

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

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES
DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : énergétique

THÈME

**Etude d'un palier hydrostatique lubrifié par valves
électro-rhéologiques**

Préparé par:
Charef Karim
Bouchena Abdelhadi

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
Athmani Houari	MAA	UIK Tiaret	Président
Benariba Aboubakeur	MC	UIK Tiaret	Examineur
Abed Asma	MC	UIK Tiaret	Encadreur
Belgacem Souad	MC	UIK Tiaret	Co-encadreur

PROMOTION 2018 /2019

Remerciements

À l'issue de cette fin d'étude, nous adressons nos sincères remerciements premièrement à « Allah » tout puissant qui nous a donné la santé, la patience.

Nous remercions sincèrement Monsieur **AHMANNI HOUMRI**, pour le grand honneur d'avoir accepté de présider le jury de soutenance.

Ensuite, on tient à adresser nos plus vifs remerciements à not promoteur Mme : **ABED ASMA** et Mme : **BELGACEM SOUAD** pour nous avoir encadré, suivi et encouragé.

Nos vifs remerciements vont également à Monsieur **BENARJBA ABOUBAKEUR**,

d'avoir accepté d'examiner notre travail et d'être membre du jury de soutenance.

On remercie également, tous les membres du jury de bien vouloir juger ce travail. Ainsi que tous nos enseignants du département de G.M.

On n'exclue pas de ces remerciements toutes les personnes qui ont aidé de près ou de loin dans la réalisation de cette PFE.

Enfin, on remercie tout particulièrement nos parents, pour leur soutien incondtionnel tout au long de nos longues années d'études.

On veut également remercier nos familles et nos amis pour leur soutien moral.

Les discussions, les remarques et les commentaires de nos collègues ont été sources d'idées et ont contribué au développement et à l'amélioration de cette étude.



Sommaire

Introduction général.....	1
Chapitre I : Recherche Bibliographique	
I.1. Introduction	3
I.2. Les Paliers	3
I.2.1 Paliers Hydrodynamique	3
I.2.1.1 Définition.....	3
I.2.1.2 Principe de fonctionnement	4
I.2.2 Paliers Roulement	5
I.2.3 Paliers magnétiques.....	6
I.2.3.1 Définition.....	6
I.2.3.2 Principaux paliers magnétiques	7
I.3. Palier hydrostatique	9
I.3.1 Définition	9
I.3.2 Lubrification hydrostatique.....	9
I.3.3 Domaine d'application des paliers hydrostatiques.....	13
I.3.4 Avantages des paliers hydrostatiques.....	13
I.3.5 Inconvénients des paliers hydrostatiques	14
I.3.6 Configurations géométriques des paliers hydrostatiques	14
I.4. Fluide intelligents.....	14
I.4.1 Fluide électrorhéologique.....	15
I.4.2 Nano électrorhéologique	15
I.4.3 Fluide magnéto rhéologique MR	16
I.4.4 Les Ferro fluides.....	16
I.5. Fluides électrorhéologique.....	17
I.5.1 Mécanisme des fluides électrorhéologique	18
I.5.2 Fluide électrorhéologique Négative	19
I.5.3 Constitution	21
I.5.4 Applications des fluides électrorhéologique	22
I.6. Etat de l'art sur les paliers hydrostatiques	23
I.7. Objectif de travail	31
I.8. Conclusion.....	32

Chapitre II : Etude des caractéristiques de performance d'un palier hydrostatique à quatre patins

II.1. Introduction.....	34
II.2. Palier hydrostatique alimenté par des valves électrorhéologiques.....	34
II.2.1 Modélisation d'un palier hydrostatique.....	34
II.2.2 Palier infiniment long.....	37
II.3. Equation de Reynolds.....	37
II.4. Caractéristique statiques.....	38
II.5.1 Charge portante.....	38
II.5.1.1 Charge totale.....	39
II.5.2 Débit de lubrifiant.....	39
II.5.2.1 Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z.....	39
II.5.2.2 Débit de la variation du volume dans l'alvéole.....	40
II.5.2.3 Débit de la valve électrorhéologique.....	41
II.5.2.4 Débit du lubrifiant total.....	41
II.5.3 Pression d'alvéole.....	42
II.5. Caractéristique dynamiques.....	43
II.6.1 Coefficient de raideur.....	43
II.6.1.1 Coefficients de raideur équivalents.....	44
II.6.2 Coefficient d'amortissement.....	44
II.6.2.1 Coefficients d'amortissement équivalents.....	44
II.7. Conclusion.....	45

Chapitre III: Résultats et interprétations

III.1 Introduction.....	47
III.2 Variation de la viscosité du fluide ER négatif.....	47
III.3 Analyse de l'épaisseur du film.....	48
III.4 Variation du rapport de pression en fonction du champ électrique.....	49
III.5 Effet du rapport de pression.....	50
III.5.1 Organigramme et méthode de résolution.....	50
III.5.2 Analyse des caractéristiques statiques.....	51
III.5.3 Analyse des caractéristiques dynamiques.....	53
III.6 Effet du champ électrique.....	56
III.6.1 Organigramme et méthode de résolution.....	56
III.6.2 Analyse des caractéristiques statiques.....	57
III.6.3 Analyse des caractéristiques dynamiques.....	58

III.6.4 Comparaison entre palier hydrostatique alimenté par des valves ER et un palier hydrostatique alimenté par des capillaires	60
III.7 Conclusion.....	62
Conclusion générale.....	63
Bibliographie.....	64

Liste des figures

Chapitre I

Fig. I-1 : Photographie d'un palier hydrodynamique à quatre patins oscillants[2].....	4
Fig. I-2 : Principe de la lubrification hydrodynamique[8].....	5
Fig. I-3 : Constitution de roulements. (a) roulement à billes. (b) roulement à rouleaux [6].	5
Fig. I-4 : Rotor supporté par des paliers magnétiques [4]	6
Fig. I-5 : Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif [4].....	7
Fig. I-6 : Palier hydrostatique à alvéoles[16].....	9
Fig. I-7 : Schéma de principe d'une butée hydrostatique [4].....	10
Fig. I-8 : Schématisation d'une butée hydrostatique [4]	10
Fig. I-9 : Alimentation à pression constant[4]	11
Fig. I-10 : . Alimentation à débit constant[4].....	11
Fig. I-11 : . Formation du film fluide dans une butée hydrostatique[8].	12
Fig. I-12 : Fluide électrorhéologique Avant et après l'application du champ électrique	15
Fig. I-13 : Nanoparticules dans le fluide électrorhéologique géant[6].....	15
Fig. I-14 : Fluide avec des particules à dipôle magnétique [10].	16
Fig. I-15 : Un ferro fluide. (a) :ferrofluide sur une pointe aimantée.(b):Comportement d'un ferrofluide lorsqu'un champ magnétique est appliqué.....	17
Fig. I-16 : Fluide avec liaison de particules à dipôle électrique[10].	17
Fig. I-17 : Viscosité en fonction du champ électrique, (a) effet ER négatif, (b) effet ER positif [6].	19
Fig. I-18 : Viscosité apparente d'un fluide ER négatif en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de la fraction volumique, $c=0.3$ (a), $c=0.2$ (b), $c=0.1$ (c), $c=0$ (d).	20
Fig. I-19 : Variation du contrainte de cisaillement d'un fluide ER négatif en fonction du gradient de vitesse pour différentes valeurs du champ électrique, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.7$ kv/mm (c), $E=1$ kV/mm (d), $E=1.5$ kV/mm (e), $E=3$ kV/mm (f)[6].	20
Fig. I-20 : Fonctionnement de système freinage automobile[10].	22
Fig. I-21 : Actionneur pour l'articulation des jambes et des bras artificiels[10]	22
Fig. I-22 : Vue d'un gilet pare-balle [10]	23
Fig. I-23 : Palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique[7].	24
Fig. I-24 : Rapport d'amortissement en fonction de la pression équivalent pour différents champs électriques[7].	25
Fig. I-25 : Schéma d'un palier à roulement monté sur un (HSFD)[8].	25
Fig. I-26 : Variation de la charge portante W_p en fonction de L_m pour différentes valeurs de β_0 avec $N_2=0,5$ [8].	26
Fig. I-27 : (a) Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins chargés entre deux patins (b) Coupe transversale et détails géométriques d'un patin hydrostatique [13].....	26
Fig. I-28 : Capacité de charge sans dimension en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs d'excentricité [13].....	27
Fig. I-29 : Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologique[6].....	27
Fig. I-30 : Coefficient de raideur en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de rapport de pression [6].....	28
Fig. I-31 : Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide [4].....	28
Fig. I-32 : Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ [4].....	29
Fig. I-33 : (a) Amortisseur à film compressible hydrostatique à trois patins; (b) coussinets hydrostatiques[14].....	30

Fig. I-34 : Variation de la rigidité sans dimension K_{xx} en fonction du rapport concentrique pour différentes valeurs du rapport d'excentricité [14].	30
Fig. I-35 : Schématisation d'un palier à quatre patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.	31

Chapitre II

Fig. II-1 : Schématisation d'un palier à quatre patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.	34
Fig. II-2 : Modélisation du film fluide dans un palier hydrostatique à quatre patins.	35
Fig. II-3 : Schéma d'un palier hydrostatique à quatre patins (palier excentré) [6].	36
Fig. II-4 : Notations et perspective d'une butée hydrostatique plane infiniment longue.	37
Fig. II-5 : Système d'axe [11].	37

Chapitre III

Fig.III.1 : Variation de viscosité ER en fonction du champ électrique.	48
Fig.III.2 : Variation de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression.	48
Fig.III.3 : Variation du rapport de pression en fonction du champ électrique.	49
Fig.III.4 : Organigramme de calcul des caractéristiques du palier en fonction du rapport de pression.	50
Fig.III.5 : L'influence de l'écrasement du film et le rapport de pression de fonctionnement sur les rapports de pression des butées hydrostatique n°1 et n°3, $E=0\text{kV/mm}$, $V=0\text{m/s}$.	51
Fig.III.6 : Variation de la charge portante en fonction de rapport d'excentricité pour différents rapports de pression, $E = 0\text{kV/mm}$, $V = 0\text{m/s}$.	52
Fig.III.7 : Variation du débit en fonction de rapport d'excentricité pour différents rapports de pression, $E = 0\text{kV/mm}$, $V = 0\text{m/s}$.	53
Fig.III.8 : Variation du coefficient de la raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différents rapports de pression, $E = 0\text{kV/mm}$, $V = 0\text{m/s}$.	54
Fig.III.9 : Variation du coefficient d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différents rapports de pression, $E = 0\text{kV/mm}$, $V = 0\text{m/s}$.	55
Fig.III.10 : Organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamiques en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champ électrique.	56
Fig.III.11 : Variation de La charge portante en fonction rapport d'excentricité pour différents champs électriques, $\beta_0 = 0.65$, $V = 0\text{m/s}$.	57
Fig.III.12 : Variation du débit lubrifiant en fonction de rapport d'excentricité pour différents champs électriques, $\beta_0 = 0.65$, $V = 0\text{m/s}$.	58
Fig.III.13 : Variation du coefficient de la raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différents champs électriques, $\beta_0 = 0.65$, $V = 0\text{m/s}$.	59
Fig.III.14 : Variation du coefficient d'amortissement en fonction de pour différents champs électriques, $\beta_0 = 0.65$, $V = 0\text{m/s}$.	60
Fig.III.15 : Charge portante en fonction de rapport d'excentricité pour $E=0\text{kV/mm}$ et $E=3\text{kV/mm}$. a) Palier hydrostatique à valve ER, b) Palier hydrostatique à capillaire.	61
Fig.III.16 : Coefficient de raideur en fonction de rapport d'excentricité pour $E=0\text{kV/mm}$ et $E=3\text{kV/mm}$; a) Palier hydrostatique à valve ER, b) Palier hydrostatique à capillaire.	61
Fig.III.17 : Coefficient d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour $E=0\text{kV/mm}$ et $E=3\text{kV/mm}$. a) Palier hydrostatique à valve ER b) Palier hydrostatique à capillaire.	62

Nomenclature

a	Longueur d'alvéole [m]
a_v	Largueur de valve électrorhéologique [m]
A	Longueur du patin [m]
b	Largueur d'alvéole [m]
B	Largueur du patin [m]
C_{pi}	Coefficient d'amortissement relative à chaque patin [N.s/m]
C_{eq}	Coefficient d'amortissement équivalent [N.s/m]
e_a	Profondeur de l'alvéole [m]
e_i	Épaisseur de l'alvéole à la butée à simple effet n°i [m]
e_x, e_y	Excentricités suivant x et y respectivement [m]
h_0	Épaisseur du film lubrifiant à vitesse d'écrasement égale zéro [m]
h_i	Épaisseur du film relative à chaque patin [m]
\dot{h}_i	Vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]
K_{pi}	Coefficient de raideur relative à chaque patin [N/m]
K_{eq}	Coefficient de raideur équivalent [N/m]
K_w	Coefficient de la charge
l_v	Longueur de valve [m]
P_s	Pression d'alimentation [Pa]
P_{ai}	Pression d'alvéole relative à chaque patin [Pa]
Q_{vol}	Débit de la variation du volume de l'alvéole relative à la butée à simple effet n°i [m ³ /s]
Q_{si}	Débit sortant de l'alvéole relative à la butée simple effet pour chaque patin [m ³ /s]
Q_{ERvi}	Débit de la valve électrorhéologique [m ³ /s]
Q_T	Débit total du lubrifiant [m ³ /s]
S_l	Surface de l'alvéole [m ²]
S	Surface totale du patin de la butée à simple effet [m ²]
v_i	Volume de l'alvéole relative à la butée simple effet n°i [m ³]
$u_{xi} ; u_{zi}$	Vitesses de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m/s]
W_{pi}	Charge portante pour chaque patin hydrostatique [N]
z_v	Hauteur de la valve électrorhéologique [m]
(x_i, z_i, y_i)	Système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds
β_0	Rapport de pression de fonctionnement
μ	Viscosité du fluide Newtonien [Pa.s]
μ_{ER}	Viscosité dynamique du fluide électrorhéologique [Pa.s]
$X=h_l/h_0$	Rapport d'excentricité.

Introduction Générale

La tendance d'augmenter les vitesses et les charges dans les machines tournantes dans l'industrie a attiré l'attention des chercheurs académiques pour trouver des paliers capables de supporter ces conditions de fonctionnement sévères, en minimisant en même temps les vibrations générés surtout lors de passage des vitesses critiques. Les paliers fluides hydrostatiques sont parmi les solutions efficaces pour supporter de fortes charges et des grandes vitesses, à cause de leurs coefficients de raideur et d'amortissement élevés. Néanmoins, la nécessité de contrôler ces coefficients de raideur et d'amortissement a relancé fortement l'intérêt de l'application des lubrifiants intelligents qui utilisent des dispersions colloïdales dans un liquide diélectrique.

Les paliers à patins hydrostatiques lubrifiée par un fluide électrorhéologique négatif présentent un grand intérêt pour les concepteurs des paliers industriels. Ces paliers constituent parmi les solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations de rotors et forces transmises lors de passage des vitesses critiques.

L'objectif de cette mémoire est d'étudier analytiquement le comportement statique et dynamique d'un palier fluide à quatre patins hydrostatiques lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers quatre valves électrorhéologiques. Le modèle de calcul développé est un modèle analytique en régime laminaire, isotherme et permanent, qui est adoptée dans le cas d'hypothèse particulière d'une butée infiniment longue. L'intérêt de ce travail est d'étudier l'influence du champ électrique, rapport d'excentricité et rapport de pression sur les caractéristiques statiques et dynamiques du palier à quatre patins hydrostatiques intelligents.

Ce projet de fin d'étude est constitué de trois chapitres :

Le premier chapitre regroupe un aperçu non exhaustif de différents types de paliers, en mettant l'accent sur les paliers hydrostatiques, leurs principes de lubrification et les recherches récents faits sur ce type des paliers, avec une synthèse bibliographique concernant les fluides intelligents.

Le second chapitre est consacré à calculer les caractéristiques de performance d'un palier hydrostatique à quatre patins, alimenté par des valves électrorhéologique, telles que la charge portante, le débit de lubrifiant, le coefficient d'amortissement et le coefficient de raideur, à partir du champ de pression dans le film lubrifiant qui est déterminé par la résolution de l'équation de Reynolds.

Le troisième chapitre présente les résultats et les interprétations du modèle développé, où les caractéristiques statiques et dynamiques sont illustrées graphiquement en fonction du champ électrique, rapport d'excentricité et rapport de pression.

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

I.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons une recherche bibliographique concernant les paliers et les fluides intelligents en général.

La première partie est concerné par les différents types des paliers et leur principe de fonctionnement et mettre en lumière les études faites récemment pour le calcul de leurs caractéristiques.

Dans la deuxième partie, nous présentons une recherche sur les fluides intelligents, en détaillant les fluides électrorhéologiques positifs et négatifs.

La troisième partie décrit l'état de l'art sur les paliers hydrostatiques.

I.2.Les Paliers

Les Paliers sont des organes mécaniques fixes, supportant (les efforts dus aux inerties) et guidant l'arbre de transmission d'une machine (moteurs thermiques, compresseurs...), qui permet le mouvement relatif entre deux surfaces, ce mouvement est freiné par une force résistance qui a pour effet de : provoquer de l'usure, consommer de l'énergie et engendrer des échauffements pouvant conduire à des soudures entre les surfaces [6]. En général, on trouve les paliers sur les supports rigides des arbres en rotation, là où les frottements sont les plus importants.

Il existe plusieurs types des paliers, les plus couramment utilisés sont Les paliers à roulements, magnétiques, hydrodynamiques et hydrostatique.

I.2.1Paliers Hydrodynamique**I.2.1.1 Définition**

Un palier hydrodynamique est constitué d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet fixe séparé de celui-ci par un fluide lubrifiant. Lors d'un mouvement, l'arbre présente un certain excentrement par rapport au coussinet, il forme ainsi un convergent et un divergent dans le fluide. La rotation de l'arbre entraîne le fluide dans le coin convergent et crée un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge d'équilibre.



Fig. I-1 : Photographie d'un palier hydrodynamique à quatre patins oscillants[2].

I.2.1.2 Principe de fonctionnement

La lubrification est dite hydrodynamique ou parfaite lorsque l'épaisseur du lubrifiant est supérieure à la hauteur des aspérités métalliques et qu'un film d'huile sépare complètement les surfaces métalliques ; les forces de frottement correspondent seulement aux actions tangentielles des diverses couches de lubrifiant. Elles sont alors indépendantes de la rugosité des deux corps et dépendent essentiellement de la viscosité de l'huile utilisée.

