad (II.42)$$

Soit  $\beta_i = \beta_0$  et  $h_i = h_0$ , la relation de l'épaisseur du film de lubrifiant  $h_0$  est déduite de la relation (2.41)

$$h_0 = \left[ \frac{K_C}{K_Q} \left( \frac{1}{\beta_0} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (II.43)$$

Où :  $\beta_0$  : représente le rapport de pression de fonctionnement.

**II.5.3. Calcul des caractéristiques dynamiques :**

**II.5.3.1. Modélisation linéaire :**

Dans l'analyse dynamique du grain mobile (ligne d'arbre) supporté par des butées hydrostatiques, le comportement de la butée est gouverné par les forces hydrostatiques engendrées par le film lubrifiant et qui s'opposent au mouvement du grain mobile.

Dans le cas général, celles-ci sont obtenues par intégration du champ de pression calculé à partir de l'équation de Reynolds écrite en régime dynamique.

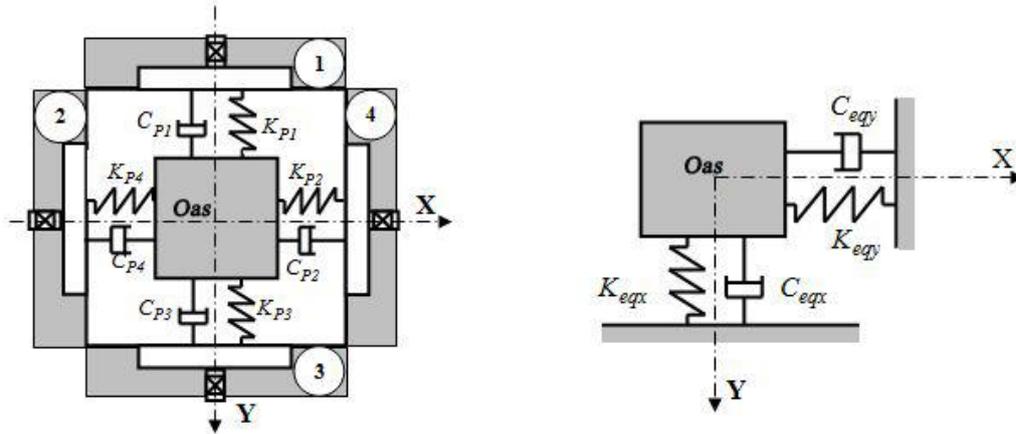
Ces forces étant des fonctions non linéaires de la position et de la vitesse du centre de l'arbre. L'analyse exacte d'un système grain mobile - butées est donc très complexe puisqu'elle nécessite la résolution simultanée des équations relatives au mouvement du grain mobile et de l'équation relative au comportement hydrostatique de chaque butée.

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

Une étude simplifiée peut être réalisée en linéarisant les équations, elle comporte deux étapes :

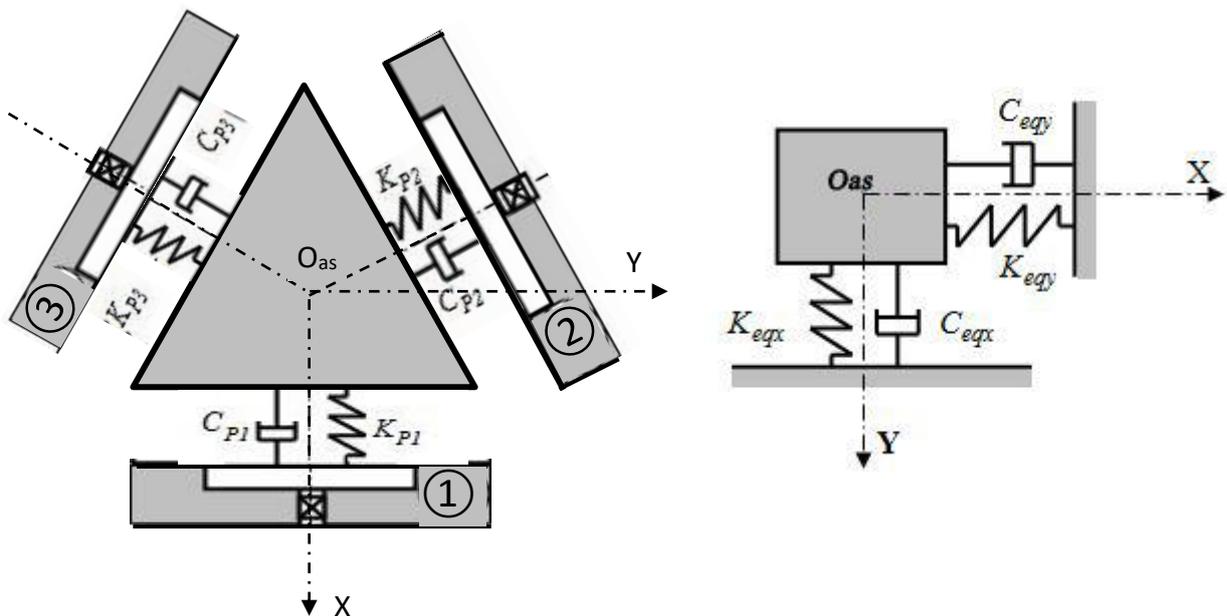
- Une analyse statique permettant de déterminer la position d'équilibre du grain mobile (l'arbre) à l'intérieur de la butée sous une charge extérieur  $W_0$ .
- Une analyse dynamique linéarisée pour le mouvement du grain mobile (la ligne d'arbre) au voisinage de la position d'équilibre statique  $O_{as}$ .

Cette analyse linéaire du comportement d'une butée fluide autour de la position d'équilibre statique permet de modéliser le film lubrifiant par deux coefficients dynamiques à savoir le coefficient de raideurs et le coefficient d'amortissements (Figures II.11 et II.12).



a) Représentation des caractéristiques dynamiques    b) Représentation des caractéristiques dynamiques équivalentes

**Figure II.11 :** Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins [22]



a) Représentation des caractéristiques dynamiques    b) Représentation des caractéristiques dynamiques équivalentes

**Figure II.12 :** Représentation dynamique du film lubrifiant d'une butée hydrostatique à double effet à trois patins.

La détermination de ces coefficients permet :

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

Nous allons utiliser la méthode analytique pour le calcul des caractéristiques dynamiques de la butée hydrostatique qu'elle n'est utilisable que dans le cas d'hypothèse particulière comme la butée infiniment longue.

### II.5.3.2. Coefficient de raideur :

Le coefficient de raideur de la butée hydrostatique infiniment longue est défini par le taux de variation de la capacité de la charge sur l'épaisseur du film et il est donné par la relation :

$$K_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{dh_i} = -\frac{dW_{pi}}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{dh_i} \quad (II.44)$$

Avec :

$$dW_{pi} = P_{ai} S K_w \quad (II.45)$$

Où :

$$P_{ai} = \frac{P_s}{1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3}$$

Donc :

$$K_{pi} = \frac{3 S K_w P_s}{h_i} \beta_i (1 - \beta_i) \quad (II.46)$$

Où :

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s}$$

### II.5.3.3. Coefficient d'amortissement :

L'amortissement de la butée hydrostatique plane infiniment longue est défini par le taux de variation de la capacité de la charge sur la vitesse du grain mobile et il est donné par la relation.

$$C_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{d\dot{h}_i} = -\frac{dW_{pi}}{dP_{ai}} \frac{dP_{ai}}{d\dot{h}_i} \quad (II.47)$$

D'après la relation (II.22) on a :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - [1 - \lambda] \frac{2\mu_{FR} \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L$$

Et d'après la relation (II.35), on a :

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

Alors :

$$C_{pi} = -L(b + b_1) \frac{(6 b_1^2 - S_1)[1 - \lambda] \frac{\mu_{FR}}{K_c}}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_i^3\right)} + 2 L b [1 - \lambda] \frac{\mu_{FR} b^2}{h_i^3} \quad (II.48)$$

**II.5.3.4. Taux d'amortissement :** Le taux d'amortissement est défini par la variation de la charge sur le double de la racine carrée du et il est donné par la relation :

$$M = \frac{W_{pi}}{9.81} \quad (II.49)$$

$$\xi = \frac{C_{pi}}{2\sqrt{K_{pi} \cdot M}} \quad (II.50)$$

**II.5.3.5. Calcul des coefficients dynamiques équivalents :**

**II.5.3.5.1. Cas de palier hydrostatique à quatre patins.**

Les coefficients dynamiques équivalents relatifs au palier hydrostatique complet sont déterminés par superposition des coefficients de chaque butée à simple effet.

**a) Coefficients de raideur équivalents**

$$K_{eqx} = K_{p1} + K_{p3} = 3 S K_w P_s \left[ \frac{\beta_1(1-\beta_1)}{h_1} + \frac{\beta_3(1-\beta_3)}{h_3} \right] \quad (II.51)$$

$$K_{eqy} = K_{p2} + K_{p4} = 3 S K_w P_s \left[ \frac{\beta_2(1-\beta_2)}{h_2} + \frac{\beta_4(1-\beta_4)}{h_4} \right] \quad (II.52)$$

**b) Coefficients d'amortissement équivalents :**

$$C_{eqx} = C_{p1} + C_{p3} \quad (II.53)$$

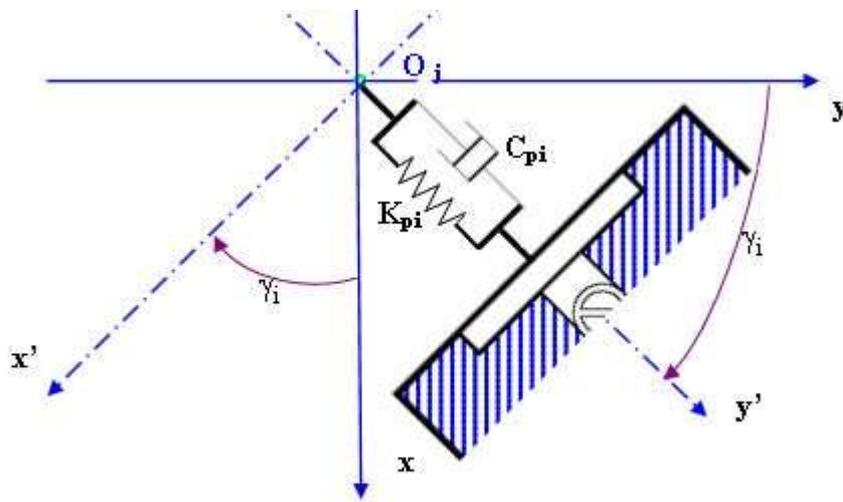
$$C_{eqx} = -L(b + b_1)(6 b_1^2 - S_1) \frac{\mu_{FR}}{K_c} \left[ \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_1^3\right)} + \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_3^3\right)} \right] \quad (II.54)$$

$$C_{eqy} = C_{p2} + C_{p4} \quad (II.55)$$

$$C_{eqy} = -L(b + b_1)(6 b_1^2 - S_1) \frac{\mu_{FR}}{K_c} \left[ \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_2^3\right)} + \frac{1}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_c} h_4^3\right)} \right] \quad (II.56)$$

### II.5.3.5.2. Cas de palier hydrostatique à trois patins.

La figure II.13 montre la manière de calculer les caractéristiques dynamiques dans système d'axe(X,Y).



**Figure II.13** Caractéristiques dynamiques : Rigidité et amortissement relatif à la butée hydrostatique à simple effet n°i ,cas d'un palier hydrostatique à trois patins [21]

Les caractéristiques dynamiques équivalents du palier a trois patins hydrostatiques peuvent être comme suit [55]

$$[K_{eq}] = \sum_{i=1}^3 K_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\gamma_i) & -\cos(\gamma_i).\sin(\gamma_i) \\ -\cos(\gamma_i).\sin(\gamma_i) & \sin^2(\gamma_i) \end{bmatrix} \quad (II.57)$$

$$[C_{eq}] = \sum_{i=1}^3 C_{pi} \begin{bmatrix} \cos^2(\gamma_i) & -\cos(\gamma_i).\sin(\gamma_i) \\ -\cos(\gamma_i).\sin(\gamma_i) & \sin^2(\gamma_i) \end{bmatrix} \quad (II.58)$$

Avec [Keq] : la matrice de rigidité globale.