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

Le mécanisme de la lubrification hydrodynamique est présenté dans la figure I.2 :

- Au repos, l'espace entre les deux surfaces du palier est rempli par le lubrifiant, Il est remarqué que la charge a écrasé le film d'huile en bas (figure I.2.a).
- La rotation lente entraîne l'arbre à roller vers la droite (figure I.2.b).
- Lorsque la rotation devient plus rapide, plus d'huile adhérant à la surface tente d'entrer dans la zone de contact jusqu'à ce qu'une pression suffisante soit créée juste avant la zone de contact pour soulever l'arbre (figure I.2.c).

C'est dans la zone de portance (figure I.2.c) que l'arbre est soutenu. La résultante des forces de pression sur toute la périphérie est égale et opposée à la charge W sur le palier.

Les alimentations (canal d'arrivée, rainure de graissage, bassin relais) sont généralement placées dans la zone où il y a dépression. L'inconvénient majeur de palier hydrodynamique est que, lors de démarrage, il existe un contact métal-métal où il résulte en limitant la durée de vie du palier.

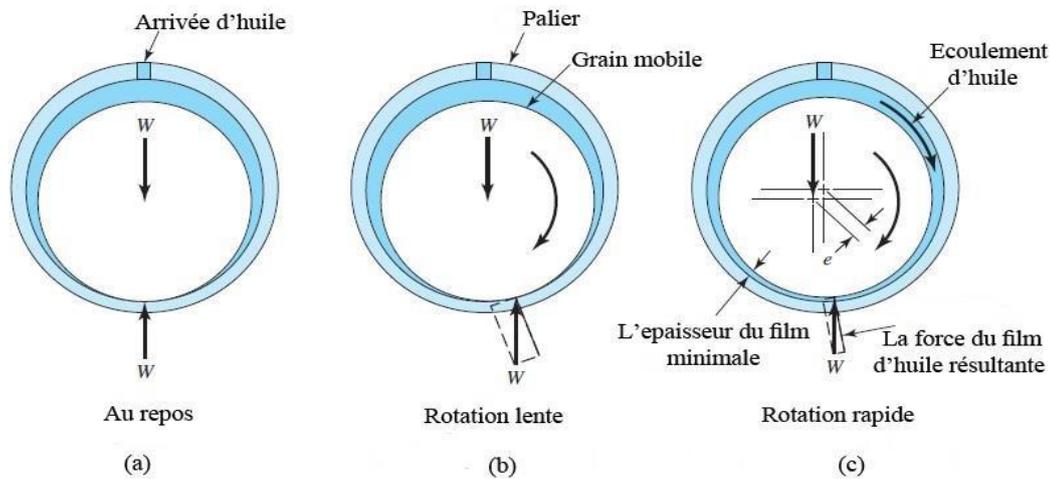


Fig. I-2 : Principe de la lubrification hydrodynamique [8].

I.2.2 Paliers Roulement

Dans un palier à roulements, le glissement de l'arbre sur le coussinet est remplacé par le roulement de corps intermédiaires (billes, rouleaux et aiguilles). Ils supportent de plus fortes charges tout en réduisant l'usure et le frottement à cause de leur coefficient de frottement très faible au démarrage, les coefficients de frottement des roulements sont généralement entre 0.001 et 0.002 [6]. Le roulement est constitué de deux bagues (une bague intérieure et une bague extérieure), d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles) et d'une cage séparant les éléments roulants (figure I.3).

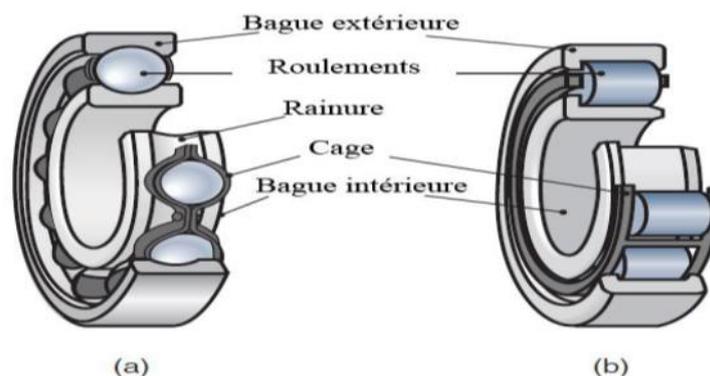


Fig. I-3 : Constitution de roulements. (a) roulement à billes. (b) roulement à rouleaux [6].

Les avantages et inconvénients des paliers à roulements sont:

a) Avantages

- Installation simple et facile à remplacer,
- Durée de vie plus grande,
- Possibilité de graissage à vie,

- Possibilité de supporter des charges combinées,
- Faible coût,
- Supportent mieux les interruptions temporaires de lubrification,
- Assurent un meilleur alignement radial et axial,
- Pas de phénomène de fouettement (whirl),
- présentent un faible couple au démarrage même à basse température.

b) Inconvénients:

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

I.2.3 Paliers magnétiques

I.2.3.1 Définition

Les paliers magnétiques (figure I.4) sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement. 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.

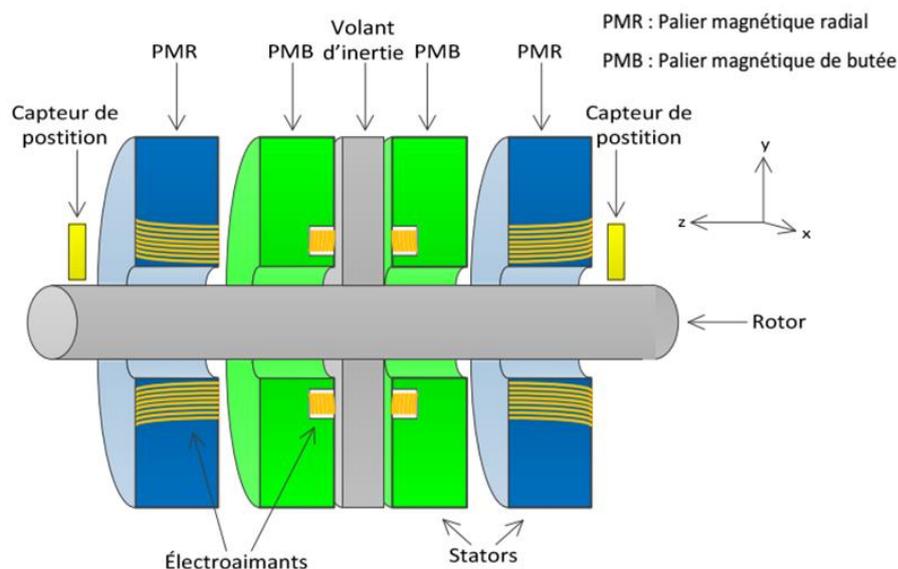


Fig. I-4 : Rotor supporté par des paliers magnétiques [4]

I.2.3.2 Principaux paliers magnétiques

Le palier magnétique passif : Ce palier est réalisé à partir d'aimants permanents ou d'électroaimants à courant d'excitation constante en utilisant soit les forces de répulsion, soit les forces d'alignement. Leur inconvénient majeur est que l'amortissement fourni est très faible. Pour cela, les paliers magnétiques actifs sont favorisés à cause de leur rigidité, amortissement et l'atténuation des forces de balourd dans les systèmes tournants.

Le palier magnétique actif : Ce palier travaille toujours en attraction avec des électroaimants à excitation variable commandée par des détecteurs de déplacement.

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

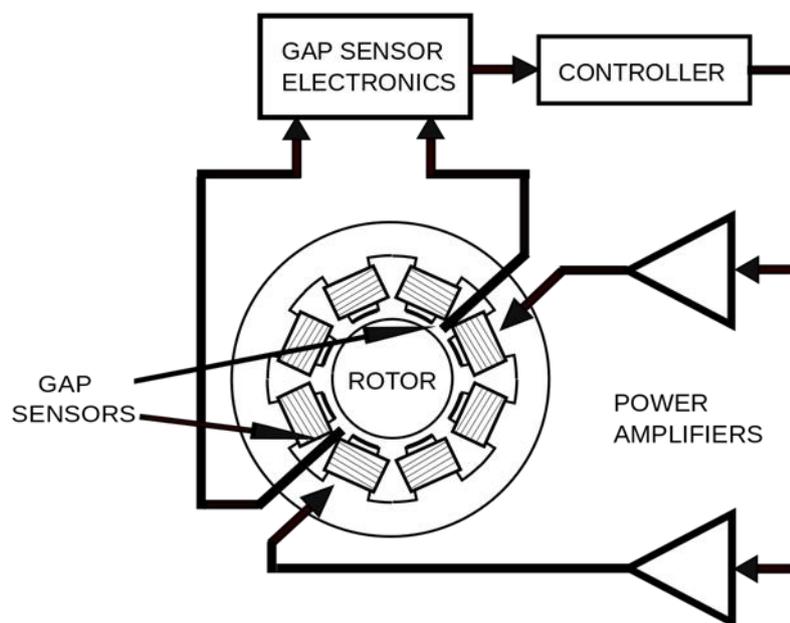


Fig. I-5 : Principe de fonctionnement d'un palier magnétique actif [4].

1. Palier radial

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

2. Palier axial

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

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

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

Malgré ces avantages, l'utilisation de ces paliers a été limitée par la complexité du système et le coût élevé. Cependant, les progrès dans la technologie des paliers magnétiques ont surmonté de nombreuses limitations en termes de miniaturisation, simplicité et intégration [4].

I.3.Palier hydrostatique

I.3.1Définition

Un palier hydrostatique comporte deux surfaces, l'une est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) (figure I.6). Dans un palier hydrostatique, la séparation des surfaces est faite par un fluide sous pression introduit par un système extérieur ce qui permet de supporter une charge et d'annuler tout contact métal-métal. Les paliers hydrostatiques peuvent supporter des fortes charges, même dans l'absence de la rotation du rotor, et ils fournissent une rigidité et un amortissement élevés.

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

- Les paramètres géométriques : nombre d'alvéole, longueur.
- Les paramètres cinématiques : vitesse de rotation, charge.
- Les paramètres dynamiques : charge variable, mode de rotation (continu ou alternatif), vibrations...etc.
- Les paramètres caractéristiques du lubrifiant : viscosité dynamique, masse volumique, chaleur spécifique.
- La nature des matériaux formant les paliers.

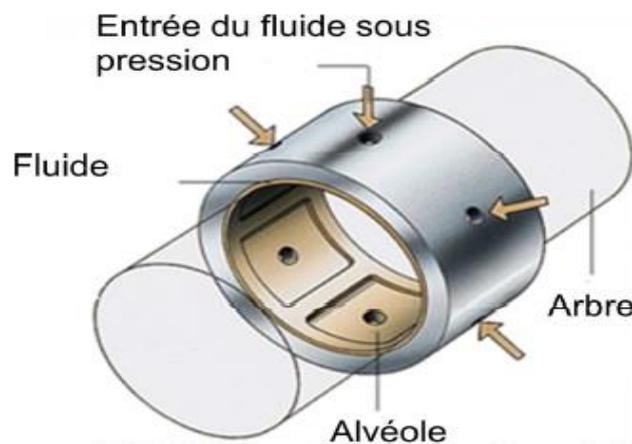


Fig. I-6 : *Palier hydrostatique à alvéoles*[16].

I.3.2Lubrification hydrostatique

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

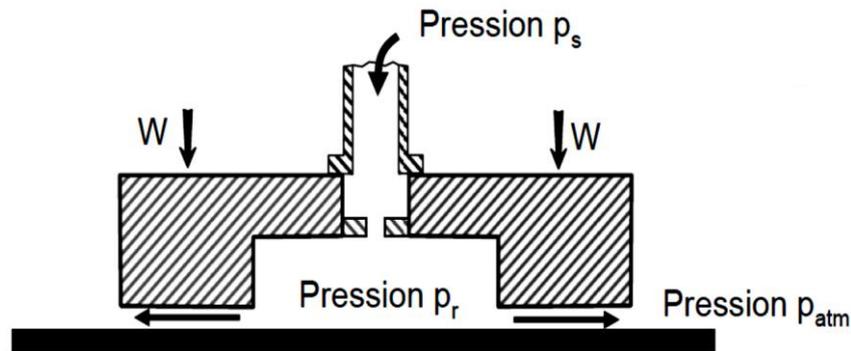


Fig. I-7 : Schéma de principe d'une butée hydrostatique [4].

a) Principe de lubrification hydrostatique

Un palier hydrodynamique présente l'inconvénient de ne fonctionner en état de frottement fluide que lorsque la vitesse est suffisamment élevée. Afin de créer le film fluide déjà à l'arrêt, on injecte le lubrifiant sous pression à l'aide d'une pompe dans des cavités (figure I.8) où il crée une pression qui soulève la charge ; il s'échappe ensuite par les rainures.

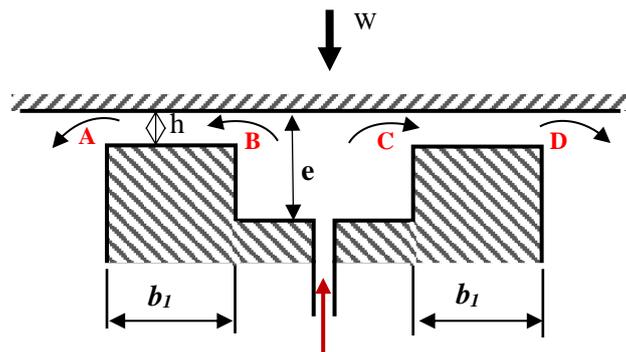


Fig. I-8 : Schématisation d'une butée hydrostatique [4]

L'épaisseur du film se règle automatiquement en fonction de la pression et de la charge appliquées. Il est nécessaire de prévoir des restrictions dans les tuyaux d'amenée du fluide aux patins afin de stabiliser la position de la pièce mobile.

Deux régions ont montré le principe de fonctionnement d'une butée hydrostatique, une zone représentée par les portées (AB) et (CD) de largeur (b_1) où l'épaisseur (h) du film lubrifiant est mince : $h/a < 1$. La zone (BC) constituée par la cavité où l'épaisseur du film lubrifiant (e) est grande : $e/h > 20$; dans cette région, la pression est supposée être constante : $p = p_a$; cette hypothèse est très souvent vérifiée expérimentalement.

Il existe deux méthodes pour introduire le fluide dans les patins :

- **Systèmes à pression constante** : Dans les mécanismes à pression constante, on place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Le rôle de cette résistance est de créer une perte de charge, c'est-à-dire d'asservir le débit à la chute de pression. Ce système, simple à mettre

en œuvre, permet d'alimenter plusieurs alvéoles avec une seule pompe à condition, bien évidemment, que le débit de celle-ci soit suffisant (figure. I.11).

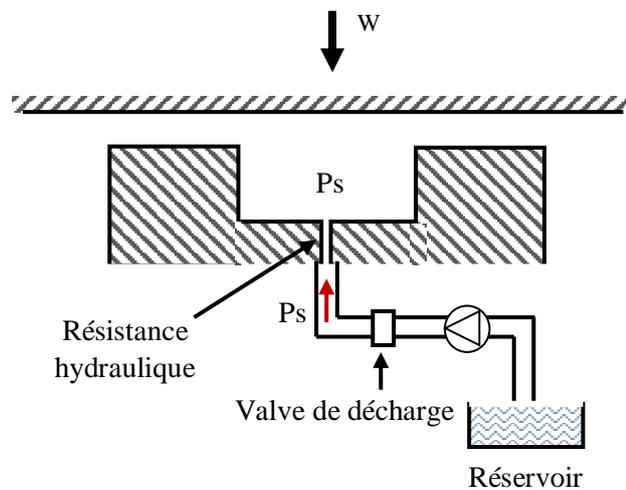


Fig. I-9 : Alimentation à pression constant[4]

- **Systèmes à débit constant** : dans les systèmes à débit constant, on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole. Ce système est peu employé car, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles (ce qui est pratiquement toujours le cas), il faut soit alimenter chacun d'entre eux par une pompe individuelle, soit utiliser des régulateurs à débit constant. Cette solution, qui assure une grande raideur, est complexe et coûteuse (Figure. I.10). [4]

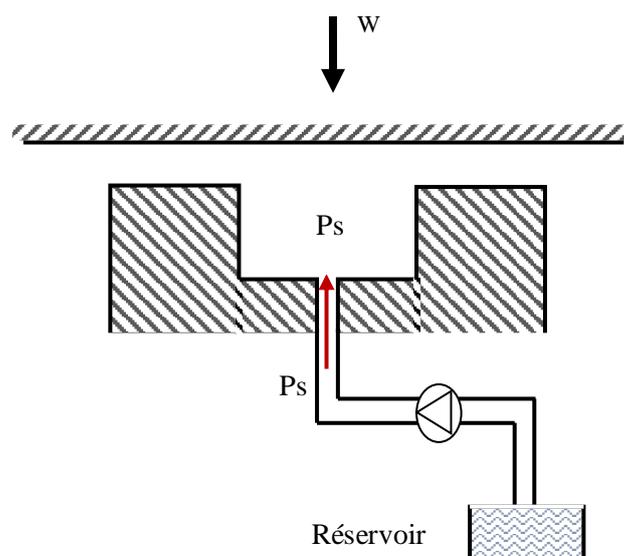


Fig. I-10 : . Alimentation à débit constant[4].

b) Etapes de fonctionnement

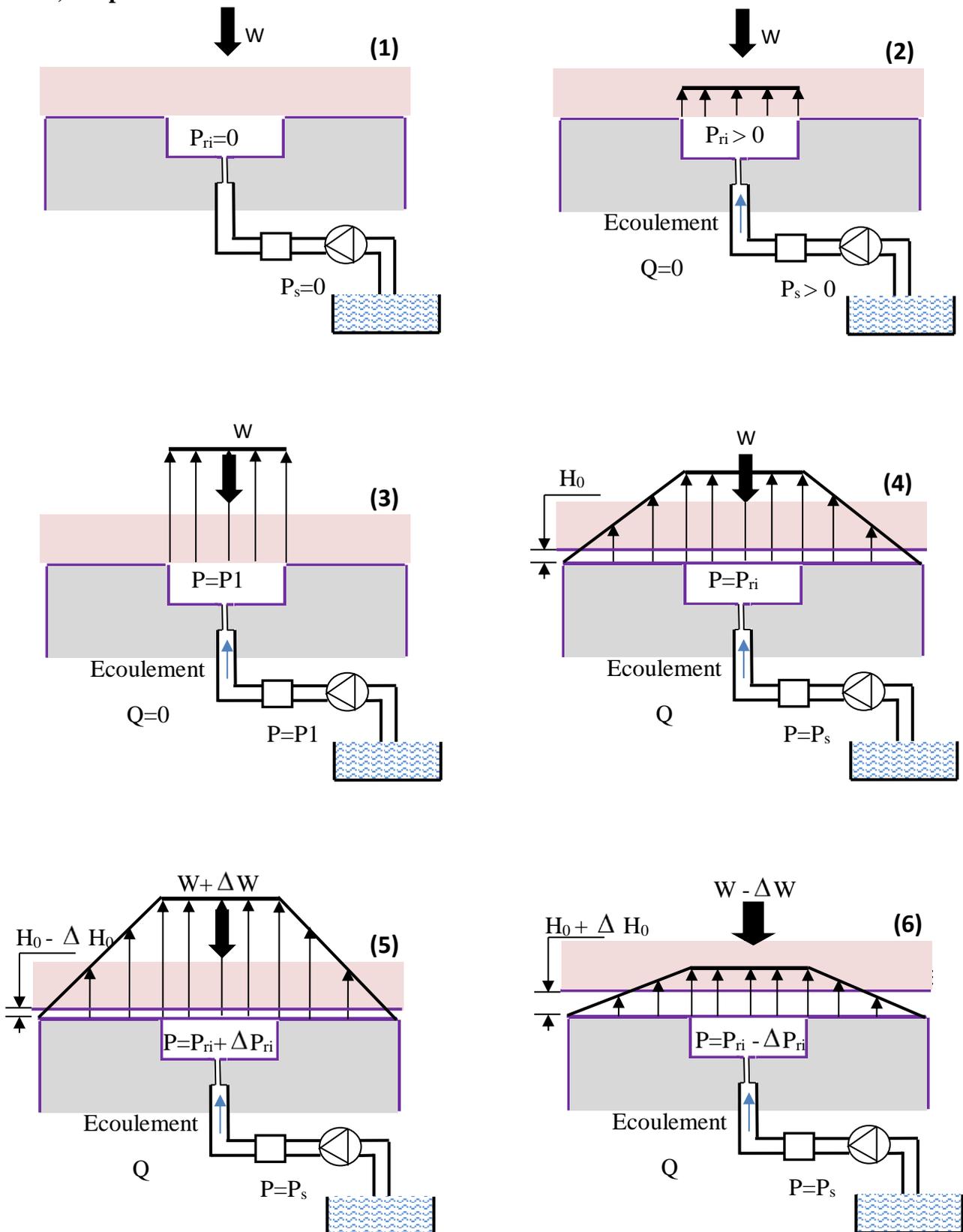


Fig. I-11 : . Formation du film fluide dans une butée hydrostatique[8].

- 1) La pompe est en état d'arrêt ;
- 2) Le fluide sous pression commence à écouler vers la butée et la pression dans l'alvéole augmente ;
- 3) La pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression à travers la surface d'alvéole soit suffisante pour soulever la charge appliquée ;
- 4) Le palier commence à fonctionner, le fluide s'écoule à travers le système et une chute de pression existe entre la source de pression et le patin, et entre l'alvéole et la sortie du patin ;
- 5) 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 ;
- 6) Quand la charge diminue, l'épaisseur du film augmente et la pression d'alvéole diminue.

I.3.3 Domaine d'application des paliers hydrostatiques

Le domaine d'application des paliers hydrostatiques est celui des mouvements lents, sans à-coup et de haute précision tels que :

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

I.3.4 Avantages des paliers hydrostatiques

- Une très grande raideur permettant de conserver un positionnement précis malgré des fluctuations de charge importantes;
- L'existence d'un film lubrifiant quel que soit la vitesse des surfaces, même au démarrage, il n'y a pas de contact métal- métal; l'usure est donc théoriquement nulle et la durée de vie du mécanisme est infinie;
- L'inexistence de variation de la pression d'huile car la pression est sensiblement Constante dans l'alvéole et la charge est supportée par une grande surface;

- Les défauts de forme des surfaces en présence ont moins d'importance qu'en régime hydrodynamique car la pression dans l'alvéole est fonction du débit global, et de sa géométrie et non pas de l'épaisseur du film ;
- Les problèmes thermiques sont très souvent secondaires car, on est en présence d'un Écoulement forcé à débit important, et ainsi, l'hypothèse d'un régime d'écoulement isotherme est justifiée.
- Ces avantages ont fait l'objet de nombreuses études qui ont permis d'appréhender assez bien leur comportement pendant le fonctionnement.

I.3.5 Inconvénients des paliers hydrostatiques

Les inconvénients majeurs des paliers hydrostatiques sont:

- Le coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc. ;
- La 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.

I.3.6 Configurations géométriques des paliers hydrostatiques

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 cylindrique et à support plat.

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

I.4. Fluide intelligents

Un fluide intelligent (*smart fluid*) est un fluide qui modifie ses propriétés rhéologiques lorsqu'il est soumis à des paramètres extérieurs comme un champ électrique, un champ magnétique, une température etc.

Ces fluides peuvent généralement être classés selon quatre catégories : les fluides électrorhéologiques (ER), les nano électrorhéologiques, les fluides magnétorhéologique (MR) et les Ferro fluides. Un champ électrique entraîne une modification de la viscosité des fluides ER et un champ magnétique provoque un changement similaire dans les fluides MR.

I.4.1 Fluide électrorhéologique

Un fluide électrorhéologique (ER) est constitué de fines particules dispersées dans un liquide diélectrique. Sous l'action d'un champ électrique, les particules s'attirent pour former des fibres reliant les électrodes parallèlement à la direction du champ électrique. Cette structuration entraîne une profonde modification des propriétés d'écoulement du fluide. Sous champ élevé, ses propriétés mécaniques s'apparentent à celle d'un gel solide. Cet état « solide » est caractérisé par la contrainte maximale qu'il peut supporter (sa valeur dépend du champ électrique) qui sert de critère de performance pour le fluide ER. Sous champ plus faible, on obtient un fluide à viscosité variable. Ces fluides dont on peut contrôler les propriétés mécaniques par l'application d'un signal électrique ouvrent des perspectives d'application dans le domaine des dispositifs électromécaniques « intelligents » (coupleurs, amortisseurs actifs, actionneurs...).

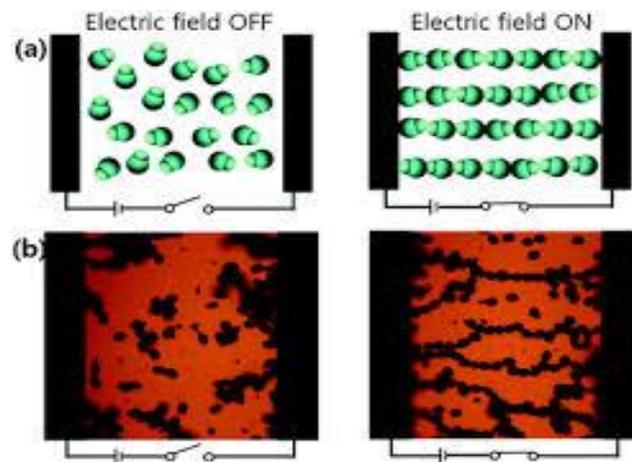


Fig. I-12 : Fluide électrorhéologique Avant et après l'application du champ électrique .

I.4.2 Nano électrorhéologique

Un nanofluide électrorhéologique (ER) est une suspension constituée de fines particules solides, de l'ordre de la dizaine de nanomètres, dispersées dans un milieu diélectrique. Ce fluide possède la propriété unique de passer d'un état liquide à un état solide quand on le soumet à un champ électrique. Son temps de réponse est de l'ordre de la milliseconde et cette capacité est complètement réversible.

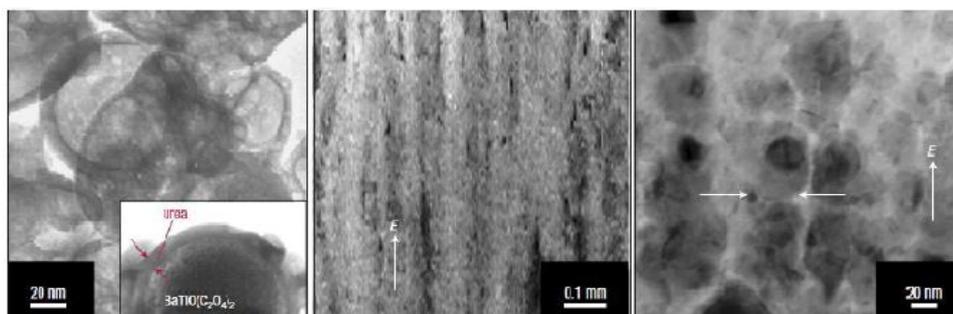


Fig. I-13 : Nanoparticules dans le fluide électrorhéologique géant[6].

En 2003, des chercheurs chinois d'un laboratoire de l'Institut des Nanosciences de Hong Kong ont élaboré un fluide ER à base de nanoparticules possédant une contrainte seuil d'environ 130 kPa. Cette avancée spectaculaire, qualifiée par leurs auteurs d'effet ER géant, ouvre de réelles perspectives d'applications et incite la communauté scientifique à réfléchir sur les mécanismes physiques à l'origine de l'effet ER géant pour élaborer de nouveaux fluides ER performants et robustes susceptibles d'être utilisés dans des dispositifs à fortes contraintes mécaniques et thermiques.

I.4.3 Fluide magnéto rhéologique MR

Comme dans le cas du fluide ER, lorsqu'on applique un champ magnétique d'une intensité suffisante à un fluide MR, les particules ferreuses (dipôles magnétiques) de ce dernier se rangent en fibres le long des lignes du champ et augmentent ainsi la viscosité de fluide.

Ce dernier devient ainsi un corps plastique rigide avec une contrainte de seuil d'écoulement très élevée qui peut atteindre 50 à 100 kPa pour des intensités de champ allant de 150 à 250 kA/m . Le fluide MR a la propriété de revenir plus rapidement à sa viscosité initiale que le fluide ER si l'effet du champ appliqué cesse [10].

La figure (I.14) suivante montre le comportement d'un fluide magnéto rhéologique avant et après l'application d'un champ magnétique.

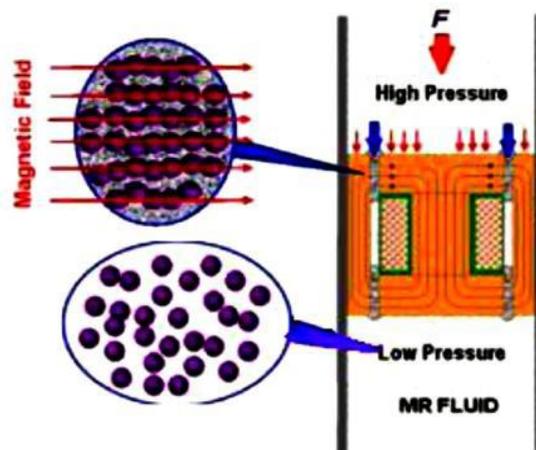


Fig. I-14 : Fluide avec des particules à dipôle magnétique [10].

Par ailleurs, il est à souligner que le fluide MR est complètement différent des fluides dits magnétiques ou ferrofluides qui sont formés en général de particules ferreuses nanométriques et ne développant pas de résistance mécanique particulière sous l'action d'un champ magnétique.

I.4.4 Les Ferro fluides

Les ferrofluides sont des suspensions colloïdales de particules ferromagnétiques ou ferrimagnétiques d'une taille de l'ordre de 10 nanomètres dans un liquide, en général un solvant ou de l'eau. Ces liquides réagissent à un champ magnétique extérieur et se hérissent de pointes dont la topologie varie selon les paramètres du champ, le comportement d'un ferrofluide est dit super

paramagnétique. Du point de vue microscopique, un ferrofluide est une suspension colloïdale stable de nanoparticules magnétiques dans un liquide porteur [4].

Chaque particule porte un moment magnétique permanent. A l'échelle macroscopique, un ferrofluide est un fluide homogène que les particules magnétiques ont rendu noir.

Les ferrofluides sont plus utilisés aujourd'hui, dont il est possible de modifier les propriétés, cette fois-ci, en leur appliquant un champ magnétique, figure (I.15).

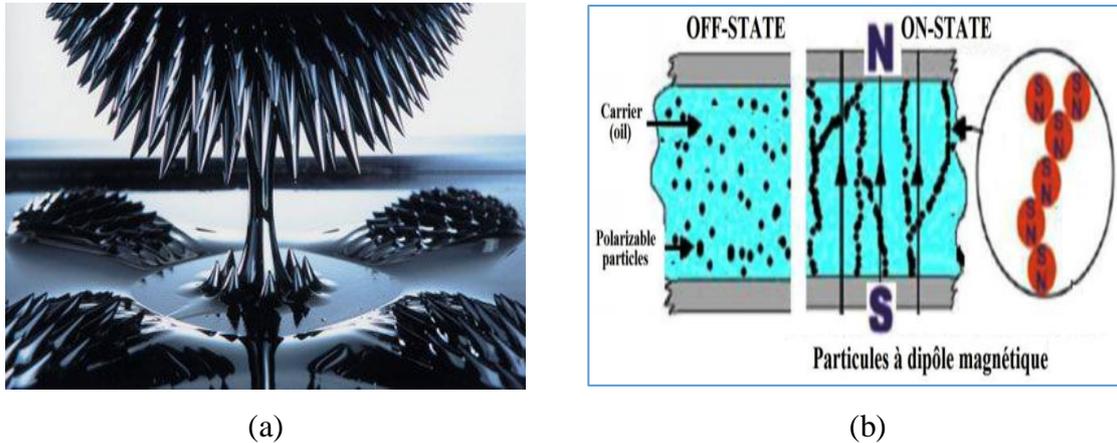


Fig. I-15 : *Un ferro fluide. (a) :ferrofluide sur une pointe aimantée.(b):Comportement d'un ferrofluide lorsqu'un champ magnétique est appliqué.*

I.5.Fluides électrorhéologique

Un fluide électrorhéologique ER est une suspension qui est composée d'un milieu liquide isolant pourrait être soit un matériau particulaire semi-conducteur ou un matériau liquide semi-conducteur habituellement un matériau à cristaux liquides.

Ce type de fluide, lorsqu'il est soumis à l'action d'un champ électrique d'une intensité suffisante donnée, perpendiculaire à la direction de son mouvement, ses particules se polarisent et s'alignent en fibres le long des lignes du champ, créant une résistance à l'intérieur du fluide, d'où un changement de viscosité apparent.

Ce phénomène génère une liaison entre électrodes et augmente ainsi la viscosité de fluide, (Fig. 16).

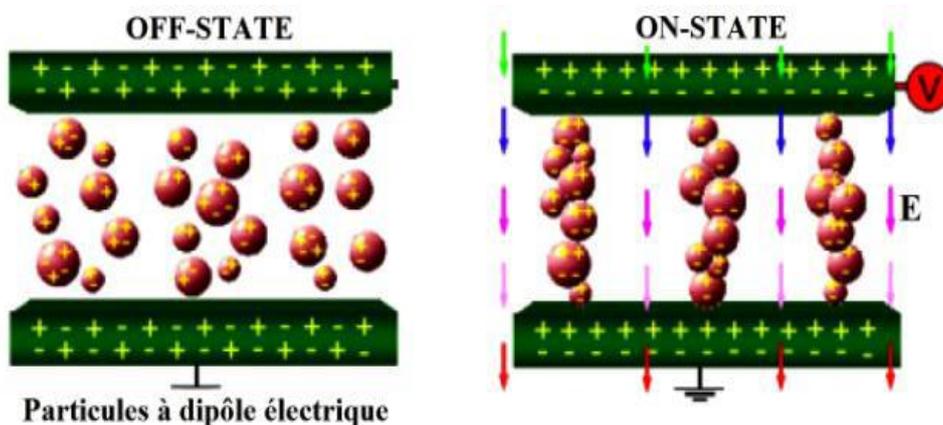


Fig. I-16 : *Fluide avec liaison de particules à dipôle électrique[10].*

Les propriétés rhéologiques (viscosité, élasticité, module de cisaillement, etc.) d'une suspension ER changent avec l'application de champ électrique et le changement de viscosité est réversible et se produit en quelques millisecondes par l'application du champ électrique.

Les applications potentielles ont stimulé beaucoup d'intérêt dans les domaines académiques et industriels depuis les ER effet a été décrit par Winslow en 1949.

En 1990, Nikolajsen et Hoque ont été les premiers à appliquer expérimentalement les fluides électro-rhéologiques ER pour contrôler des vibrations d'un système de rotor. Le contrôle de la viscosité a été effectué par la variation du champ électrique. Ils ont montré que l'amortisseur électrorhéologique ER-SFD a pu réduire les niveaux élevés des vibrations du rotor excité par une force de type balourd.

Les caractéristiques expérimentales des fluides ER sont:

- La taille des particules comprise entre 0.1 et 100 μm ;
- La fraction volumique des particules est entre 0.05 et 0.50;
- Le champ électrique appliqué est entre 0.5 et 3 kV/mm.

La caractérisation principale d'un fluide ER est donnée par la variation de la contrainte mécanique en fonction du gradient de vitesse et du champ électrique appliqué.

I.5.1 Mécanisme des fluides électrorhéologique

Plusieurs modèles ont été proposés pour expliquer l'effet électrorhéologique ; cependant; depuis leur l'innovation, chaque modèle ne pourrait pas décrire tous les phénomènes remarquables par les différents fluides électrorhéologique [6].

Les modèles les plus étudiés sont le modèle de polarisation et le modèle de conduction. Dans le modèle de polarisation donné par Parthasarathy et Klingenberg [26], la différence de la permittivité entre les particules solides et le liquide, est responsable de la polarisation des particules sous un champ électrostatique.

L'interaction dipôle-dipôle résultante conduit à la formation de colonne de particules solides le long du champ électrique appliqué.

Ce modèle ne pourrait pas expliquer plusieurs observations expérimentales lors de fonctionnement à courant continu et aux basses fréquences.

Afin de comprendre les phénomènes inexplicables par le modèle de polarisation, Foulc et al et Atten et al [28] ont proposé le modèle de conduction où la distribution du champ électrique était contrôlée par la conductivité des particules solides et du liquide.

Ce modèle, qui a été vérifié expérimentalement, a réussi d'expliquer le mécanisme de l'effet électrorhéologique, mais seulement lorsque la microstructure des particules a été complètement formée.