[Ceq] : la matrice d'amortissement globale.

**III-1. Introduction :**

--Dans ce chapitre nous présenterons les résultats de l'étude statique et dynamique de deux paliers hydrostatiques, l'un à quatre patins et l'autre à trois patins contrôlés tous les deux par des résistances hydrauliques de type capillaire alimentées par un ferrofluide en régime laminaire, isotherme et permanent en appliquant un champ magnétique uniforme en stationnaire, l'épaisseur du film est constante, la vitesse du grain mobile est nulle et l'équation de Reynolds se réduit à l'équation  $\nabla P = 0$ . Puis une comparaison de résultats entre les deux cas de configurations est exposée en ce qui concerne les caractéristiques statiques et les caractéristiques dynamiques.

Une méthode analytique est adoptée dans le cas d'hypothèse particulière d'une butée infiniment longue. Les caractéristiques principales de chaque butée hydrostatique à simple effet, sont données dans le tableau suivant :

**Dimensions de Chaque patin :**

<i>Longueur A(m).</i>	<i>Largeur B(m)</i>
$A=0.1524m$	$B = 0.0254m$

**Les paramètres géométriques des résistances hydrauliques type capillaire:**

<i>Longueur</i>	<i>Diamètre</i>
$L_c = 0.058m$	$d_c = 0.002 m$

**La pression d'alimentation :**  $P_s = 2Bar$

**Les propriétés de Ferro fluide :**  $\mu = 0.002 Pa. s.$

$$\frac{L}{a} = 1 \quad \text{et} \quad \frac{b}{B} = 0.5$$

**III-2. Méthode de résolution et organigramme :**

- le calcul de rapport de pression de la butée a été effectué à l'aide de la méthode analytique présentée dans le cas d'une butée infiniment longue. La figure (III.1), présente l'organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamique d'une butée hydrostatique lubrifiée par un ferrofluide en fonction de l'excentricité.

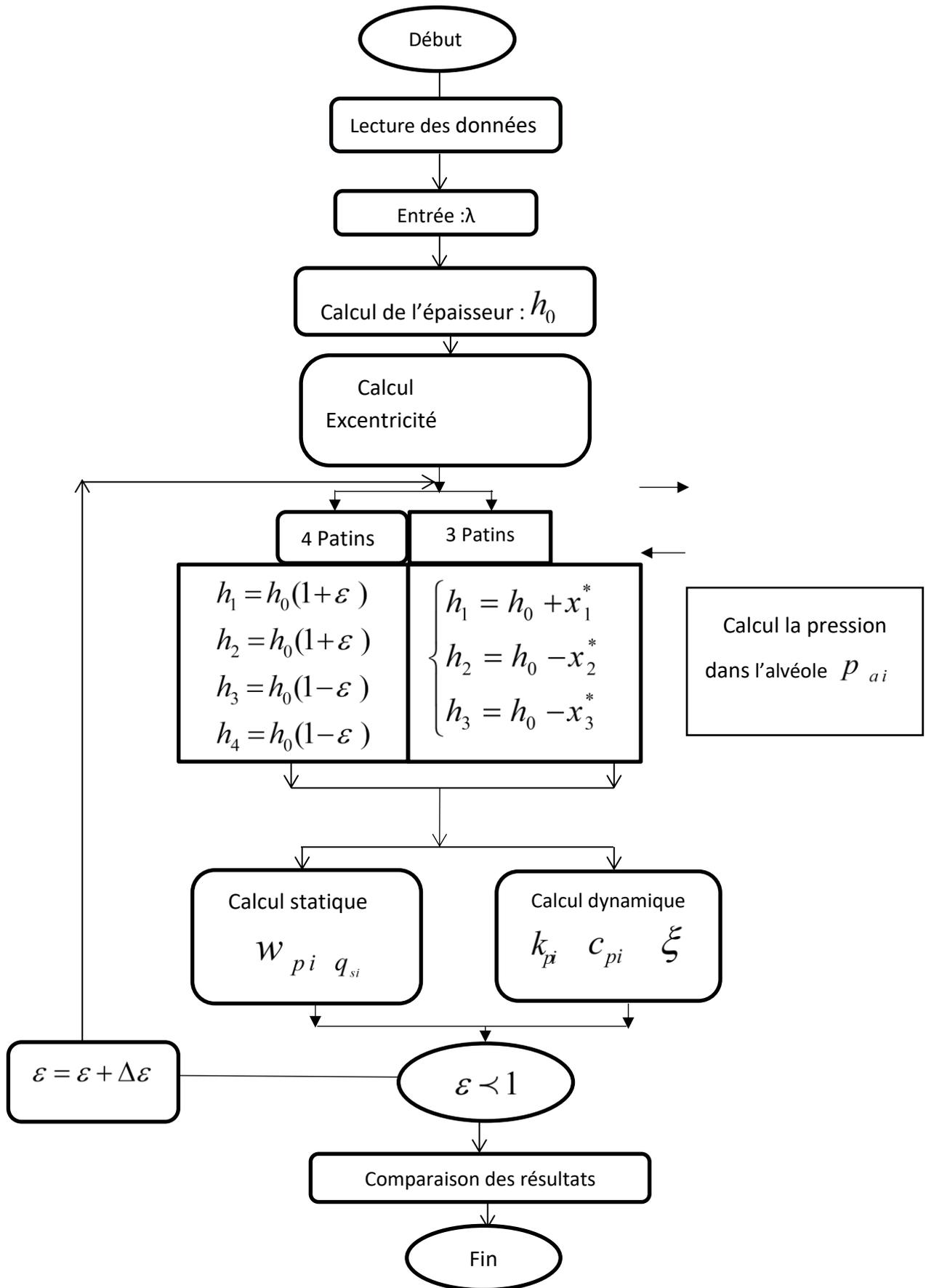
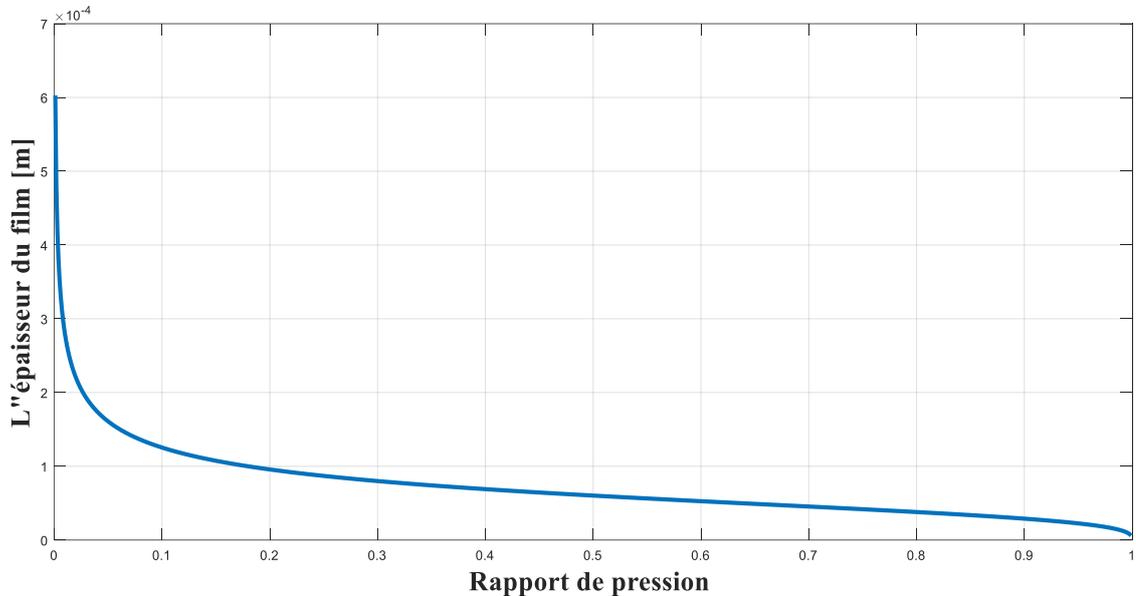


Figure III.1 : Organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamiques en fonction de l'excentricité relative pour différentes valeurs de  $\lambda$

### III-3. Résultats et interprétations :

#### III.3.1. Analyse de l'épaisseur du film :

Comme le montre la figure (III.2), l'épaisseur du film est étudiée en fonction du rapport de pression avec un rapport d'excentricité égal à zéro et lorsqu'aucun champ magnétique est appliqué. Cette figure montre que l'épaisseur du film diminue lorsque le rapport de pression augmente.



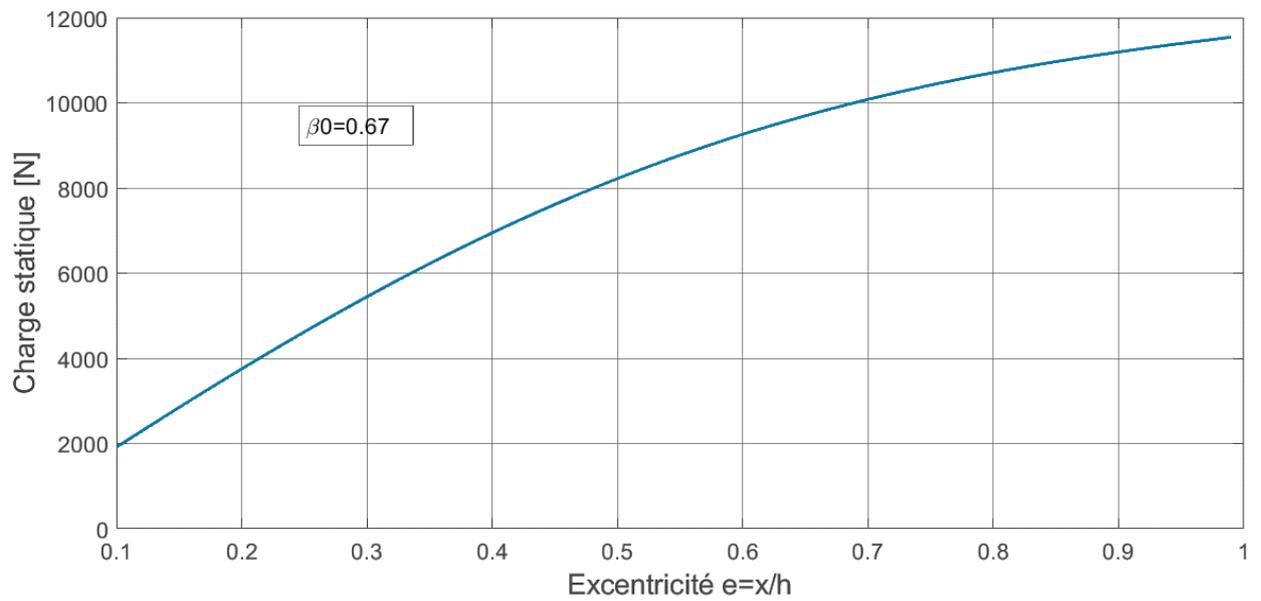
*Figure. III.2. Variation de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression.*

#### III.3.2. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamique.

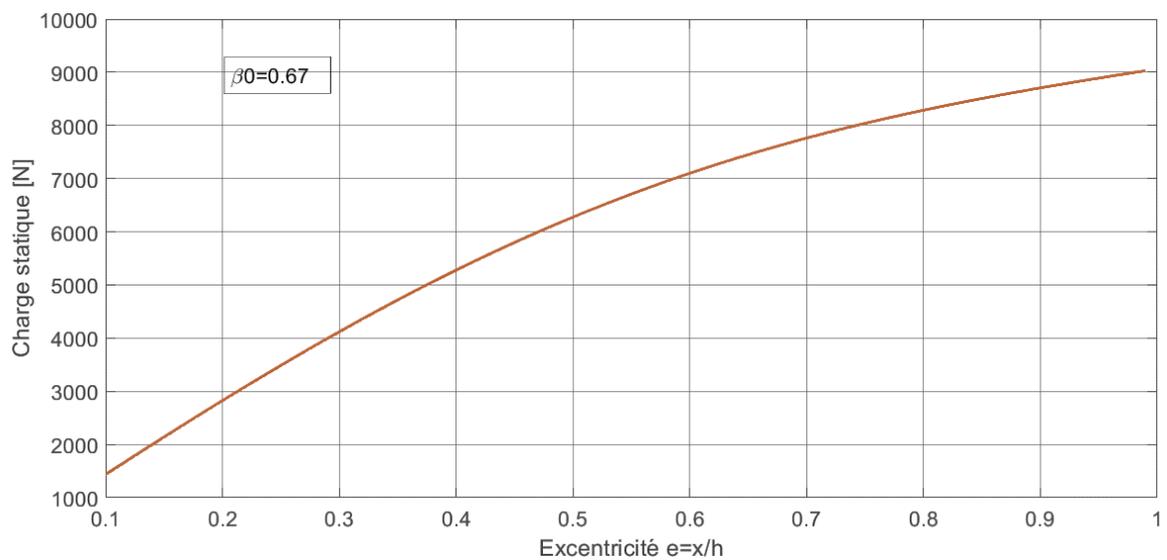
##### III.3.2.1. Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques.