I.5.2 Fluide électrorhéologique Négative

Il existe deux groupes de fluides électrorhéologique, des fluides électrorhéologique positifs où les propriétés rhéologiques augmentent en fonction du champ électrique, et des fluides électrorhéologique négatifs qui ont présenté un phénomène totalement différent de celui des fluides positifs.

L'effet électrorhéologique négatif a été découvert par Boissy et al [39] en 1995 lorsqu'ils ont examiné le cas pour lequel la conductivité des particules en suspension est beaucoup plus petite que celle du liquide. Ils ont trouvé que la viscosité apparente de la suspension diminue en fonction du champ électrique appliqué.

La Figure (I.17) présente la variation de la viscosité apparente trouvée par Boissy. On remarque que, pour une fraction volumique de $c=0.3$, la viscosité de la suspension peut être diminuée par un facteur d'environ 5.

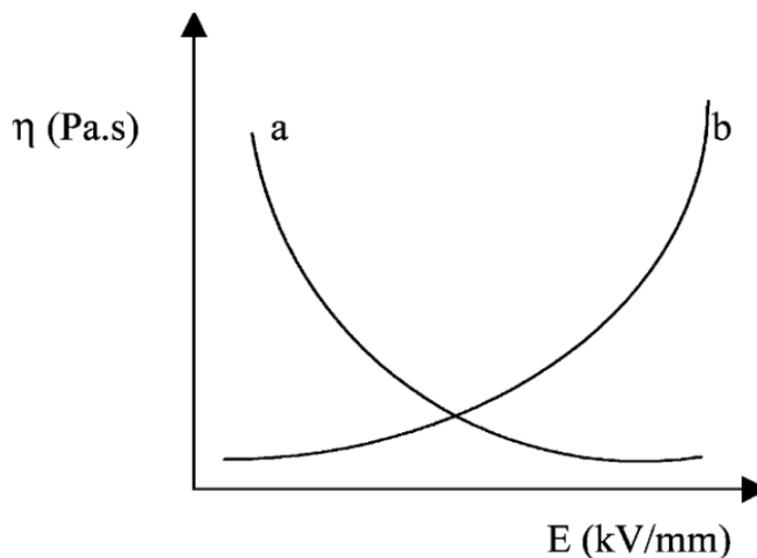


Fig. I-17 : Viscosité en fonction du champ électrique, (a) effet ER négatif, (b) effet ER positif [6].

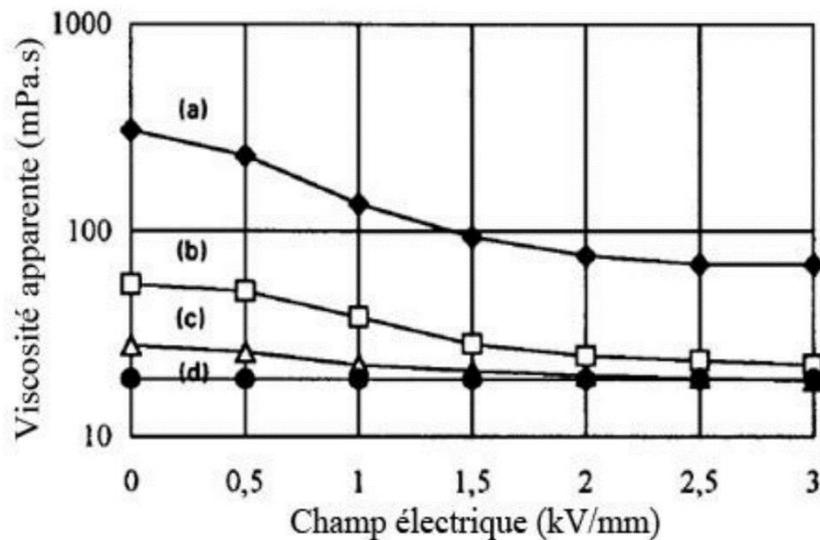


Fig. I-18 : Viscosité apparente d'un fluide ER négatif en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de la fraction volumique, $c=0.3$ (a), $c=0.2$ (b), $c=0.1$ (c), $c=0$ (d).

Les fluides électrorhéologiques négatifs sont des fluides Newtoniens tels que la contrainte mécanique varie linéairement en fonction du gradient de vitesse (figure I.19). Cet effet montre qu'il est possible de transformer l'énergie électrique en énergie mécanique à travers un fluide, et donc les applications potentielles de ce système sont nombreuses.

Le mécanisme des fluides ER négatifs peut être expliqué comme suit : le champ électrique appliqué induit une séparation du fluide en deux phases adjacentes de fraction volumique haute et basse sous l'action du champ sur les particules chargées qui se déplacent vers une électrode, et par conséquent, la viscosité apparente peut être réduite de 0.3 à 0.0609 par une tension variant de 0 à 3 kV/mm.

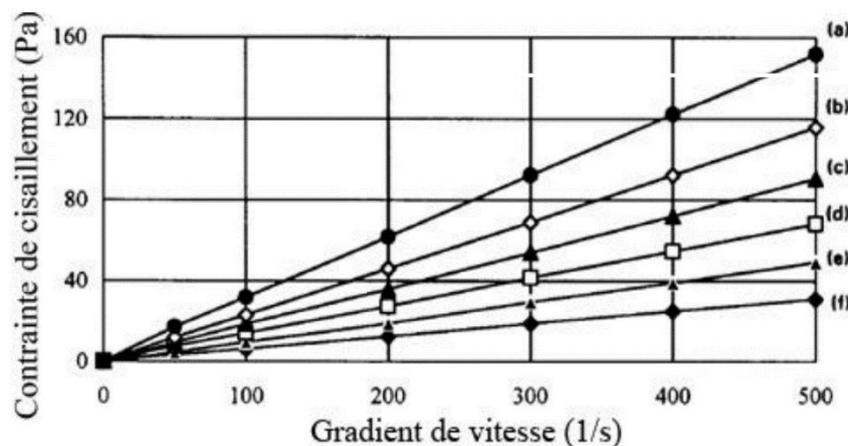


Fig. I-19 : Variation de la contrainte de cisaillement d'un fluide ER négatif en fonction du gradient du vitesse pour différentes valeurs du champ électrique, $E=0$ kV/mm (a), $E=0.5$ kV/mm (b), $E=0.7$ kV/mm (c), $E=1$ kV/mm (d), $E=1.5$ kV/mm (e), $E=3$ kV/mm (f)[6].

I.5.3 Constitution

Un fluide ER comprend une phase liquide et une phase solide (particules en suspension). La fraction volumique usuelle des particules est d'environ 30 à 40 %. Afin d'éviter la sédimentation des particules, leur densité doit être la plus proche possible de celle du liquide [5].

Pour élaborer un fluide ER il est nécessaire d'utiliser des particules de conductivité électrique supérieure à celle du liquide.

Le choix des matériaux détermine en grande partie les performances d'un fluide ER (valeur de la contrainte seuil, densité du courant...). Un grand nombre de couples liquide/particules solides, produit un effet ER et une multitude de résultats expérimentaux a été publiée concernant de « nouvelles suspensions ER » avec des bilans sensiblement les mêmes, du moins jusqu'à ces dernières années :

a) phase liquide : le liquide doit néanmoins être un bon isolant électrique, même à température élevée et sous champ électrique intense, et si possible, avoir une faible viscosité ($\eta < 30$ mPa.s) et une permittivité moyenne ($\epsilon_r \sim 3-5$). Les liquides couramment utilisés peuvent être classés en trois catégories : les huiles minérales aux propriétés « standards », les huiles silicones (bonne stabilité en température) et les liquides chlorés (densité et permittivité « élevées »).

b) phase solide : c'est la phase solide qui conditionne presque à elle seule les performances d'un fluide ER. La connaissance des caractéristiques nécessaires pour produire un effet ER intense a pendant longtemps été ignorée. Ce n'est que depuis une dizaine d'années que des travaux ont montré que les propriétés de conduction des matériaux et les effets d'interface étaient déterminants dans la mise en œuvre de l'effet ER. Ceci justifie a posteriori les observations faites pendant des décennies sur la nécessité d'utiliser des poudres hydratées pour produire un effet ER (les poudres séchées sont sans effet) et qu'un taux d'humidité trop élevé diminue l'effet. En se basant sur cette propriété, on peut classer les différents constituants solides utilisés (les particules) en trois catégories, i) les matériaux homogènes isolants (silice, amidon, cellulose...) nécessitant l'apport d'un activant extérieur (eau, surfactant). Ces matériaux sont peu stables en température, ii) les matériaux homogènes à conductivité intrinsèque, ionique ou électronique (zéolites, polymères semi-conducteurs : polyaniline...), iii) les matériaux inhomogènes (multicouches) dont la surface est rendue active (silice recouverte de polyaniline, aluminium recouvert d'une couche isolante...). Par ailleurs, certains matériaux ferroélectriques (titanate de baryum...) produisent un effet ER en alternatif, à fréquence élevée.

I.5.4 Applications des fluides électrorhéologique

La capacité de transformation de fluide ER de l'état solide en état liquide permet de l'utiliser dans les diverses applications industrielles :

- Fonctions de couplage de type embrayage et de système freinage automobile, figure I.20;
- Une autre application du fluide ER dans l'industrie de l'automobile est l'amortisseur;
- Dans les applications industrielles antivibratoires;
- Utilisé dans certaines prothèse médécines munis de microprocesseurs permettant un contrôle plus poussé des mouvements ;
- Actionneur, micro canal, valve et diverses applications en robotique, figure I.21;
- La conception des matériels militaire, figure I.22.

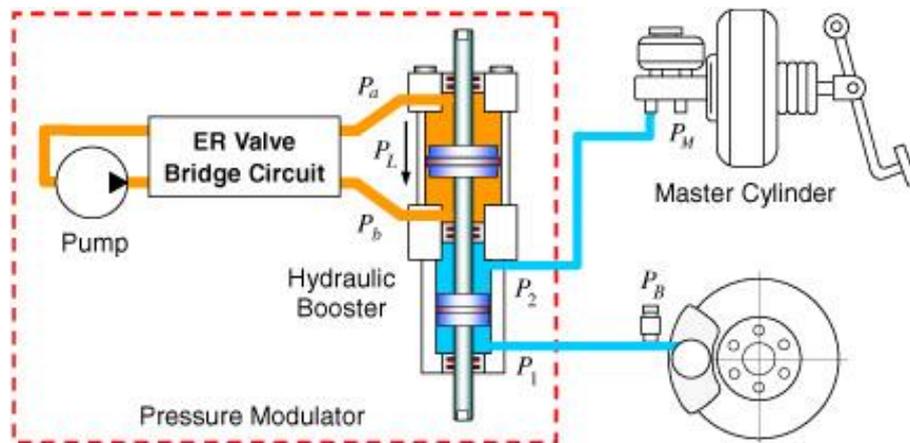


Fig. I-20 : Fonctionnement de système freinage automobile[10].



Traditional orthotic device



'Smart fluid' orthotic device

Fig. I-21 : Actionneur pour l'articulation des jambes et des bras artificiels[10]



Fig. I-22 : *Vue d'un gilet pare-balle [10] .*

I.6. Etat de l'art sur les paliers hydrostatiques

Les paliers hydrostatiques ont été étudié par plusieurs chercheurs afin de trouver des meilleures caractéristiques et de réduire les vibrations dans les machines tournantes. L'équipe de recherche initié par le professeur Bouzidane a fait une série de recherches sur les palier hydrostatique en considérant plusieurs points de vie, tels que la nature de lubrifiant, l'influence du pression d'alimentation et le régime d'écoulement.

Bouzidane [7] a étudié un palier hydrostatique intelligent à quatre patins hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique, pour contrôler les vibrations des rotors flexibles lors du passage des vitesses critiques. L'idée originale de ce palier est de monter un roulement à billes dans un palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique (Figure I.23).

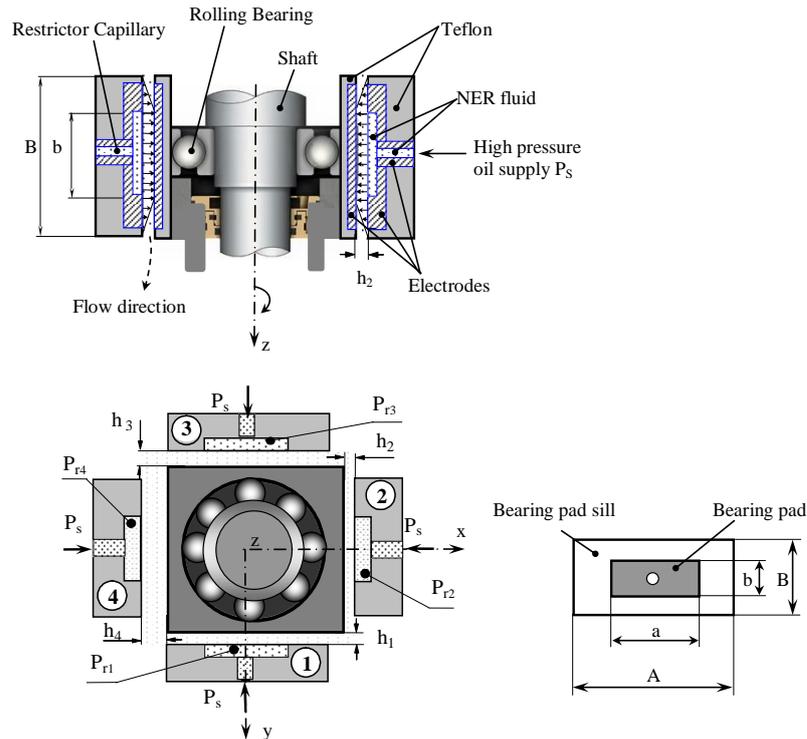


Fig. I-23 : *Palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique*[7].

La rotation de l'arbre est supportée par le roulement, alors que le palier hydrostatique joue le rôle d'un amortisseur visqueux adaptatif. La viscosité est contrôlée en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre. Le mouvement de la bague dans le palier se réduit à un mouvement de translation. Il n'y a pas de rotation entre la bague extérieure du roulement et son logement. Cette solution originale qui consiste à ajouter un palier hydrostatique intelligent alimenté par un fluide électrorhéologique (amortisseur adaptatif) peut être appliquée en certains endroits appropriés de la ligne d'arbre et ainsi faciliter le passage des vitesses critiques incriminées. Bouzidane a trouvé dans ces études que le coefficient d'amortissement diminue en fonction du champ électrique, et que ce changement dans l'amortissement peut être utilisé pour contrôler les vibrations dans les machines tournantes.

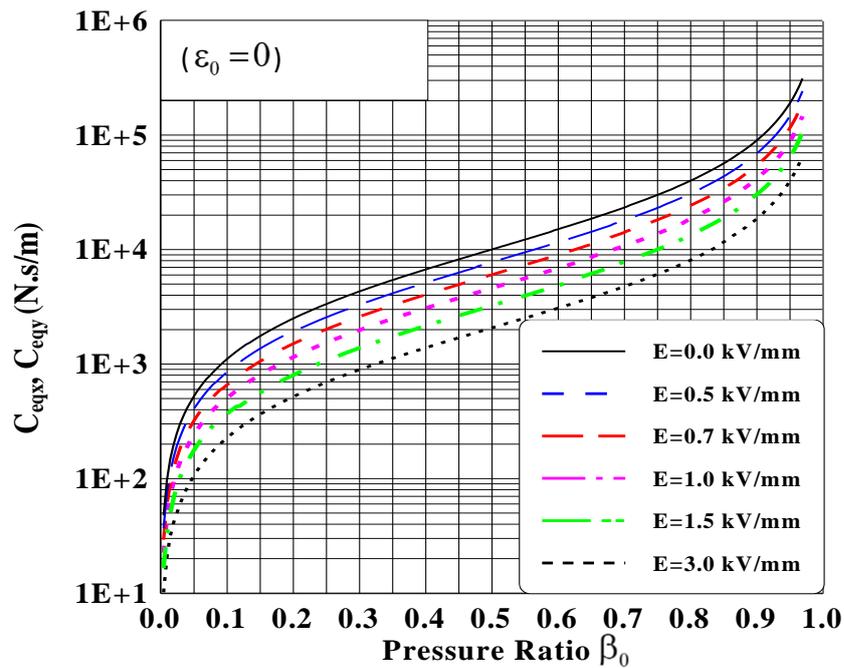


Fig. I-24 : Rapport d'amortissement en fonction de la pression équivalent pour différents champs électriques[7].

Benariba [8] a présente une étude numérique les effets des paramètres caractéristiques d'un fluide micropolaire ainsi que l'influence du rapport de pression sur la réponse d'un palier hydrostatique utilisé comme 'hydrostatic squeeze film dampers' composé de quatre patins hydrostatiques, alimentés par un fluide micropolaire à travers des résistances hydrauliques de type capillaire (Fig. I-25).

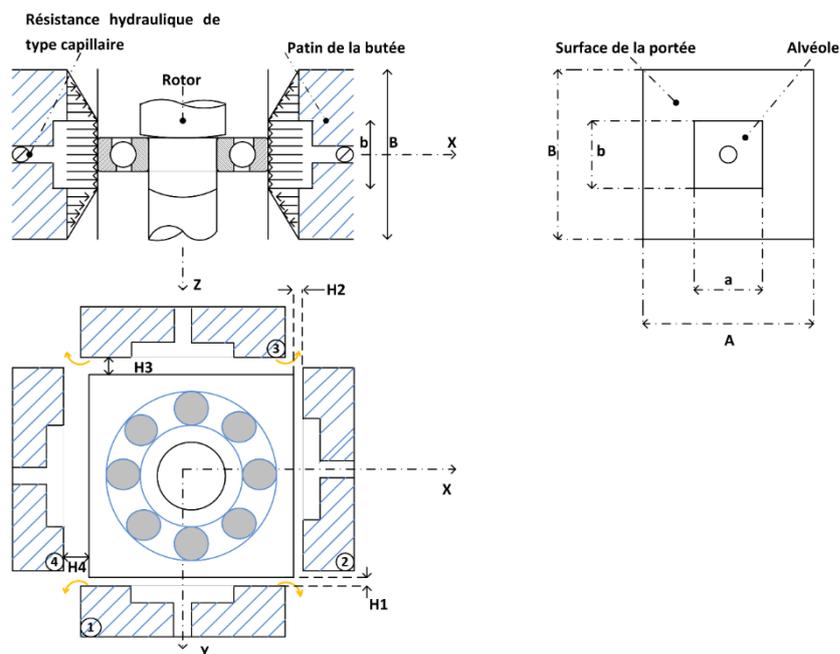


Fig. I-25 : Schéma d'un palier à roulement monté sur un (HSFD)[8].

La figure I.26 présente les variations de la charge portante en fonction du paramètre du fluide micropolaire obtenue par Benariba. Ceci peut être expliqué physiquement cette observation par le fait qu'une augmentation de N^2 signifie des effets de couplage plus forts entre le moment angulaire et linéaire. Cet effet de couplage conduit à une amélioration dans la viscosité effective, et donc à des augmentations de la charge portante.

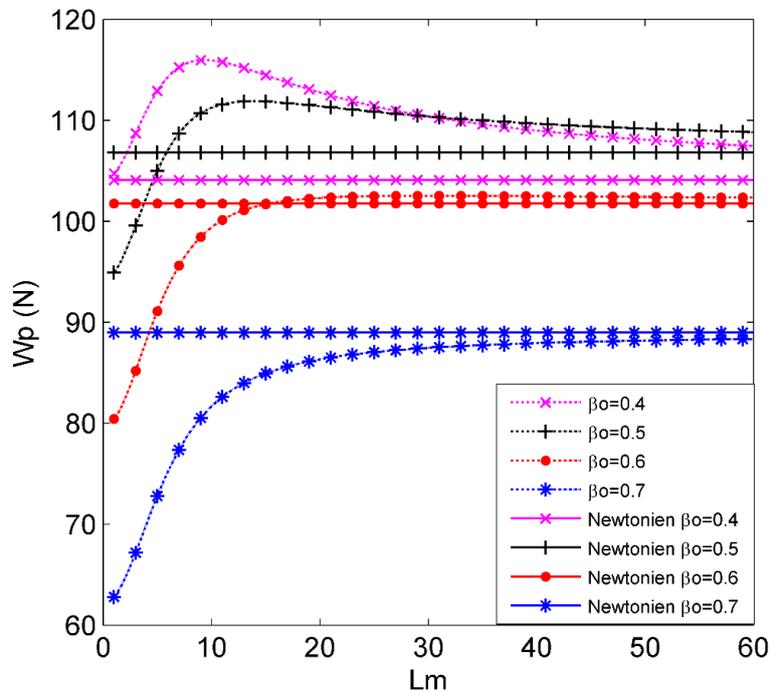


Fig. I-26 : Variation de la charge portante W_p en fonction de L_m pour différentes valeurs de β_0 avec $N^2 = 0,5$ [8].

Nemchi [13] a étudié l'influence du régime d'écoulement, rapport de pression et le rapport d'excentricité sur les caractéristiques statiques et dynamiques, d'une configuration plane d'un palier hydrostatique à film amorti (HSFD) à quatre patins chargés entre deux patins alimentés par des résistances hydrauliques de type orifice.

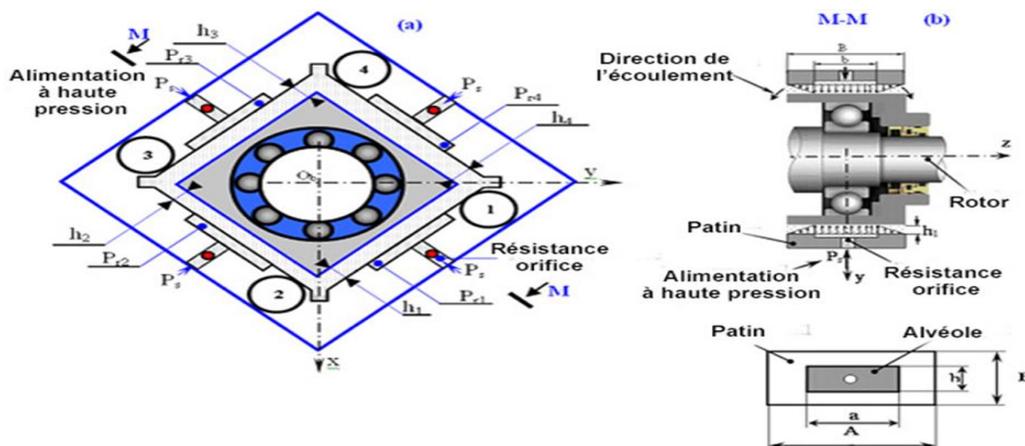


Fig. I-27 : (a) Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins chargés entre deux patins (b) Coupe transversale et détails géométriques d'un patin hydrostatique [13].

L'influence du nombre de Reynolds de Poiseuille sur la pression obtenue par Nemchi est montrée sur la Figure.I.28. Cette courbe montre que la pression hydrostatique devient plus évidente lorsque le nombre de Reynolds augmente.

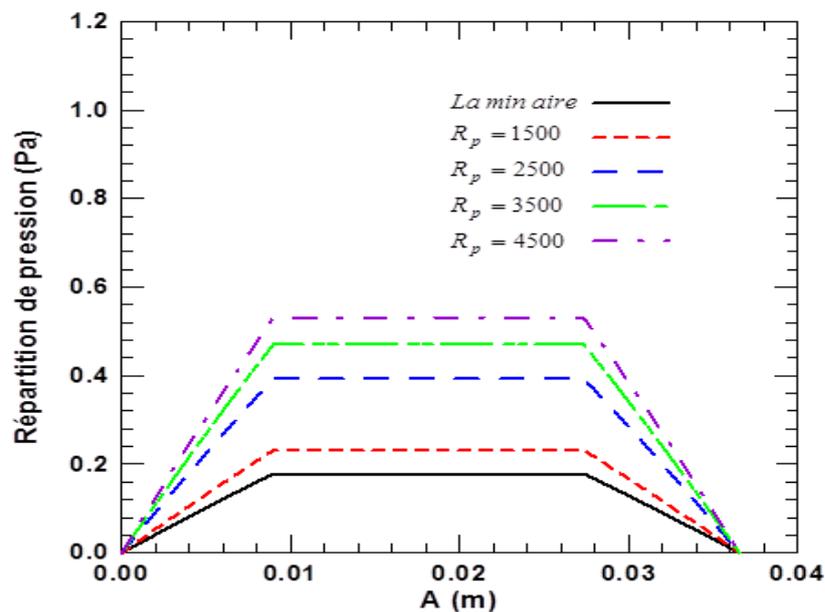


Fig. I-28 : Capacité de charge sans dimension en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs d'excentricité [13].

Abed [6] a étudié numériquement les effets du champ électrique, le rapport de pression et le rapport de dimensions du patin sur les caractéristiques de performances d'un palier hydrostatique à trois patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologique. Un modèle numérique basé sur la théorie linéaire a été élaboré et présenté.

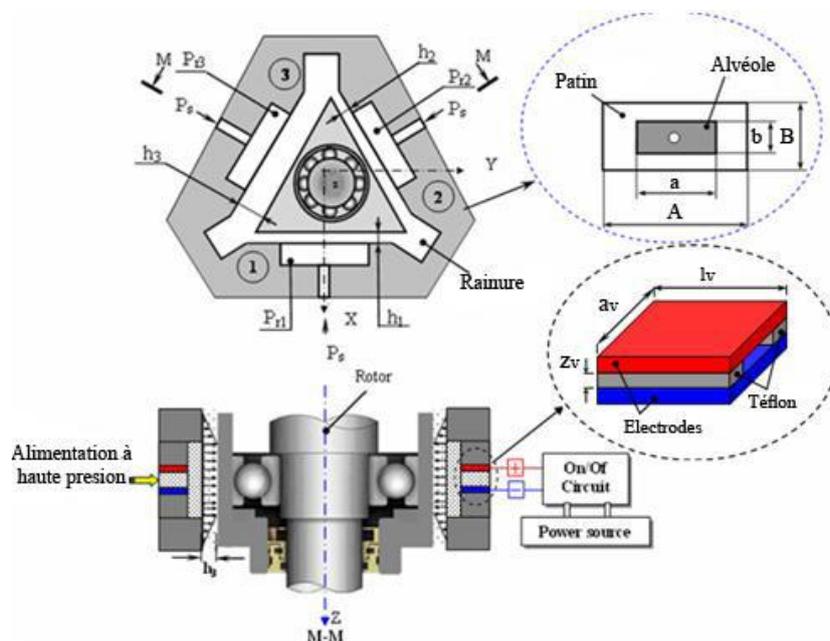


Fig. I-29 : Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologique[6].

La figure I-30 présente les résultats obtenus par Abed concernant les effets du champ électrique et du rapport de pression sur le coefficient de raideur pour un rapport de dimension $A/B=1$. Cette figure confirme que, pour un zéro champ électrique, le coefficient de raideur a une valeur optimale pour un rapport de pression égale à 0.65. Par ailleurs, le coefficient de raideur diminue en fonction du rapport de pression lorsque le champ électrique est supérieur à 1.5 kV/mm.

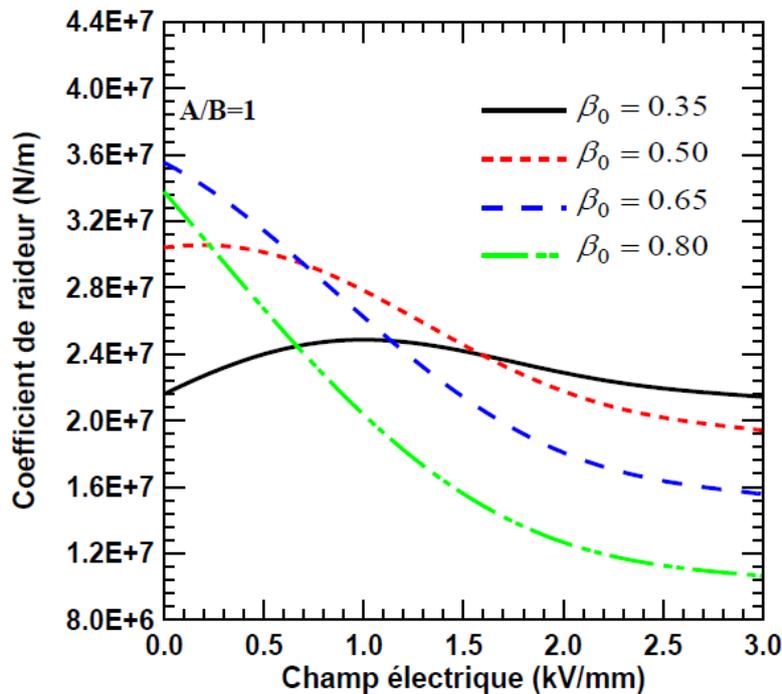


Fig. I-30 : Coefficient de raideur en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de rapport de pression [6].

Belgacem [4] a étudié et analysé le comportement dynamique non linéaire d’une ligne d’arbre supportée par paliers ferrofluides à patins hydrostatiques. Deux modèles théoriques (analytique et numérique), basés sur la méthode non-linéaire, ont été développés en utilisant le model Jenkins, afin d’étudier l’effet de la lubrification de nano-fluides sur la réponse vibratoire non-linéaire et les forces transmises d’une ligne d’arbre rigide soumise a des excitations de type balourd .

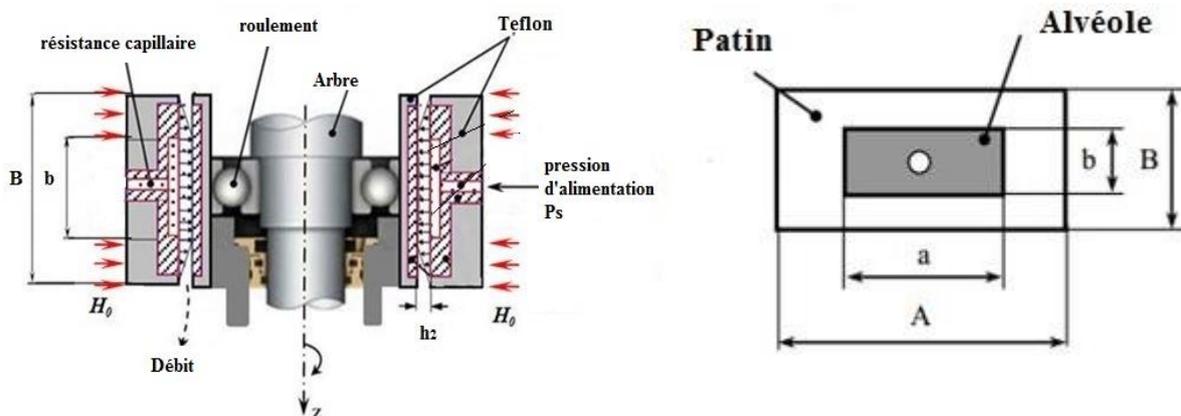


Fig. I-31 : Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide [4]

La figure I.32, montre les résultats obtenus par Belgacem concernant l'effet de la vitesse de rotation sur le débit pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins, pour un rapport de pression égal à 0,5 ($\beta_0 = 0,5$). Les courbes montrent que le débit diminue lorsque la valeur du paramètre de Jenkins augmente de 0 à 0,9 particulièrement autour de la vitesse critique lorsque les valeurs de vitesse de rotation est égal à 1000 rpm.

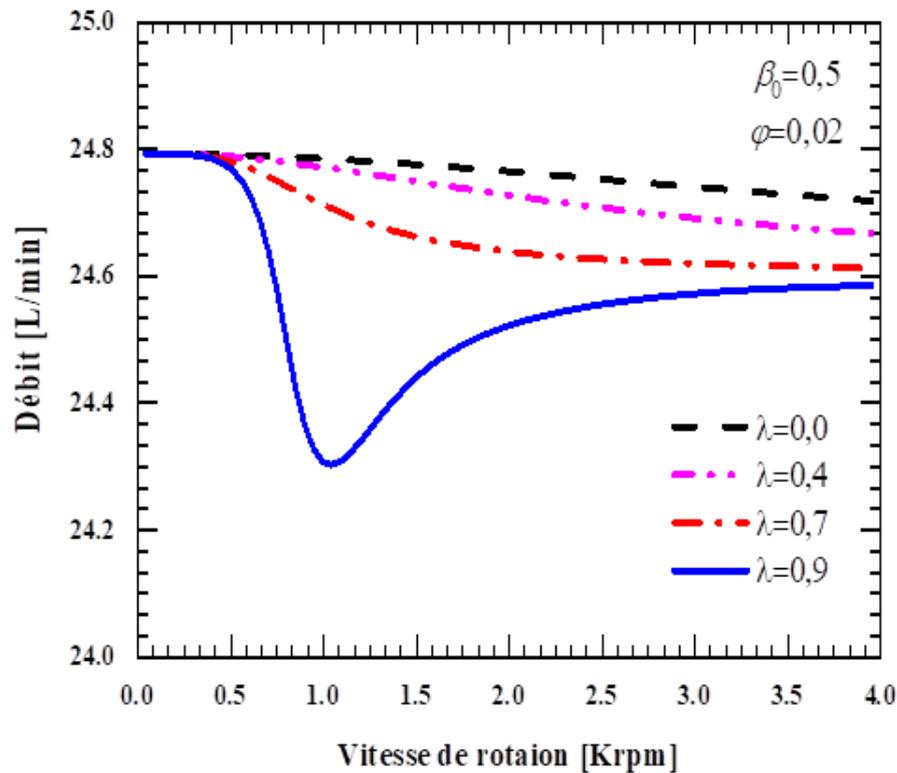


Fig. I-32 : Débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de Jenkins λ [4].

Aboshighiba [15] a étudié la distribution de la pression dans un palier hydrostatique alimenté par une résistance hydraulique de type capillaire en régime turbulent, en tenant compte des effet d'inertie du fluide.

Hammou [14] a fait une étude sur un palier hydrostatique à trois patins alimenté par des résistance hydrauliques de type orifice afin d'étudier l'effet de l'excentricité et le rapport de pression sur les caractéristiques statiques et dynamiques du palier hydrostatique (fig. I-33).

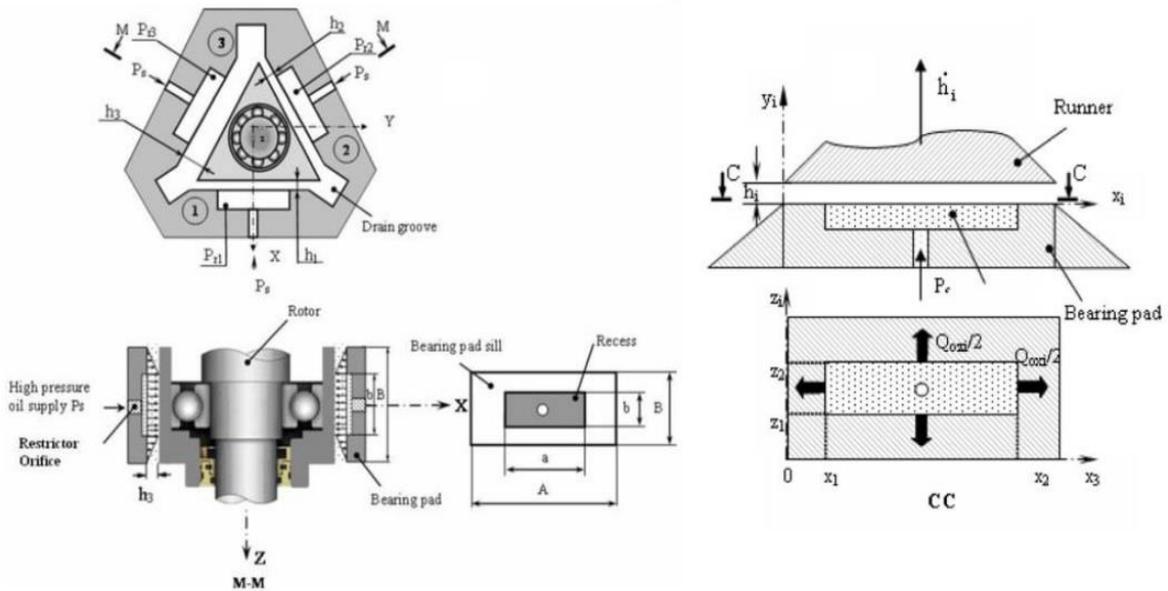


Fig. I-33 : (a) Amortisseur à film compressible hydrostatique à trois patins; (b) coussinets hydrostatiques [14]

Les résultats obtenus par Hammou pour le coefficient de raideur en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs d'excentricité sont présentés dans la figure I-34. Cette figure montre que le coefficient de raideur diminue avec l'augmentation de l'excentricité.