###### III.3.2.1.1. Influence sur la charge statique et dynamique.

Les figures (III.3a et III.3b) montrent les effets du rapport d'excentricité sur la capacité de charge statique pour les deux cas de paliers hydrostatiques et pour un rapport de pression égal à  $\beta_0 = 0.67$ . On constate bien que cette charge augmente avec l'augmentation de l'excentricité. À noter aussi que le paramètre de Jenkins n'a pas d'influence sur cette charge.

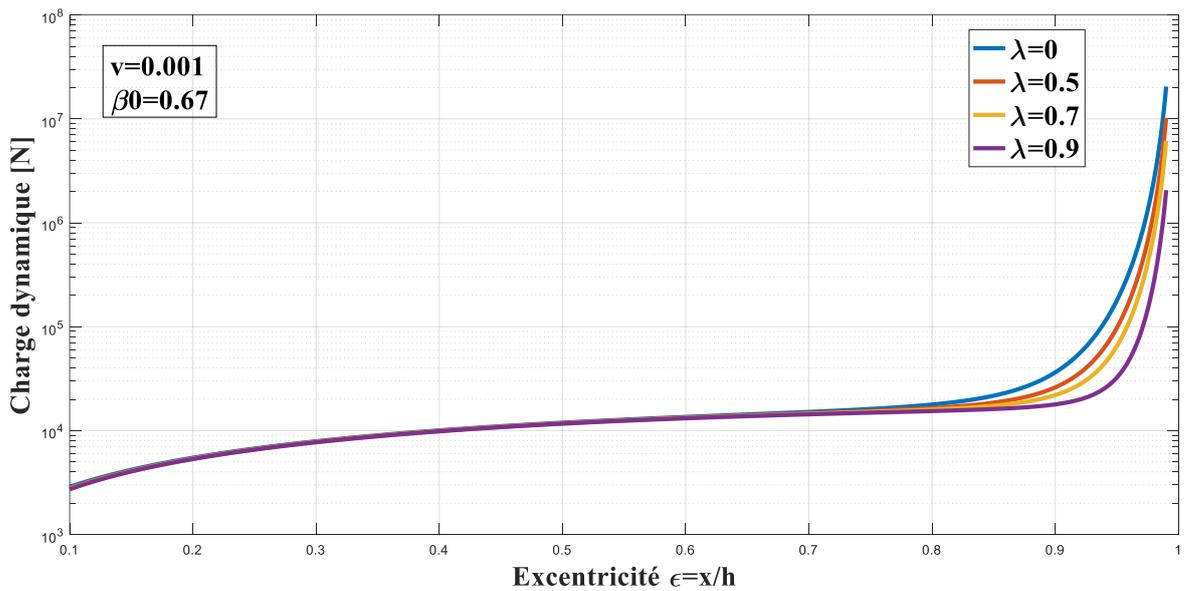


**Figure. III.3.a.** Variation de la charge statique en fonction de l'excentricité. Palier hydrostatique à quatre patins

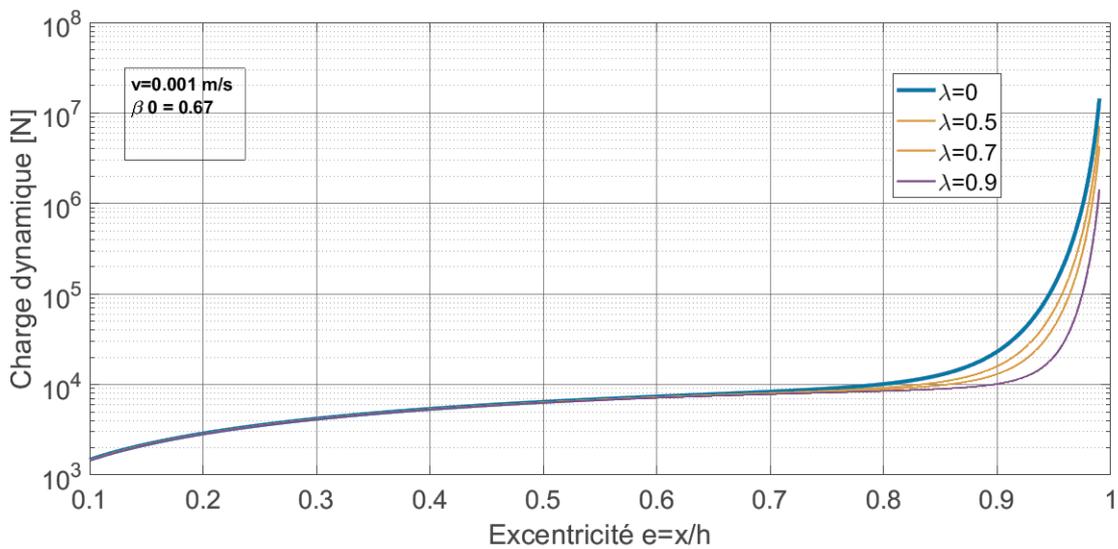


**Figure. III.3.b.** Variation de la charge statique en fonction de l'excentricité. Palier hydrostatique à trois patins

Les figures (III.4a et III.4b) montrent les effets du rapport d'excentricité et de la vitesse d'écrasement sur la capacité de charge dynamique pour différentes valeurs du paramètre de matériau avec  $H$  uniforme en utilisant le modèle Jenkins et pour un rapport de pression égal à  $\beta_0=0.67$  et  $V=0.001\text{m/s}$ . On constate que lorsque le rapport d'excentricité augmente, la capacité de charge augmente mais diminue avec une augmentation du paramètre de matériau en raison de la diminution de la pression magnétique de l'évidement.



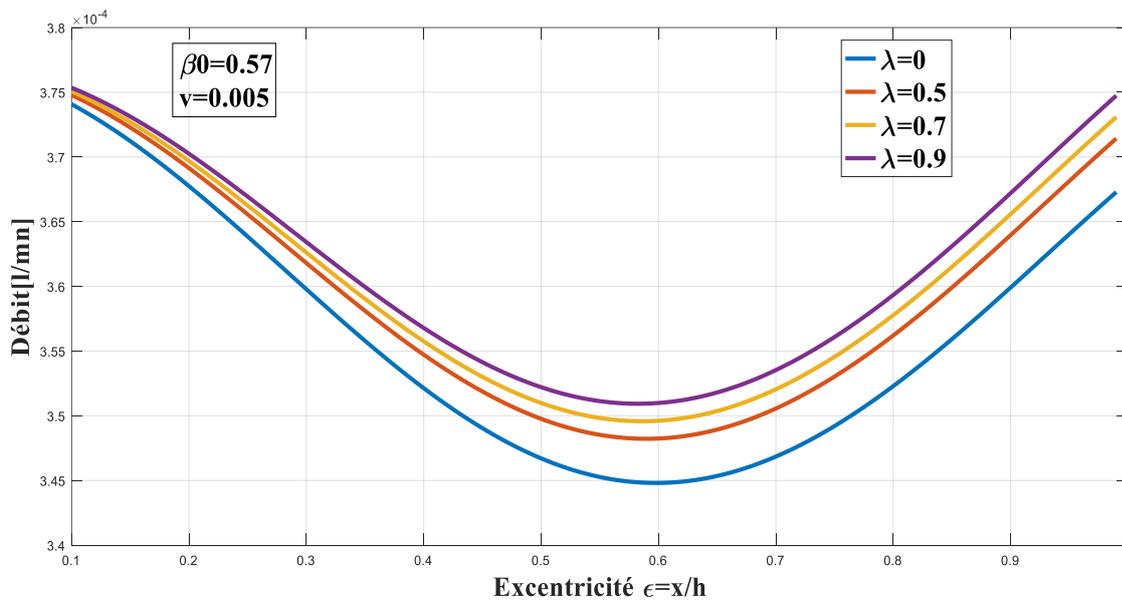
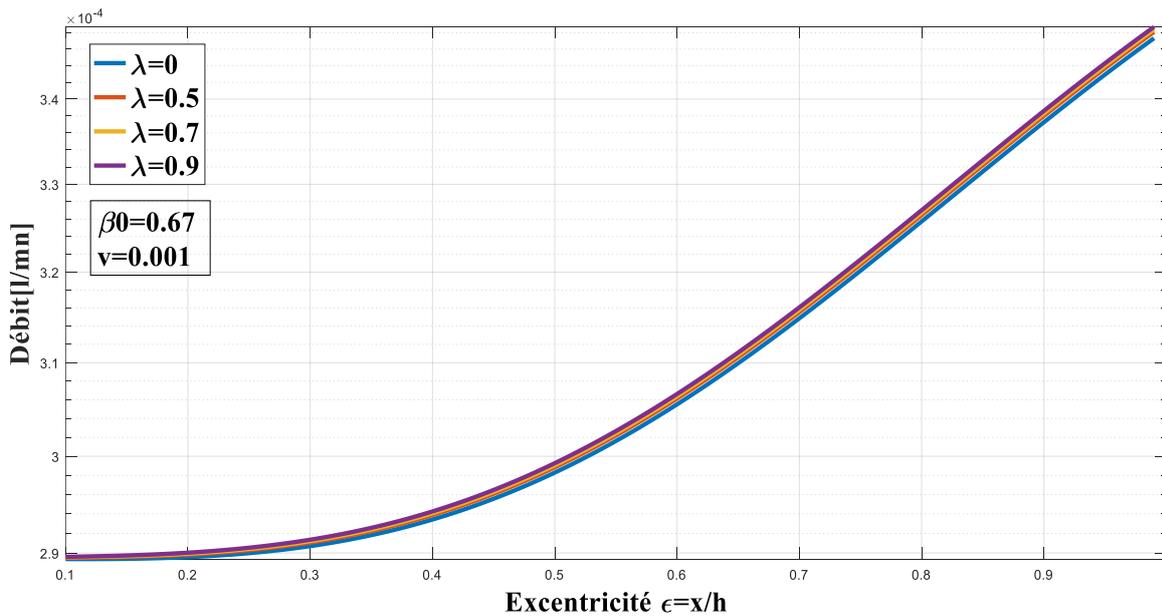
**Figure III.4a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique. **Palier hydrostatatique à quatre patins**



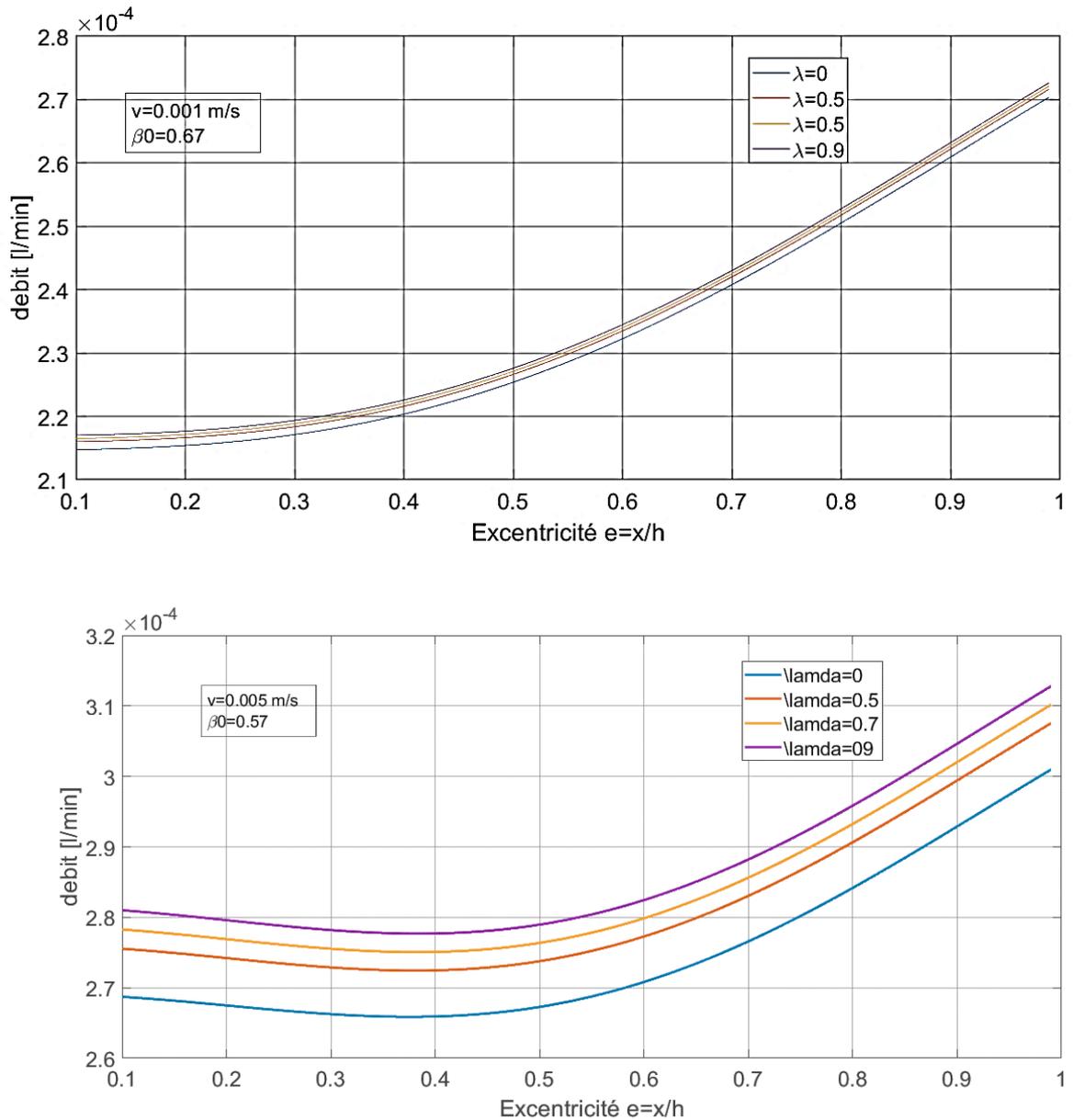
**Figure III.4b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur la charge dynamique. **Palier hydrostatatique à trois patins**

### III.3.2.1.2. Influence sur le débit.

Les figures (III.5a et III.5b) présentent les influences du rapport d'excentricité et de la vitesse d'écrasement sur le débit pour différentes valeurs du paramètre de matériau avec H uniforme en utilisant le modèle Jenkins  $\lambda$ . Ces figures montrent que l'augmentation du paramètre du matériau de 0 à 0,9, ainsi que la vitesse et le rapport de pression influent sur le débit en raison de la diminution de la pression magnétique de l'évidement.



**Figure III.5a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit. Palier hydrostatique à quatre patins



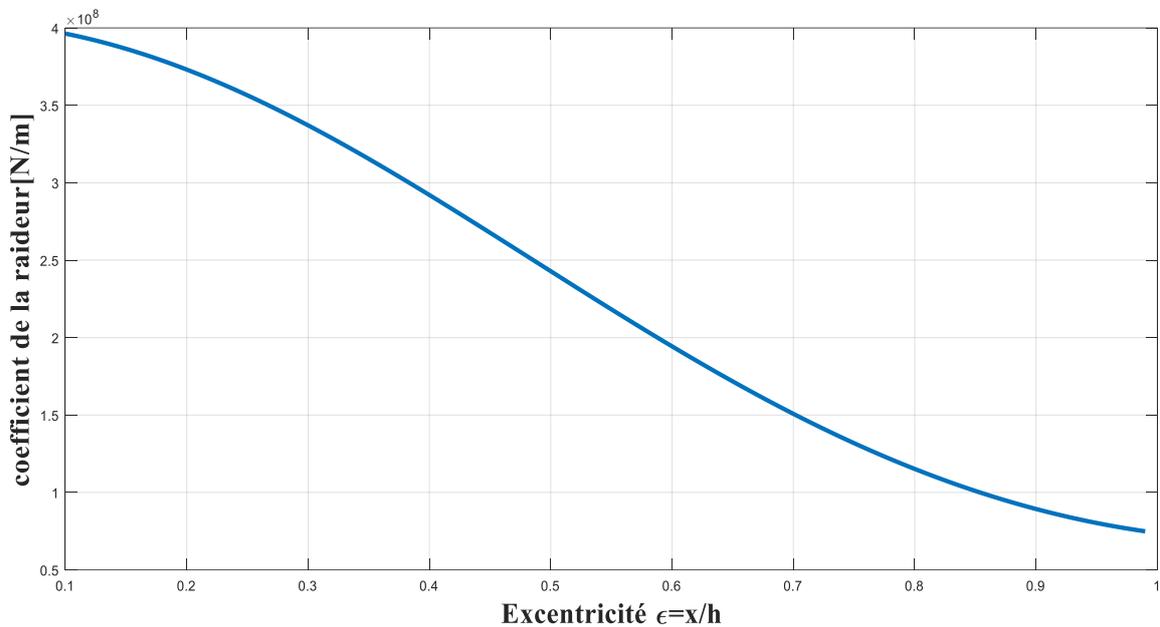
**Figure III.5b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de la vitesse d'écrasement sur le débit Palier hydrostatique à trois patins

### III.3.2.2. Influence du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les caractéristiques dynamiques.

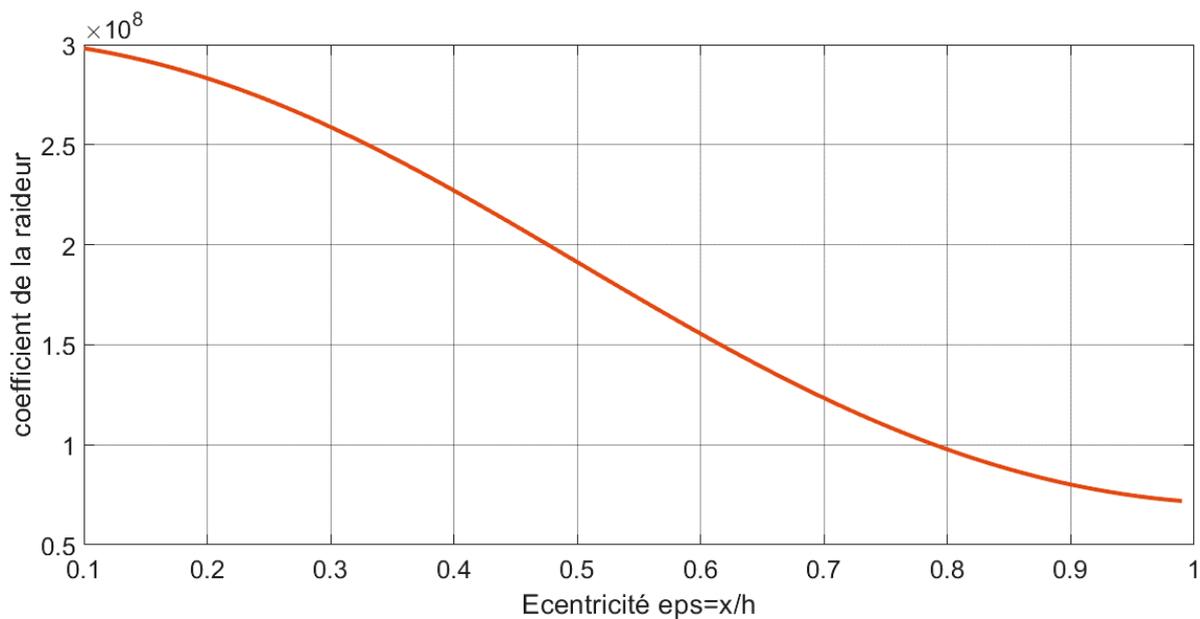
#### III.3.2.2.1. Effets du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur les coefficients de la raideur et d'amortissement :

La figure (III.6.a) et (III.6.b) montrent respectivement les effets du rapport d'excentricité pour une vitesse  $V=0.001$  m/s sur les coefficients de la raideur et d'amortissement et pour un rapport de

pression égal à 0,67. Les figures montrent que le coefficient de rigidité diminue avec une augmentation du rapport d'excentricité. A noter que le paramètre de Jenkins n'a pas d'influence sur le coefficient de raideur.

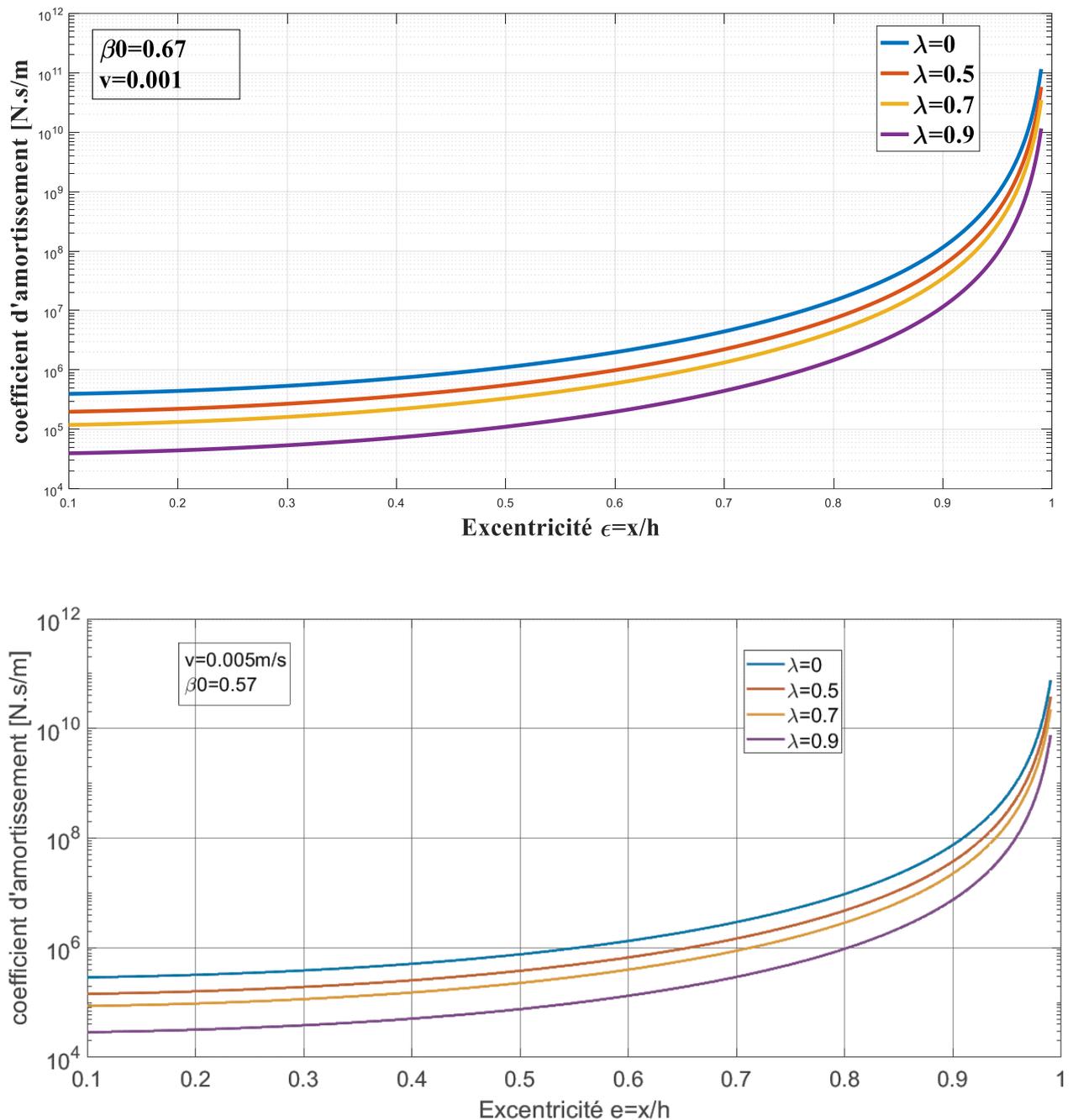


**Figure III.6.a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient de la raideur. *Palier hydrostatique à quatre patins.*