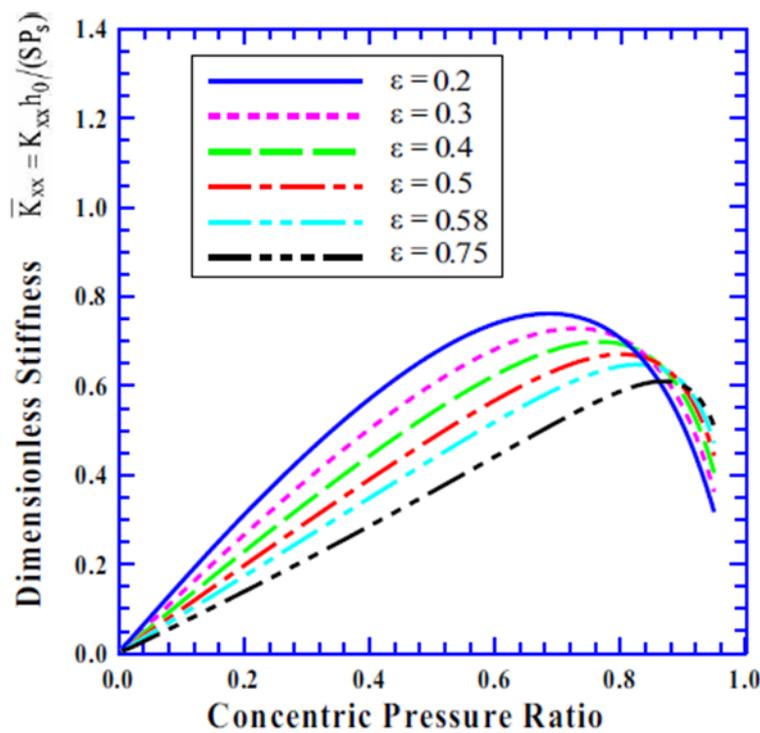


Fig. I-34 : Variation de la rigidité sans dimension K_{xx} en fonction du rapport concentrique pour différentes valeurs du rapport d'excentricité [14].

I.7. Objectif de travail

L'objectif principal de ce projet de fin d'étude est de faire une étude analytique sur un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par un fluide électrorhéologique négatif à travers des valves électrorhéologiques (fig. I-35).

Ce travail est une continuation de la recherche initié par Abed et al [6] où ils ont étudié numériquement un palier hydrostatique lubrifié par ce type de fluide intelligent à travers des valves électrorhéologiques.

Nous nous sommes intéressés à étudier les influences du champ électrique, rapport d'excentricité et rapport de pression sur les caractéristiques statique (la charge et le débit) et les caractéristiques dynamiques (le coefficient de raideur et d'amortissement).

Les résultats obtenus nous permettent de trouver les paramètres optimaux de ce type de palier, qui peuvent être utilisé par les concepteurs des paliers.

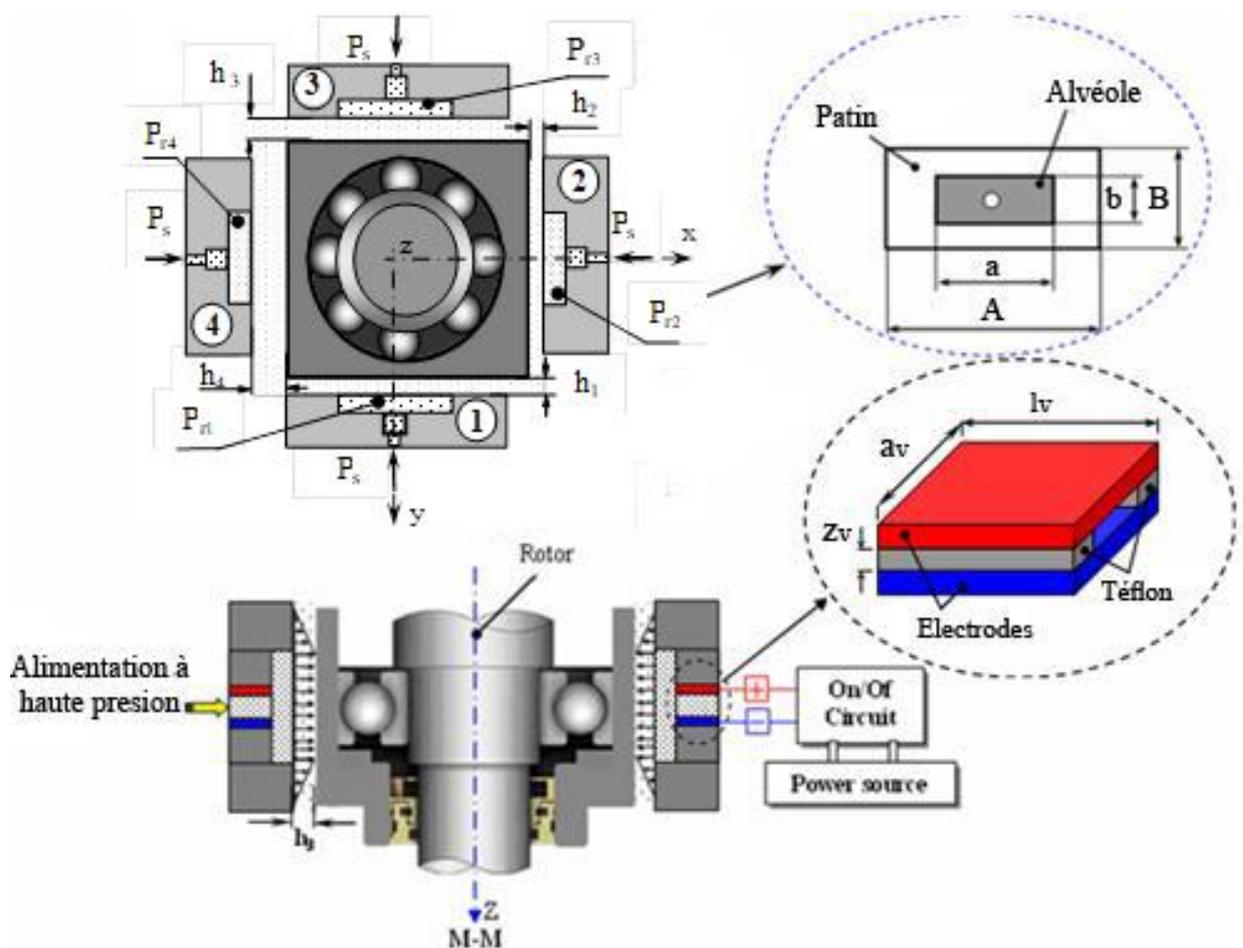


Fig. I-35 : Schématisation d'un palier à quatre patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.

I.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude sur le travail que nous effectuerons. Nous avons d'abord effectué une recherche bibliographique sur les paliers, ainsi que sur leurs types et caractéristiques, en détaillant les paliers hydrostatiques à quatre patins, leur principe de lubrification, leurs domaines d'utilisation et leurs avantages et inconvénients.

Deuxièmement, une étude concernant les fluides intelligents et concentrant sur les fluides électrorhéologiques a été faite, leurs types positif et négatif, leur mécanisme et leurs domaines d'utilisation.

Et enfin, nous avons présenté l'état de l'art sur les paliers hydrostatiques à quatre patins, en mentionnant quelques recherches récentes avec les résultats obtenus.

Chapitre II

Etude des caractéristiques de
performance d'un palier
hydrostatique à quatre patins

II.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous allons calculer les caractéristiques de performance d'un palier hydrostatique à quatre patins, alimenté par des valves électrorhéologique, telles que la charge portante, le débits de lubrifiant, le coefficient d'amortissement et le coefficient de raideur, à partir du champ de pression dans le film lubrifiant qui est déterminé par la résolution de l'équation de Reynolds.

II.2.Palier hydrostatique alimenté par des valves électrorhéologiques

Figure II-1 montre un palier fluide à quatre patins hydrostatiques identiques. Chaque patin est alimenté par un fluide électrorhéologique négatif à partir d'une pompe extérieure (P_s) à travers une valve électrorhéologique.

Les caractéristiques statiques et dynamiques du palier hydrostatiques peuvent être calculées en considérant le palier comme la juxtaposition des quatre patins hydrostatiques.

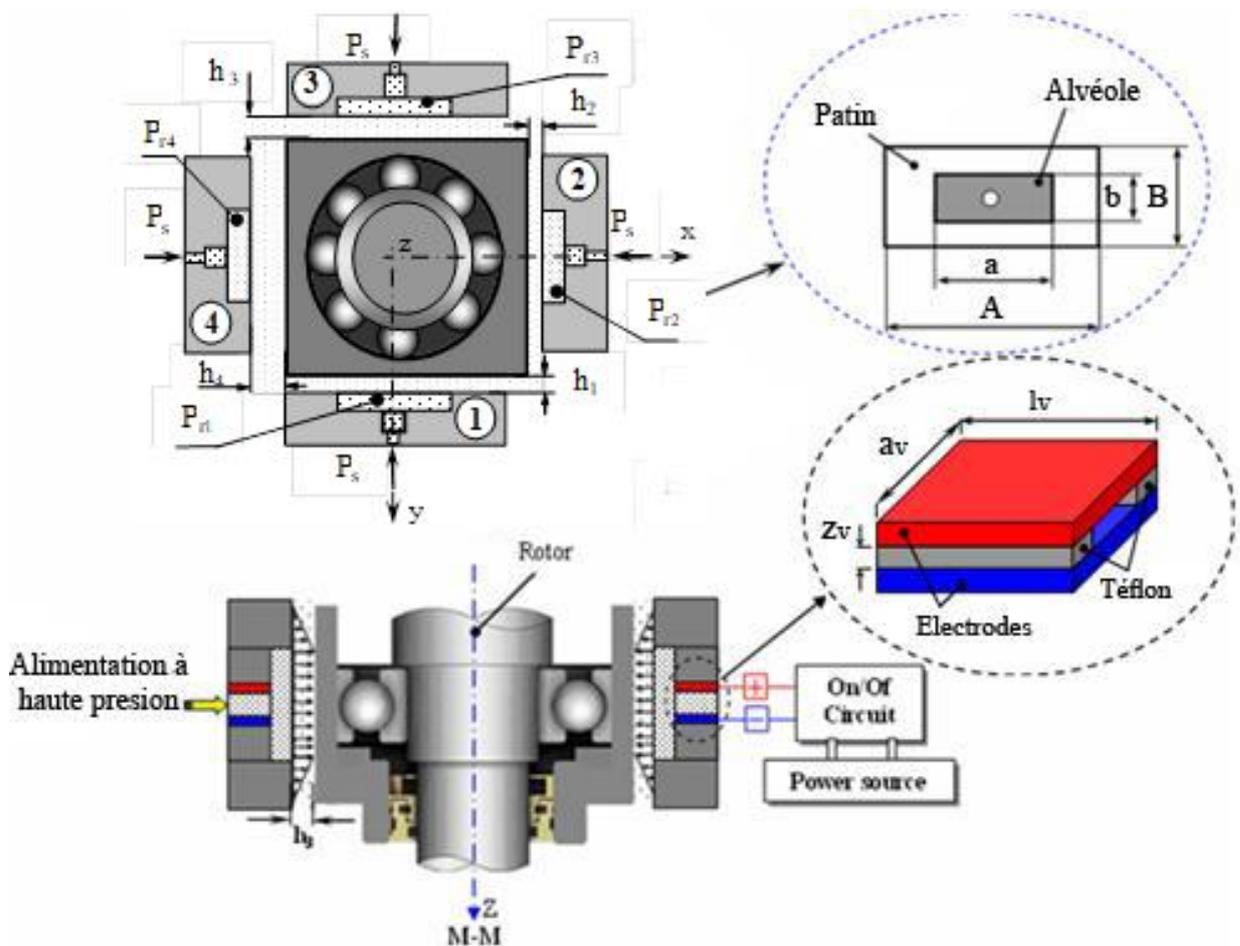


Fig. II-1 : Schématisation d'un palier à quatre patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.

II.2.1 Modélisation d'un palier hydrostatique

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 linéarisation 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 linéarité 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 raideur et le coefficient d'amortissement (Figure II.2).

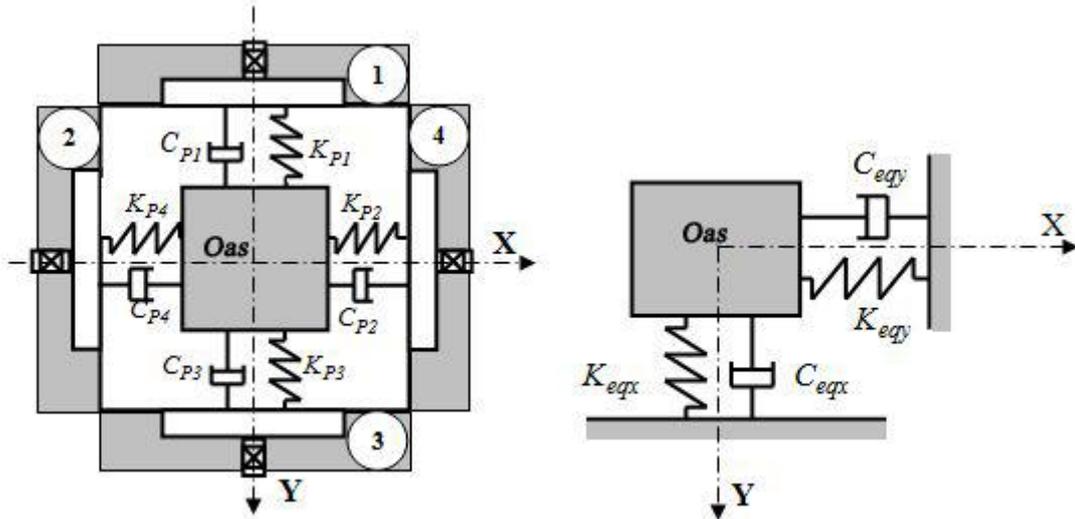


Fig. II-2 : Modélisation du film fluide dans un palier hydrostatique à quatre patins.

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

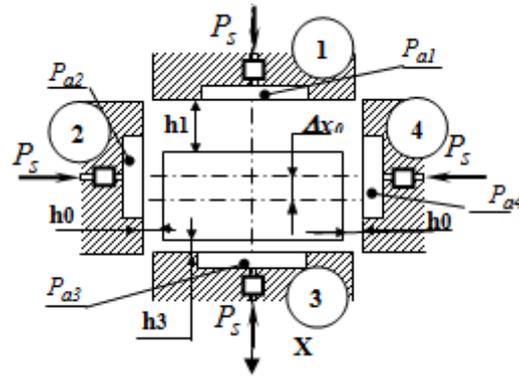


Fig. II-3 : Schéma d'un palier hydrostatique à quatre patins (palier excentré) [6].

Soit: h_0 représente l'épaisseur du film en position centrée.

- Butée hydrostatique à simple effet n°1:

$$h_1 = h_0 + e \quad (2.1)$$

$$v_1 = \frac{dh_1}{dt} = v_i \quad (2.2)$$

- Butée hydrostatique à simple effet n°2:

$$h_2 = h_0 \quad (2.3)$$

$$v_2 = \frac{dh_2}{dt} = 0 \quad (2.4)$$

- Butée hydrostatique à simple effet n°3:

$$h_3 = h_0 - e \quad (2.5)$$

$$v_3 = \frac{dh_3}{dt} = -v_i \quad (2.6)$$

- Butée hydrostatique à simple effet n°4:

$$h_4 = h_0 \quad (2.7)$$

$$v_4 = \frac{dh_4}{dt} = 0 \quad (2.8)$$

Le calcul des caractéristiques d'un palier à quatre patins peut être effectué de deux manières différentes:

- Soit en considérant le palier comme un ensemble indissociable;
- Soit en considérant le palier comme la juxtaposition de quatre butées hydrostatique à simple effet, qui par assemblage, constituent le palier hydrostatique. Dans ce cas, le calcul des caractéristiques de chaque patin se fait successivement.

Nous allons utiliser la seconde méthode car elle est couramment utilisée.

II.2.2 Palier infiniment long

Nous allons appliquer pour le calcul des caractéristiques de la butée à simple effet la méthode analytique qui est appliquée dans le cas d'hypothèse particulière comme la butée hydrostatique infiniment longue [2].

Lorsque le rapport (L/B) prend une grande valeur, on peut négliger le débit suivant l'axe des X. Ce calcul concerne les paliers pour les quels (L/B>4), L'hypothèse posée pour les paliers infiniment longs est celle d'un gradient de pression axial négligeable devant celui de pression circonférentiel [3].

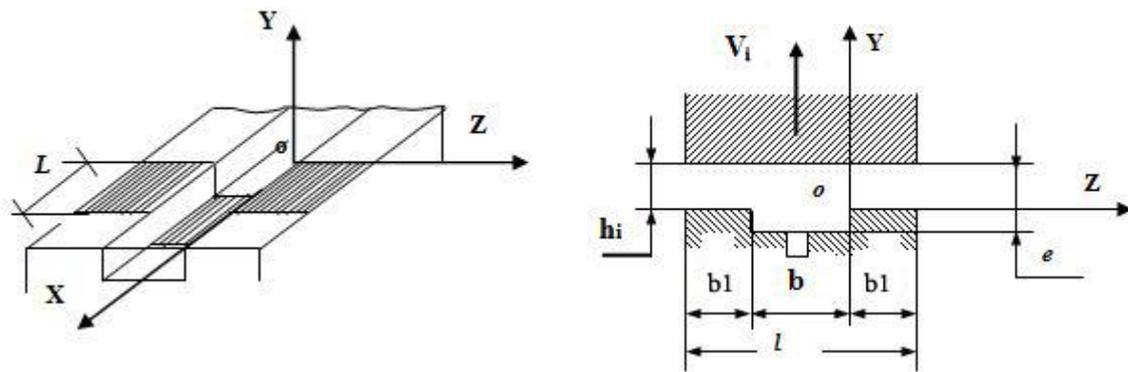


Fig. II-4 : Notations et perspective d'une butée hydrostatique plane infiniment longue.

II.3. 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.5):

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

Sur le grain mobile (Y = hi) : $U_{1i} = 0 ; V_{1i} = 0 ; W_{1i} = 0$

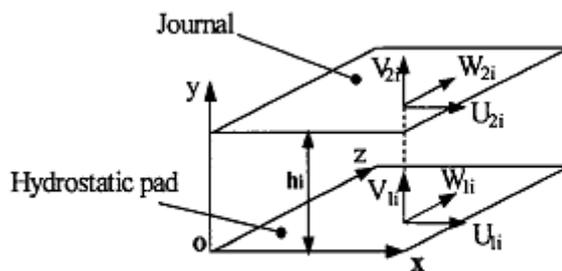


Fig. II-5 : Système d'axe [11].