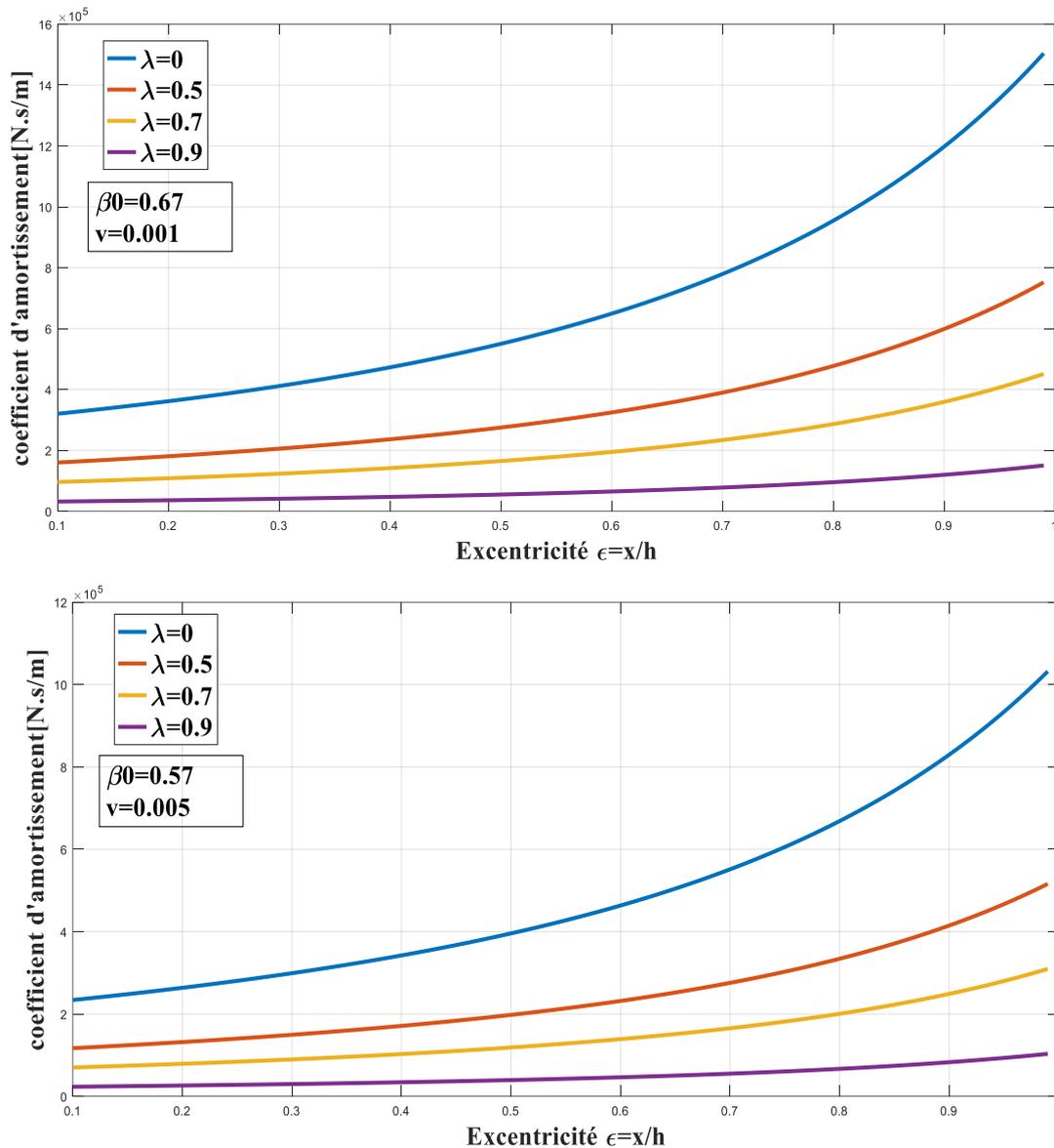


**Figure III.6.b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient de la raideur. *Palier hydrostatique à trois patins.*

Les figures (III.7.a et III.7.b) montrent que le coefficient d'amortissement diminue significativement avec une augmentation du paramètre du matériau. Evidemment cette diminution peut être expliquée par la diminution de la pression magnétique de l'évidement. Il faut noter que le coefficient d'amortissement augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité. Enfin il y a aussi une influence de la vitesse d'écrasement et du coefficient de rapport de pression sur ce coefficient.



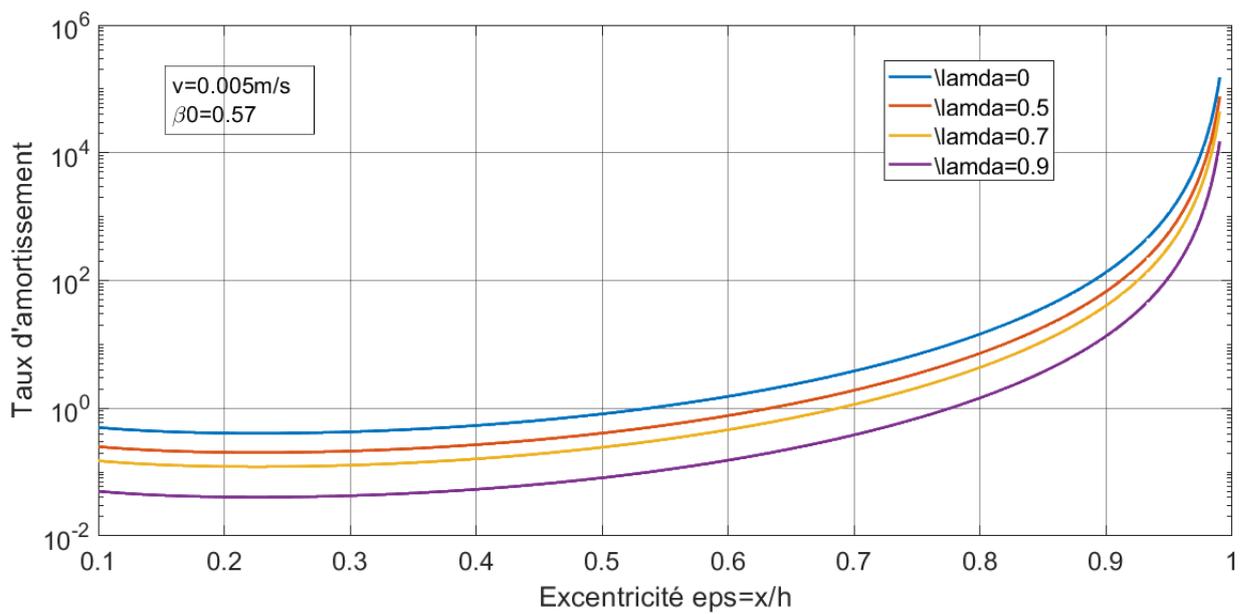
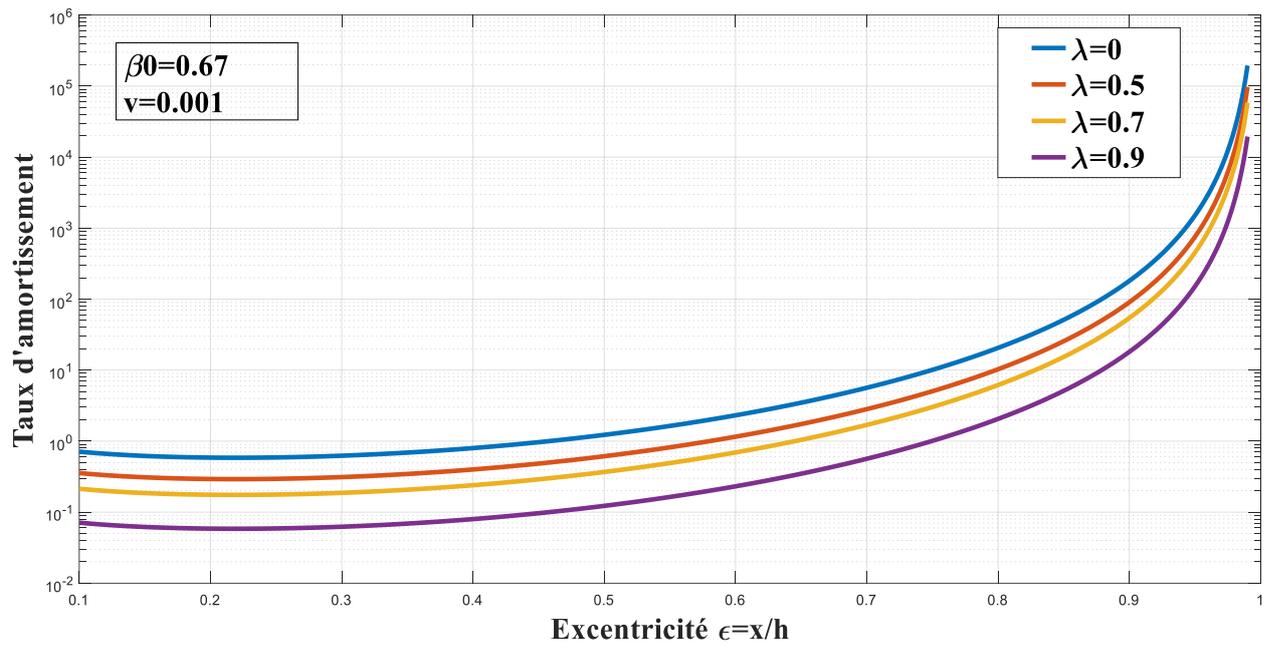
**Figure III.7.a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient d'amortissement. *Palier hydrostatique à quatre patins.*



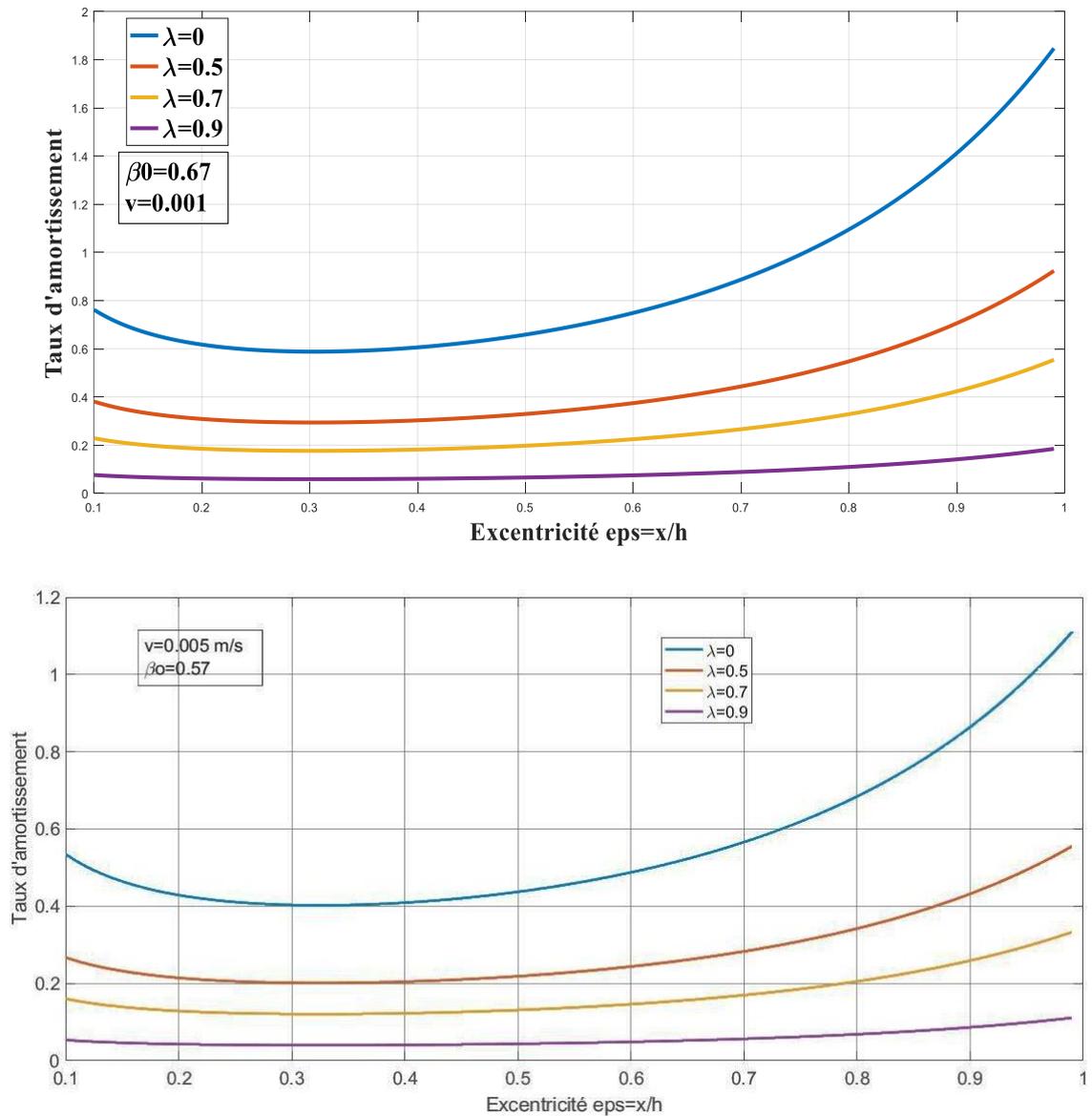
**Figure III.7.b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le coefficient d'amortissement. *Palier hydrostatique à trois patins.*

### III.3.2.2.2. Effets du rapport d'excentricité et du paramètre de matériau du modèle de Jenkins sur le taux d'amortissement :

Les figures (III.8.a et III.8.b) montrent que le taux d'amortissement diminue significativement avec une augmentation du paramètre du matériau. Cette diminution peut être expliquée par la diminution de la pression magnétique de l'évidement. Cependant le taux d'amortissement augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité et il est influencé par un changement de la vitesse d'écrasement et par le rapport de pression.



**Figure III.8.a.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le taux d'amortissement. Palier hydrostatique à quatre patins.



**Figure III.8.b.** Influence du paramètre de matériau du modèle de Jenkins et de l'excentricité sur le taux d'amortissement. Palier hydrostatique à trois patins

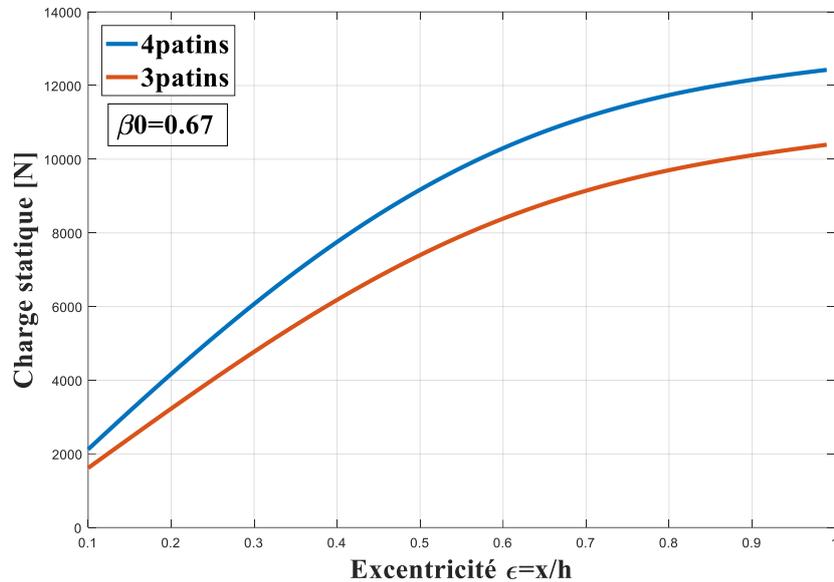
### III.3.3. Comparaison des résultats.

Une comparaison est entamée dans ce mémoire, afin de savoir la meilleure configuration à savoir le palier à trois patins et le palier à quatre patins de point de vue caractéristiques statiques et caractéristiques dynamiques. Ces résultats seront présentés pour des valeurs de paramètre de Jenkins  $\lambda=0$  et  $\lambda=0.9$ .

### III.3.3.1. Caractéristiques statiques.

#### a. Charges statiques.

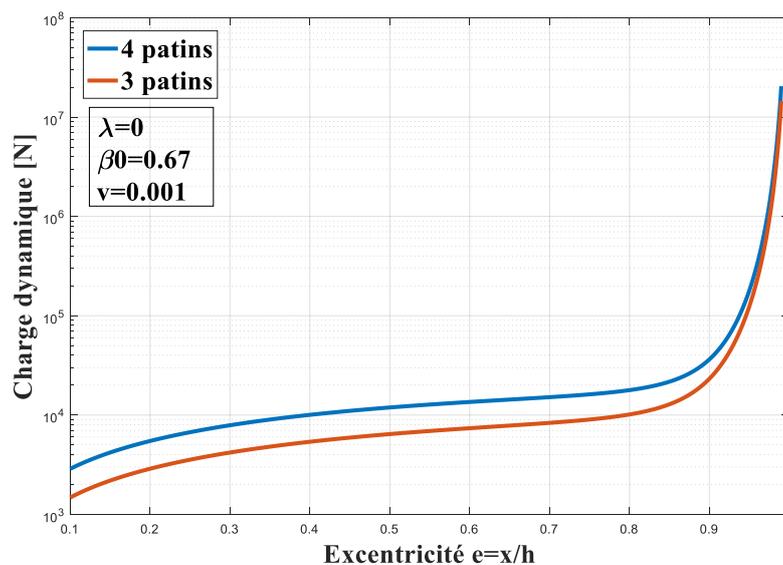
La figure (III.9) montre que la charge statique est plus élevée pour le cas du palier hydrostatique à quatre patins. A noter toujours que le paramètre de Jenkins n'a pas d'influence sur la charge statique.



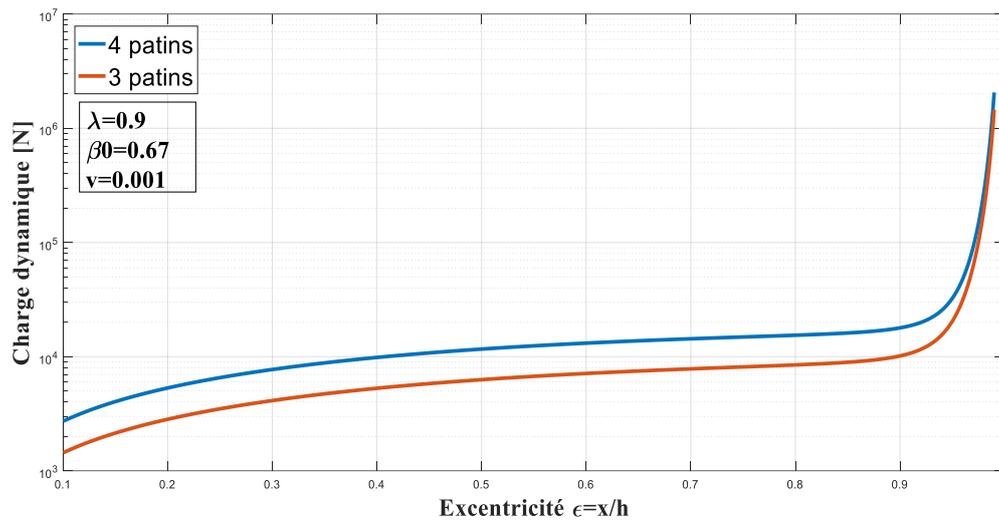
**Figure III.9.** Comparaison de la charge statique entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins

#### b. Charges dynamiques.

Les figures (III.10 a,b) ci -dessous montrent que la charge dynamique est plus élevée pour le cas de palier hydrostatique à quatre patins et ceci pour les deux valeurs de coefficients de Jenkins choisis.



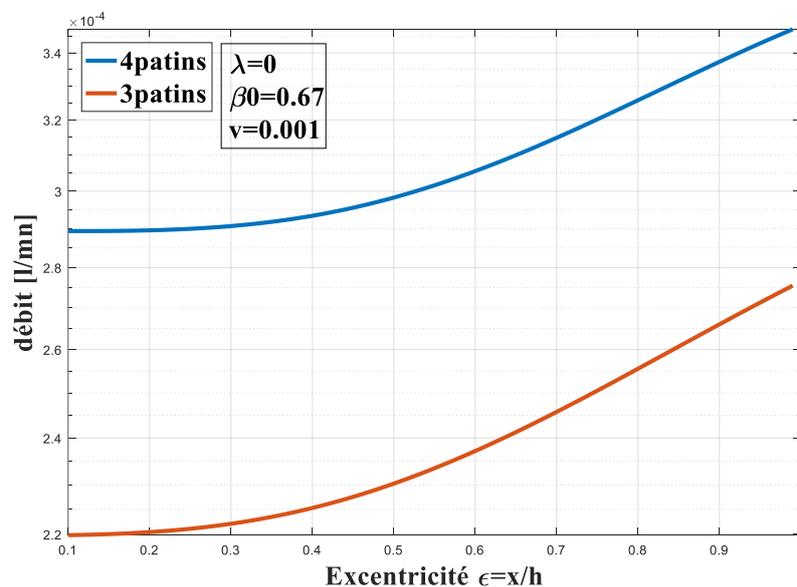
**Figure III.10.a.** Comparaison de la charge dynamique entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0$ )



**Figure III.10.b.** Comparaison de la charge dynamique entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0.9$ )

### c. Débits.

Les figures (III.11 a,b) ci -dessous montrent que le débit de lubrifiant est plus élevé pour le cas de palier hydrostatique à quatre patins et ceci pour les deux valeurs de coefficients de Jenkins. Ceci peut être expliquer par le nombre de patins supérieur du palier hydrostatique à quatre patins