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 et en écoulement isotherme, l'équation de Reynolds relative à la butée à simple effet s'écrit:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{h_i^3}{\mu} \left(\frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[\frac{h_i^3}{\mu} \left(\frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12 \dot{h}_i \quad (2.9)$$

Où:

h_i : L'épaisseur de film.

μ : La viscosité du fluide électrorhéologique négatif.

P_i : La pression.

\dot{h}_i : La vitesse d'écrasement du fluide.

Donc on n'a pas de variation de pression suivant l'axe x c'est-à-dire :

$$\frac{\partial P_i}{\partial X} = 0 \quad (2.10)$$

Ainsi, l'équation de Reynolds (2.9) devient:

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left(h_i^3 \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) = 12 \mu \dot{h}_i \quad (2.11)$$

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

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

On obtient:

$$P_i = \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} Z^2 - \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1 \right) Z + P_{ai} \quad 0 \leq Z \leq b_1 \quad (2.12)$$

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

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

$$P_i = \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} Z^2 + \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} (b_1 + 2b) \right) Z + \left(\frac{P_{ai}}{b_1} + \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b \right) (b_1 + b) \quad (2.13)$$

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

II.4. Caractéristique statiques

II.5.1 Charge portante

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

$$W_{pi} = \int_s P_i ds = L \int_{s1} P_{ai} ds + 2L \int_{s2} P_i ds \quad (2.14)$$

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

$$W_{pi} = P_{ai} L (b_1 + b) - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (2.15)$$

On peut écrire cette relation sous la forme suivante:

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (2.16)$$

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 n°i.

Cas particulier

Pour $\dot{h}_i = 0$

La charge portante relative à la butée à simple effet n°i est déduite de la relation (2.8):

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w \quad (2.17)$$

II.5.1.1 Charge totale

La charge totale de palier hydrostatique infiniment long à quatre patins est obtenue en faisant la somme des charges portantes correspondantes aux quatre butées à simple effet.

$$W_{px} = (\beta_3 - \beta_1) P_s S K_w - 2\mu b_1^3 L \left(\frac{\dot{h}_3}{h_3^3} - \frac{\dot{h}_1}{h_1^3} \right) \quad (2.18)$$

$$W_{py} = 0 \quad (2.19)$$

La charge total s'écrit:

$$W = \sqrt{W_{px}^2 + W_{py}^2} = (\beta_3 - \beta_1) P_s S K_w - 2\mu b_1^3 L \left(\frac{\dot{h}_3}{h_3^3} - \frac{\dot{h}_1}{h_1^3} \right) \quad (2.20)$$

II.5.2 Débit de lubrifiant

II.5.2.1 Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z

Le débit volumique est utilisé pour les fluides incompressible; il est donné par le flux de la vectrice vitesse à travers une surface perpendiculaire au film, cette vitesse du fluide est donnée par la relation:

$$u_{zi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial Z} y(y - h_i) \quad (2.21)$$

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

$$Q_{si} = L \int_0^{h_i} u_{zi}(z = b_1) dy - L \int_0^{h_i} u_{zi}(z = -b_1 - b) dy \quad (2.22)$$

$$Q_{si} = \frac{L h_i^3 \left(P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6b_1 \mu} \quad (2.23)$$

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

$$Q_{si} = \frac{\left(P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3}{\mu} K_Q \quad (2.24)$$

Cas particulier

Pour $\dot{h}_i = 0$

$$Q_{si} = \frac{P_{ai} h_i^3}{\mu} K_Q \quad (2.25)$$

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

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

$$Q_{vol} = \frac{dv_i}{dt} \quad (2.26)$$

Avec:

$$\begin{aligned} v_i &= S_1 \times e_{1i} \\ e_i &= h_i + e_a \end{aligned} \quad (2.27)$$

Où :

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

S_1 : Surface de l'alvéole

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

e_a : Profondeur de l'alvéole

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

Ainsi:

$$Q_{vol} = S_1 \frac{dh_i}{dt} = S_1 \dot{h}_i \quad (2.28)$$

II.5.2.3 Débit de la valve électrorhéologique

Le débit du fluide à travers la valve électrorhéologique est exprimé comme suit:

$$Q_{ERvi} = \frac{a_v Z_v^3}{12 l_v \mu_{ER}} (P_S - P_{ai}) \quad (2.29)$$

Où :

$$K_v = \frac{a_v^3 Z_v^3}{12 l_v \mu_{ER}} \quad (2.30)$$

Donc

$$Q_{ERvi} = \frac{K_v}{\mu_{ER}} (P_S - P_{ai}) \quad (2.31)$$

Avec:

P_{ai} : La Pression dans l'alvéole relative à la butée à simple effet n° i.

P_S : La pression d'alimentation.

a_v, l_v et z_v sont les dimensions de la valve électrorhéologique.

μ_{ER} Est la viscosité du fluide électrorhéologique.

II.5.2.4 Débit du lubrifiant total

Le débit du lubrifiant total de la butée hydrostatique infiniment longue à double effet à quatre patins est obtenu en faisant la somme des débits correspondants aux quatre butées à simple effet.

$$Q_T = \sum_{i=1}^4 \left[\frac{\left(P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3 K_Q}{\mu} + S_1 \dot{h}_i \right] \quad (2.32)$$

Cas particulier

Pour $\dot{h}_i = 0$

$$Q_T = \sum_{i=1}^4 \frac{P_{ai} h_i^3}{\mu} K_Q \quad (2.33)$$

II.5.3 Pression d'alvéole

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

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

$$Q_{ERvi} = Q_{si} + Q_{vol} \quad (2.34)$$

Avec:

Q_{ERvi} : Débit de la valve électrorhéologique.

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

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

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

Soit:

$$\frac{K_v}{\mu_{ER}} (P_s - P_{ai}) = \frac{\left(P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right) h_i^3 K_Q}{\mu} + S_1 \dot{h}_i \quad (2.35)$$

Donc

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6K_Q b_1^2 - S_1) \frac{\dot{h}_i \mu_{ER}}{K_v}}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_v}} \quad (2.36)$$

Cas particulier

Pour $\dot{h}_i = 0$

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

$$P_{ai} = \frac{P_s}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_v}} \quad (2.37)$$

Donc :

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} = \frac{1}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_v}} \quad (2.38)$$

Soit $\beta_i = \beta_0$ et $h_i = h_0$ et $E=0$ kV/mm la relation de l'épaisseur du film de lubrifiant h_0 est déduite de la relation :

$$h_0 = \left[\frac{K_v - \beta_0 K_v}{\beta_0 K_Q} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.39)$$

Où:

β_0 : représente le rapport de pression de fonctionnement.

II.5. Caractéristique dynamiques

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.6.1 Coefficient de raideur

Le coefficient de raideur de la butée hydrostatique infiniment longue n° i 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 :

$$K_{pi} = - \frac{dW_{pi}}{dh_i} = - \frac{\partial W_{pi}}{\partial P_{ai}} \frac{\partial P_{ai}}{\partial h_i} \quad (2.40)$$

Avec :

$$dW_{pi} = P_{ai} S K_w \quad (2.41)$$

Où :

$$P_{ai} = \frac{P_s}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_v}} \quad (2.42)$$

Donc:

$$K_{pi} = \frac{3SP_s K_w}{h_i} \beta_i (1 - \beta_i) \quad (2.43)$$

Où :

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} \quad (2.44)$$

II.6.1.1 Coefficients de raideur équivalents

$$K_{eqx} = K_1 + K_3$$

$$K_{eqx} = 3SK_w P_s \left[\frac{\beta_1(1-\beta_1)}{h_1} + \frac{\beta_3(1-\beta_3)}{h_3} \right] \quad (2.45)$$

$$K_{eqy} = K_2 + K_4$$

$$K_{eqy} = 3SK_w P_s \left[\frac{\beta_2(1-\beta_2)}{h_2} + \frac{\beta_4(1-\beta_4)}{h_4} \right] \quad (2.46)$$

II.6.2 Coefficient d'amortissement

L'amortissement de la butée hydrostatique plane infiniment longue n° i 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

$$C_{pi} = -\frac{dW_{pi}}{d\dot{h}_i} = -\frac{\partial W_{pi}}{\partial P_{ai}} \frac{\partial P_{ai}}{\partial \dot{h}_i} \quad (2.47)$$

D'après la relation (2.7), on a:

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (2.48)$$

Et d'après la relation (2.27), on a:

$$P_{ai} = \frac{P_s + (6K_Q b_1^2 - S_1) \frac{\dot{h}_i \mu_{ER}}{K_v}}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_v}} \quad (2.49)$$

Alors:

$$C_{pi} = -L(b+b_1)(6b_1 - S_1) \frac{\mu}{K_v} \beta_i + 2L\mu \frac{b_1^3}{h_i^3} \quad (2.50)$$

II.6.2.1 Coefficients d'amortissement équivalents

$$C_{eqx} = C_1 + C_3$$

$$C_{eqx} = -L(b+b_1)(6b_1^2 K_Q - S_1) \frac{\mu}{K_v} (\beta_1 + \beta_3) + 2\mu b_1^3 L \left(\frac{1}{h_1^3} + \frac{1}{h_3^3} \right) \quad (2.51)$$

$$C_{eqy} = C_2 + C_4$$

$$C_{eqy} = -L(b+b_1)(6b_1^2K_Q - S_1) \frac{\mu}{K_v} (\beta_2 + \beta_4) + 2\mu b_1^3 L \left(\frac{1}{h_2^3} + \frac{1}{h_4^3} \right) \quad (2.52)$$

II.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude statique et dynamique d'un palier à quatre patins hydrostatiques alimentés par un fluide électrorhéologique à travers quatre valves électrorhéologique.

Les caractéristiques calculées sont les caractéristiques statiques telles que la charge portante et le débit de lubrifiant, et les caractéristiques dynamiques telles que le coefficient de raideur et d'amortissement.

Chapitre III

Résultats et interprétations

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à présenter une étude statique et dynamique du palier hydrostatique à quatre patins contrôlés par quatre valves électrorhéologiques alimentées par un fluide électrorhéologique négatif en régime laminaire, isotherme et permanent. Une méthode analytique est adoptée dans le cas d'hypothèse particulière d'une butée infiniment longue.

Les caractéristiques statiques et dynamiques sont étudiées en fonction du champ électrique et du rapport de pression et du rapport d'excentricité.

Les caractéristiques principales de la butée hydrostatique à simple effet sont:

- Dimensions de chaque patin:
Longueur: $A = 0.0762m$, Largeur: $B = 0.0127m$
- Les paramètres géométriques des valves électro rhéologiques :
Longueur: $L_v = 10E - 3m$, largeur: $a_v = 12E - 3m$, hauteur $z_v = 0.25E - 3m$
- La pression d'alimentation: $P_s = 10Bar$

III.2 Variation de la viscosité du fluide ER négatif

Le tableau III.1 et la figure III.1 présentent respectivement l'influence du champ électrique sur la viscosité de fluide électro rhéologique négatif NER, où le tableau exprime les différentes valeurs du champ électrique et viscosité ER obtenues par Boissy [], et la figure montre que la viscosité diminuée avec l'augmentation du champ électrique.

Tableau III.1 : *variation de la viscosité avec le champ électrique.*

E (kV/mm)	0	0.5	0.7	1	1.5	3
μ (pa.s)	0.3	0.23	0.18	0.137	0.099	0.0609

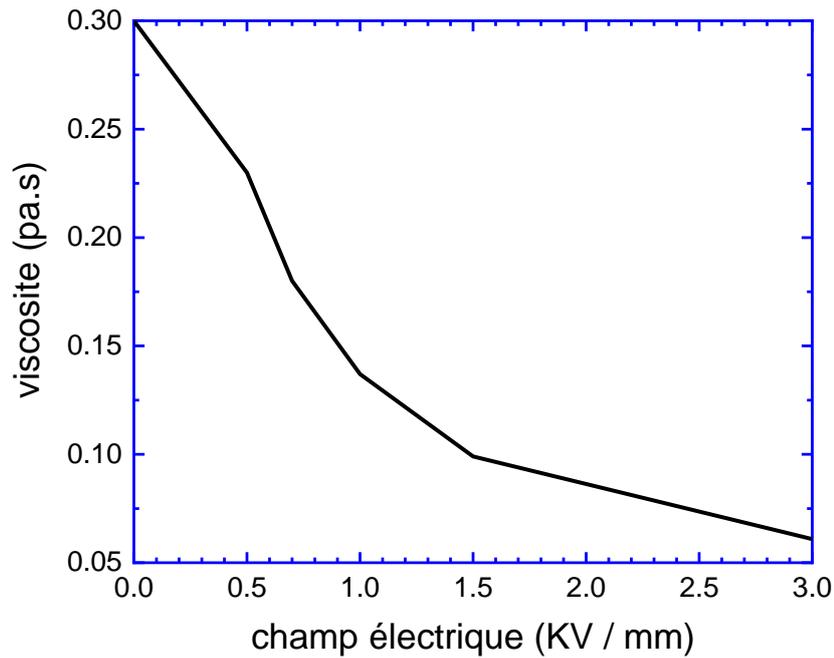


Fig.III.1 : Variation de viscosité ER en fonction du champ électrique.

III.3 Analyse de l'épaisseur du film

La figure III.2 exprime la variation de l'épaisseur du film de lubrifiant en fonction du rapport de pression. On remarque que l'épaisseur du film diminue avec l'augmentation du rapport de pression, ce qui est expliqué par la relation (2.39).

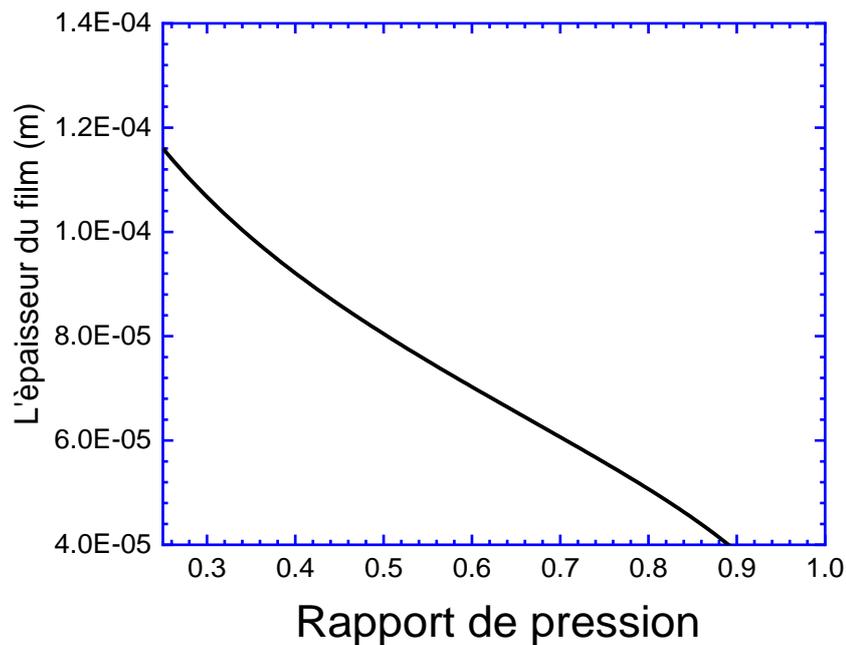


Fig.III.2 : Variation de l'épaisseur du film en fonction du rapport de pression.

III.4 Variation du rapport de pression en fonction du champ électrique

La figure III.3 décrit la variation du rapport de pression en fonction du champ électrique. La courbe montre que le rapport de pression augmente avec l'augmentation du champ électrique.

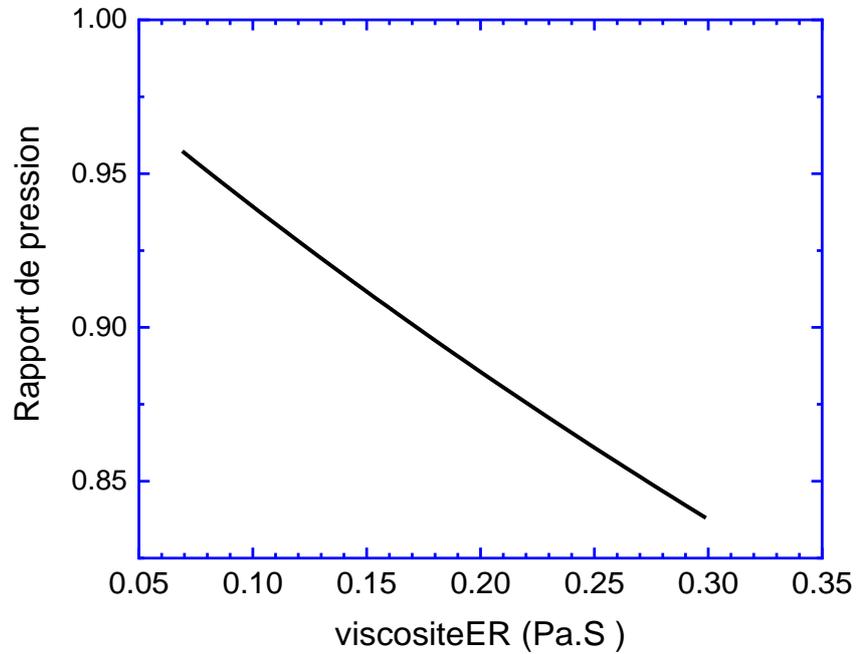


Fig.III.3 : *Variation du rapport de pression en fonction du champ électrique.*

III.5 Effet du rapport de pression

III.5.1 Organigramme et méthode de résolution

Le calcul des caractéristiques dynamiques et statiques d'une butée hydrostatique a été effectué en utilisant une méthode analytique présentée dans le cas d'un palier infiniment long.

Figure III.4 présente l'organigramme de calcul des caractéristiques dynamiques et statiques d'un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par un fluide électrorhéologique négatif.