**Figure III.11.a.** Comparaison du débit de lubrifiant entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0$ )

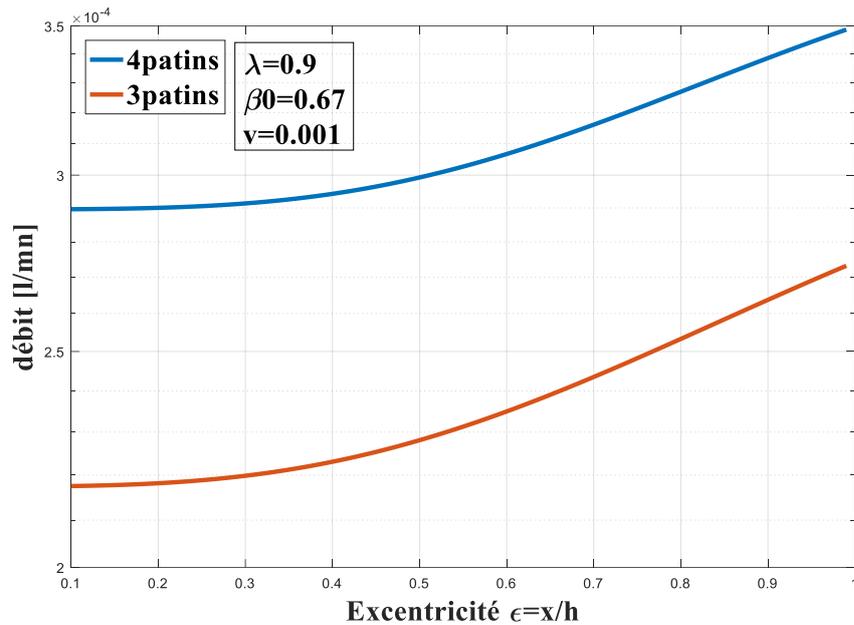


Figure III.11.b. Comparaison du débit de lubrifiant entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0.9$ )

### III.3.3.2. Caractéristiques dynamiques.

#### a. Coefficients de Raideurs.

La figure III.12 montre la différence de raideurs de rigidité entre les deux cas de paliers où on remarque que le palier hydrostatique à quatre patins est plus rigide. A noter toujours que le paramètre de Jenkins n'a pas d'influence sur le coefficient de raideur.

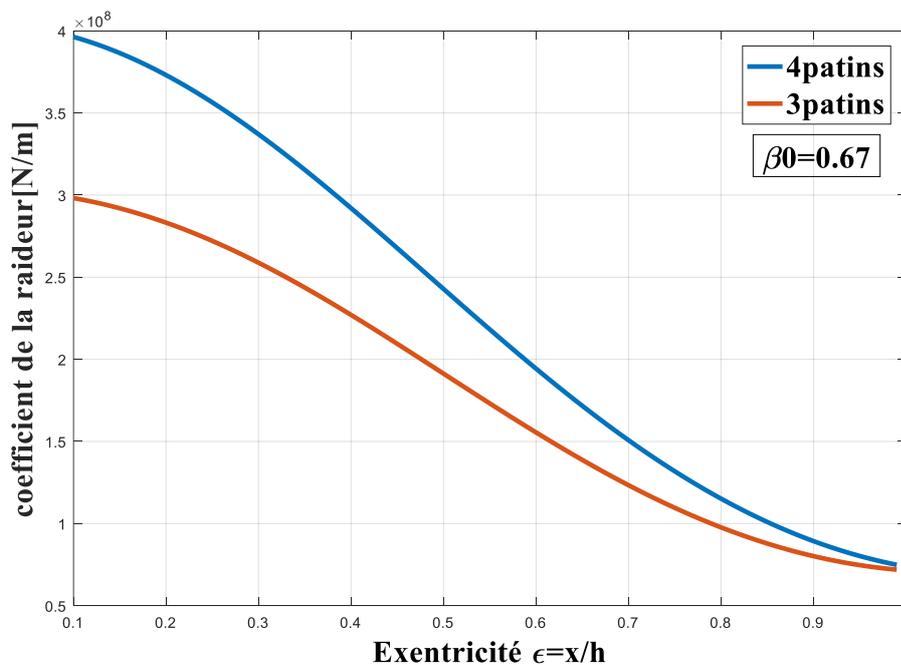


Figure III.12. Comparaison de raideurs de rigidité entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins

### b. Coefficients d'amortissements.

Les figures (III.13 a,b) ci-dessous montrent que le coefficient d'amortissement est plus élevée pour le cas de palier hydrostatique à quatre patins et ceci pour les deux valeurs de coefficients de Jenkins.

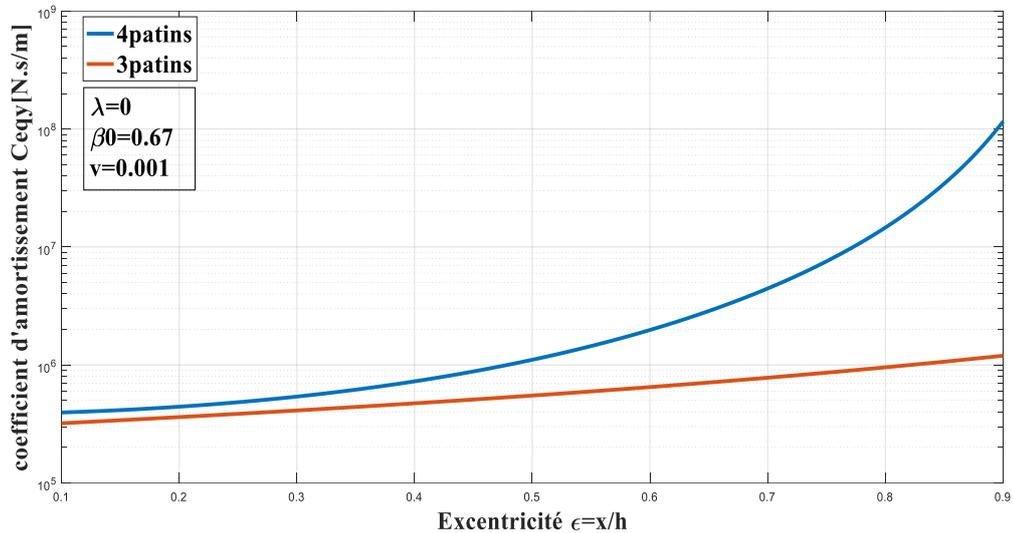


Figure III.13.a. Comparaison de coefficients d'amortissement entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0$ )

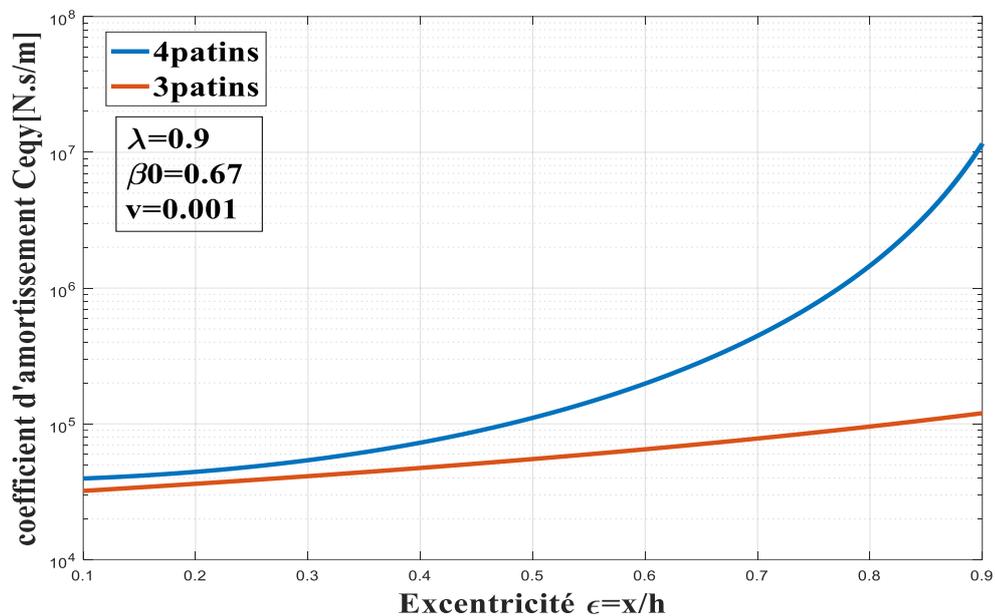
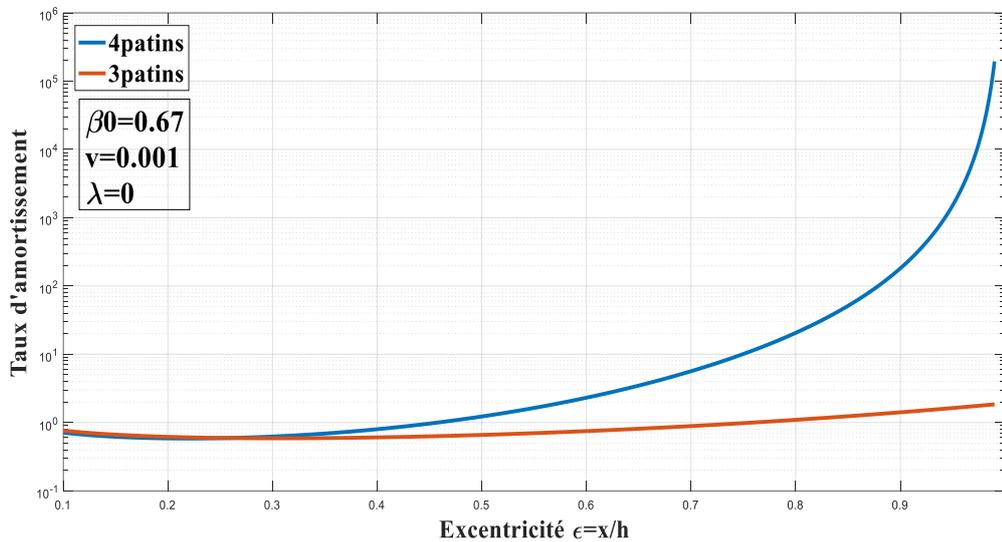
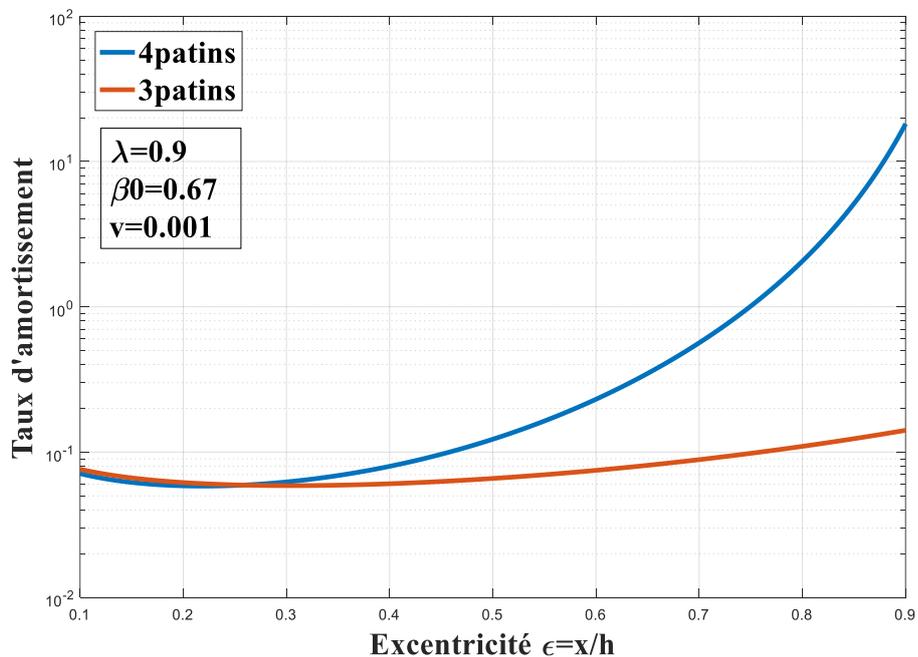


Figure III.13.b. Comparaison de coefficients d'amortissement entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0.9$ )

- c. **Taux d'amortissements.** Les figures (III.14 a,b) ci-dessous montrent que le taux d'amortissement est plus élevée pour le cas de palier hydrostatique à quatre patins et ceci pour les deux valeurs de coefficients de Jenkins.



**Figure III.14.a.** Comparaison de taux d'amortissement entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0$ )



**Figure III.14.b.** Comparaison de taux d'amortissement entre palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins ( $\lambda=0.9$ )

## *Conclusion Générale*

Dans cette étude, une analyse analytique a été réalisée afin d'étudier l'effet du paramètre de matériau d'un Ferro fluide selon le modèle Jenkins, du rapport d'excentricité et de la vitesse de d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à quatre patins et un palier hydrostatique à trois patins lubrifiés tous deux par un film Ferro fluide en régime laminaire, isotherme et permanent sous l'effet d'un champ magnétique uniforme de type Jenkins et en utilisant une résistance capillaire. Puis une comparaison entre les deux cas de configurations a été présenté. Les résultats peuvent être résumés pour les cas de paliers comme suit :

- Lorsque le rapport d'excentricité augmente, la capacité de charge diminue avec une augmentation du paramètre de matériau en raison de la diminution de la pression magnétique de l'évidement;
- Evidement une augmentation du paramètre de matériau augmente le débit en raison de la diminution de la pression magnétique de l'évidement.
- Le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement diminuent significativement avec une augmentation du paramètre du matériau. Cependant, l'augmentation du paramètre du matériau n'a pas d'effet sur le coefficient de rigidité ;

Ces résultats montrent que la viscosité du fluide est contrôlée par application d'un champ magnétique en faisant varier la valeur du paramètre de Jenkins et ceci dans le but de contrôler les vibrations des rotors et les forces transmises en particulier autour des vitesses critiques.

En comparant les résultats des caractéristiques statiques et dynamiques entre les deux cas de paliers, on a constaté une élévation de valeurs de ses caractéristiques pour le palier à quatre patins.

Ces valeurs serviront de base pour l'étude de comportement vibratoire de ses deux cas de configurations pour déduire la bonne réponse de ces deux paliers aux forces transmises dues aux vibrations.

En perspective, nous souhaitons que ces résultats analytiques servons pour une comparaison avec les résultats numériques des paliers hydrostatiques à quatre patins et à trois patins lubrifiés par un ferro fluide.

## Références bibliographiques et Webographies.

- [1] **Inderjit Chopra et Jayant Sirohi**, Smart structures theory. Cambridge university press, 2013 : << chapitre 7\_Electrorheological and Magnetorheological fluids >>.
- [2] **Jean –Claude BACRI, Régine PERZYNSKI, René MASSART** << liquides orogéniques ou ferrofluides >> Université pierre – et Marie –Curie.
- [3] : [http:// fr.wikipedia.org/wiki/Ferrofluide](http://fr.wikipedia.org/wiki/Ferrofluide).
- [4] **E.P Wolfhfarth**, Ferromagnetic Materials Handbook substances, vol\_2, Amesterdam North, Holland, publishing CO, 1982.
- [5] **S.Papell**, Low viscosity magnetic fluid obtained by the colloidal suspension of magnetic particules, brevet US 3.215.572.1963
- [6] **Julien Browaeys**, les ferrofluides : ondes de surfaces, résistances de vagues et simulation de la convection dans le manteau terrestre, physique des liquides. Université de Paris 7, 2000, 145 p.
- [7] **En US** << New laws of attraction .Scientists print magnetic liquid droplets >> sur phys.org (constitué le 10 octobre 2019).
- [8] : [http:// fr.wikipedia.org/wiki/Ferrofluide](http://fr.wikipedia.org/wiki/Ferrofluide).
- [9] **B.F Spencer Jr.S.J.Dyke, M.K.Sain, and J.D.Carlson** phenomenological model of a magnetorheological damper. ASCE Journal of Engineering Mechanics, 10 :1-23 ,1996
- [10] **Roger, GOJON**, critères de choix d'un palier, techniques de l'ingénieur 3500.
- [11] : [http://www.research.net/Figure/constitution\\_de\\_roulements\\_à\\_roulement\\_à\\_rouleaux-6\\_figure1\\_322466222](http://www.research.net/Figure/constitution_de_roulements_à_roulement_à_rouleaux-6_figure1_322466222).
- [12] **Jean-Paul YONNET**, paliers et butées magnétiques passifs, technique de l'ingénieur, D 3568, 2002.
- [13] [Usinenouvelle.com](http://Usinenouvelle.com)
- [14] **Frêne J., Nicolas D., "Degueurce B., Berthe D., Godet M.,"** Lubrification hydrodynamique. Paliers et butées", Eyrolles - Editeur Paris. 1990.
- [15] [you-industrie.com](http://you-industrie.com)
- [16] **Jérôme Delmane, Fabien Faure**, Laboratoire d'Electronique de Grenoble BP .46, 38402 Saint Martin d'Hères CEDEX <http://www-leg.enseig.inpg.fr>
- [17] [Fr.erch2014.com](http://Fr.erch2014.com)
- [18] **Grand** dictionnaire universel du XIX siècle par Pierre Larousse (Palier), Tome 12, pp 63, 1865. (D'après **Bouzidane.A, (2007)**). Doctoral dissertation, École de technologie supérieure).

- [19] **Chaomleffel J.P.**, " Influence des forces d'inertie en lubrification hybride", Thèse docteur ingénieur., INSA. Lyon, décembre 1983.
- [20] Zollern.com.
- [21]. **Mahmoud Hammou, Ahmed Bouzidane, Marc Thomas, Aboubakeur Benariba, Mohamed Bouzit, (2018)** "Static and dynamic characteristics of an orifice compensated three-pad hydrostatic squeeze film damper", Industrial Lubrication and Tribology, Vol.70 Issue: 6, pp.1078-1085
- [22] **BELGACEM Souad.** "Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nano fluides". Université Ibn Khaldoun Tiaret. 2017
- [23] **NICOLAS D.** "Butées et paliers hydrostatiques techniques de l'ingénieur, B 5325 .PP.3-8.
- [24] **Bouzidane.A.**" Calculs d'approche numérique et analytique d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins", Mémoire de Magister, UNHB Chlef, Algérie, Juin 2000
- [25] **Bouzidane, A.** Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure)2007.
- [26] **Rowe W.B.**, " Dynamic and static properties of recessed hydrostatic journal bearings by small displacement analysis", Trans. of ASME, J. of Lub. Tech., Jan. 1980, vol.102, pp. 71-79.
- [27] **San Andres L.**," Effects of fluid compressibility on the dynamic response of hydrostatic journal bearings with journal rotation", Wear, 146, 1991, pp. 269-283.
- [28] **Ghosh B.**,"An exact analysis of hydrostatic journal bearing with a large circumferential sill", Wear, vol. 21, 1972, pp. 367-375.
- [29] **Bou-Said B.**,"La lubrification a la base pression par la méthode des éléments finis. Application aux paliers", Thèse de Doctorat, INSA, Lyon, Décembre 1985.
- [30] **Koeur J. A., Alaire P. E.**," Finite element analysis of turbulent lubricated hydrostatic journal bearings for static and dynamic conditions", ASLE Trans., 1986, vol. 29. 29, No: 2, pp. 126-135.
- [31] **Rohde S.M., Ezzat H. A.**," On the dynamic behaviour of hybrid journal bearings", ASME, J. of Lub. Tech., Jan. 1976, vol. 98, pp. 557-575.
- [32] **Ghosh M.K., Viswanath N.S.**,"Recess volume fluid compressibility effect on the dynamic characteristics of multirecess hydrostatic journal bearings with journal rotation", Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 1987; 109(3): pp. 417-26.
- [33] **Shinkle J. N., Horning K. G.**," Frictional characteristics of liquid hydrostatic journal bearings", J. of Basic Eng., ASME, serie D, 1965, vol87, No: 1, pp. 163-169.

- [34] **Rowe W. B., Koshal D., Aston L., and Stout K. J.**, " Friction and torque characteristics of liquid hydrostatic journal bearings' ', 2 nd Leeds- Lyon symposium 1975.
- [35] **Attar S. E., Nicolas D., Lucas V., Frene J., and Constantinescu V.N.**, " Pressure induced torque in unloaded hybrid bearings: a case study", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Pt. J. Journal of Engineering Tribology, 1995, vol. 209, no. J3, pp. 183-8.
- [36] **Bou-Said, B., and Nicolas, D.**, "Effects of Misalignment on Static and Dynamics Characteristics of Hybrid Bearings," STLE, Tribology Transactions, 1992, 35(2), pp. 325-331.
- [37] **Ali Mohamed A.**, "Contribution à l'étude des paliers hybrides: Prise en compte de la compressibilité du fluide dans les alvéoles", Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, Décembre 1994.
- [38] **Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M.**, " Lubrification hydrodynamique. Paliers et butées", Eyrolles - Editeur Paris. 1990.
- [39] **Bouزيدane, A. Zahloul, H. Bonneau, O. Denai A. M. et Bettahar, A.**2002. « Calcul des Caractéristiques Statiques d'un palier a quatre butées hydrostatiques » *3èmes Journées de Mécanique*. (Alger, du 24 au 25 Décembre 2002), École Militaire Polytechnique Alger, Algérie, pp.1-8.
- [40] **Bouزيدane A. et Thomas M.**2007. « Equivalent Stiffness and damping investigation of a hydrostatic journal bearing » *STLE, Tribology Transactions*, vol.50, Issue 2, pp. 257-267.
- [41] **Bouزيدane A.** " Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors ", Thèse de Doctorat, Université du Québec, 2007
- [42] **Asma ABED** " Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents", Université Ibn Khaldoun Tiaret. 2017

## Résumé

**Abstract:** The aim of this research is to compare between the characteristics of four pads and three pads hydrostatic squeeze film dampers fed with a ferrofluid. Ferrofluids are stable suspensions of colloidal magnetic particles of the order of nanometer in suitable non-magnetic carrier liquids. In this study, a theoretical study was performed using Jenkins model to investigate the effect of the ferrofluid material parameter, eccentricity ratio and squeeze velocity on the static and dynamic characteristics of a one-pad hydrostatic squeeze film damper lubricated with ferrofluid and the results are analysed and discussed.

**Keywords:** Ferrofluide, Jenkins model, hydrostatic bearing, squeeze film damper, smart material, hydrostatic journal bearing, static and dynamic characteristics.

**Résumé :** Le but de cette recherche est de comparer entre les caractéristiques statiques et dynamiques d'une butée hydrostatique à quatre patins et à trois patins lubrifiés par un ferrofluide. Les ferrofluides sont des suspensions stables de particules colloïdales magnétiques de l'ordre du nanomètre dans un liquide de support non magnétiques appropriés. Dans ce travail, une étude analytique a été réalisée en utilisant le modèle Jenkins pour étudier l'effet du paramètre de matériau ferrofluide, du rapport de l'excentricité et de la vitesse d'écrasement sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'une butée hydrostatique à simple effets lubrifiée par un ferrofluide et les résultats sont analysés et discutés.

**Mots-clés:** Ferrofluide, modèle Jenkins, palier hydrostatique, le film Squeeze amortisseur, matériau intelligent, de paliers hydrostatiques, statiques et caractéristiques dynamiques.

**ملخص:** الهدف من هذا البحث هو المقارنة بين الخصائص الثابتة والديناميكية لمحمل دفع هيدروستاتيكي رباعي التأثير وثلاثي التأثير مشحم بواسطة مانع ممغنط. السوائل الممغنطة هي معلقات ثابتة للجسيمات المغناطيسية الغروية بترتيب نانومتر واحد في سائل حامل غير مغناطيسي مناسب. في هذا العمل تم إجراء دراسة تحليلية باستخدام نموذج جنكيز للتحقق من تأثير معامل مادة المواع الحديدية ونسبة الانحراف وسرعة التكسير على الخصائص الثابتة والديناميكية لمحمل الدفع الهيدروستاتيكي. تأثيرات مفردة مشحمة بالسائل الممغنط.