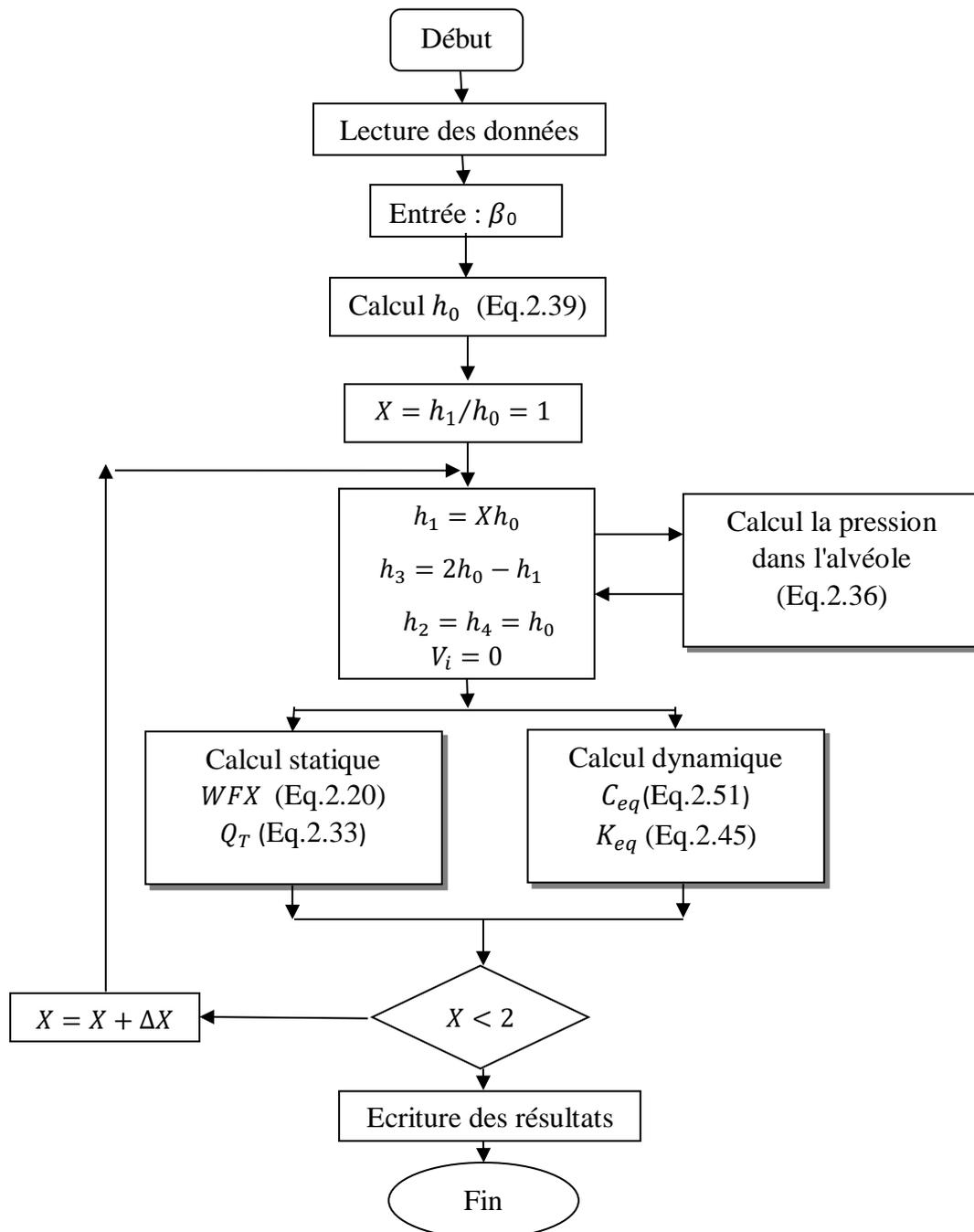


Fig.III.4 : Organigramme de calcul des caractéristiques du palier en fonction du rapport de pression.

III.5.2 Analyse des caractéristiques statiques

Figure III.6 expose la variation de la charge portante en fonction du rapport d'excentricité Pour différentes valeurs des rapports de pression, lorsque le champ électrique $E=0\text{kV/mm}$ et la vitesse d'écrasement $v=0\text{m/s}$. Cette figure indique que à cause de l'augmentation de h_1 et la diminution de h_3 , ce qui induit à une diminution dans β_1 et une augmentation dans β_3 justifié par figure III.5, et lorsque le rapport de pression $(\beta_3 - \beta_1)$ augmente, la charge augmente d'après l'équation (2.20).

La diminution de la charge en fonction du rapport de pression est expliquée par **Abed** (figure III.5).

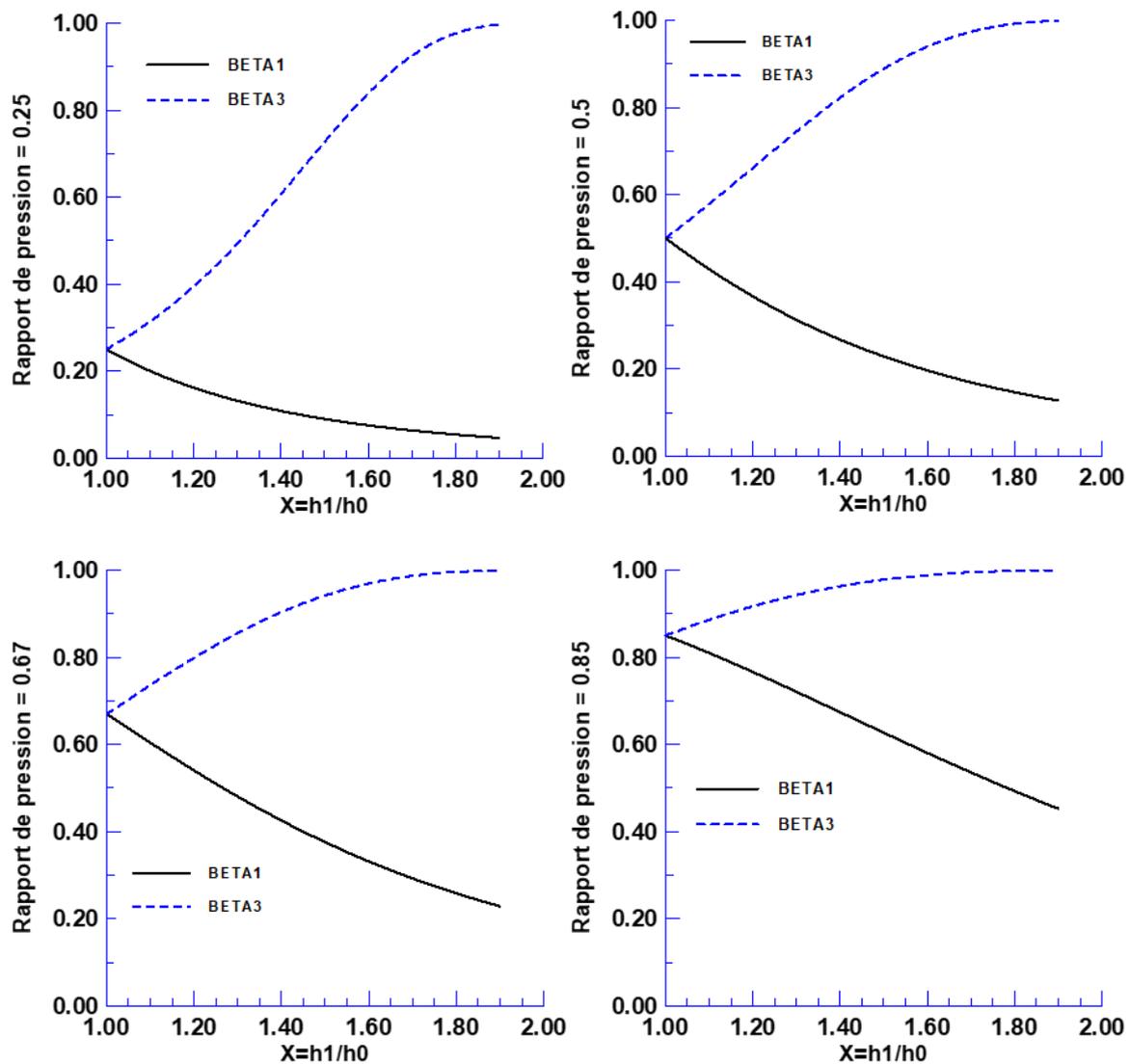


Fig.III.5 : L'influence de l'écrasement du film et le rapport de pression de fonctionnent sur les rapports de pression des butées hydrostatique n°1 et n°3, $E=0\text{kV/mm}$, $V=0\text{m/s}$.

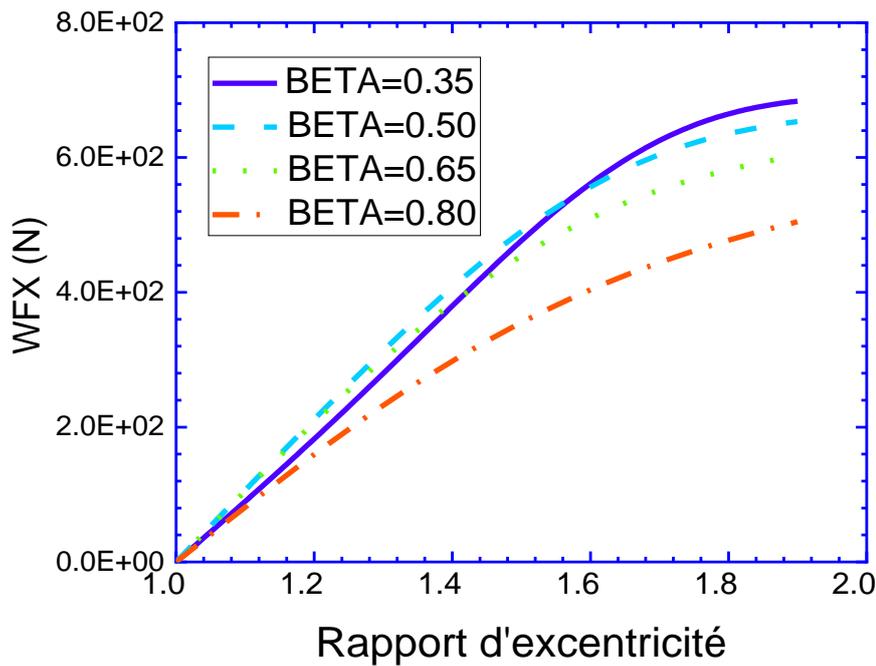


Fig.III.6 : Variation de la charge portante en fonction de rapport d'excentricité pour différents rapports de pression, $E = 0\text{kV/mm}$, $V = 0\text{m/s}$.

La figure III.7 exprime l'effet du rapport d'excentricité sur le débit de lubrifiant pour différents valeurs des rapports de pression, pour un champ électrique $E=0\text{kV/mm}$ et une vitesse d'écrasement $V = 0\text{m/s}$.

Cette figure est divisé en deux partie, pour $\beta_0 = 0.65$ et $\beta_0 = 0.80$ le débit lubrifiant augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité, et pour $\beta_0 = 0.35$, $\beta_0 = 0.50$ le débit lubrifiant diminue avec l'augmentation de rapport d'excentricité.

Le débit de lubrifiant est influencé par le rapport de pression et par le rapport d'excentricité, ce qui est justifié par l'équation (2.32).

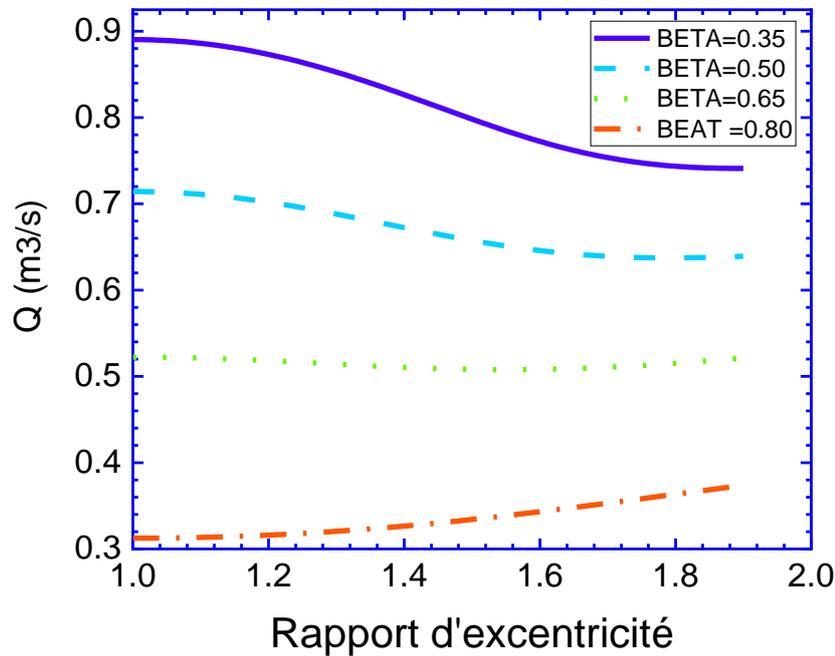


Fig.III.7 : Variation du débit en fonction de rapport d'excentricité pour différents rapports de pression, $E = 0kV/mm$, $V = 0m/s$.

III.5.3 Analyse des caractéristiques dynamiques

La figure III.8 exprime les effets du rapport d'excentricité et le rapport de pression sur le coefficient de raideur équivalent, lorsque le champ électrique $E = 0kV/mm$ et la vitesse d'écrasement $V = 0m/s$.

Ces courbes indiquent que le coefficient de raideur équivalent diminue avec l'augmentation du rapport d'excentricité, et diminue en fonction du rapport de pression. La valeur optimale du coefficient de raideur est obtenue pour un rapport de pression de 0.65, alors que le coefficient de raideur est influencé par le rapport de pression ce qui justifié par l'équation (2.46), Le coefficient de raideur diminue en fonction du rapport d'excentricité puisqu'il est inversement proportionnel à l'épaisseur du film équation (2.39).

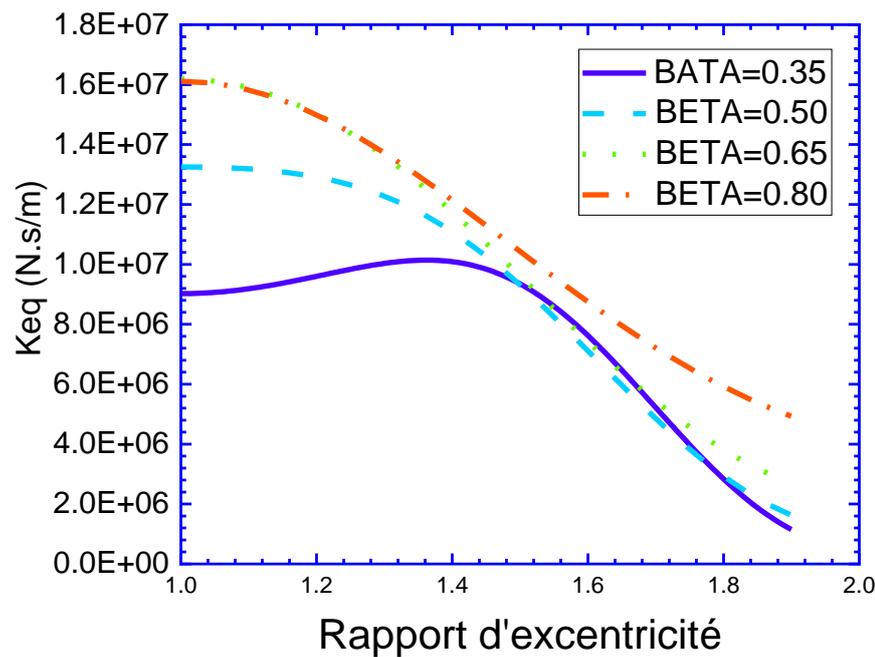


Fig.III.8 : Variation du coefficient de la raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différents rapports de pression, $E = 0kV/mm$, $V = 0m/s$.

les effets de rapport d'excentricité et le rapport de pression sur le coefficient d'amortissement équivalent sont présentés dans la figure III.9 , ainsi que le champ électrique $E=0kV/mm$ et la vitesse d'écrasement $V = 0m/s$.

Ces courbes sont divisé en deux partie, pour $\beta_0 = 0.35$ et $\beta_0 = 0.50$ le coefficient d'amortissement équivalent augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité , et pour

$\beta_0 = 0.65$, $\beta_0 = 0.85$ le coefficient d'amortissement équivalent diminue avec l'augmentation de rapport d'excentricité, Le coefficient d'amortissement est influencé par le rapport d'excentricité, ce qui justifié par l'équation (2.51). L'augmentation du coefficient d'amortissement en fonction du rapport de pression est expliquée par sa proportionnalité avec la somme de $(\beta_3 - \beta_1)$ d'après l'équation (2.51).

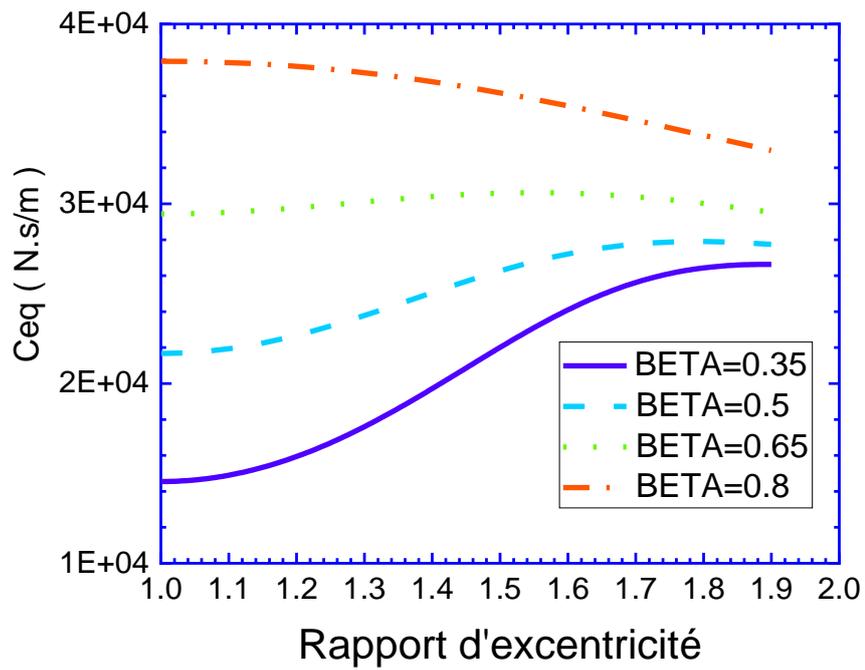


Fig.III.9 : Variation du coefficient d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différents rapports de pression, $E = 0kV/mm$, $V = 0m/s$.

III.6 Effet du champ électrique

III.6.1 Organigramme et méthode de résolution

Les caractéristiques statiques et dynamiques ont été effectuées à partir de la détermination du champ de pression en utilisant une méthode analytique présentée dans le cas d'un palier infiniment long.

La figure III.10 présente l'organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatique à quatre patins alimenté par un fluide électrorhéologique négatif.

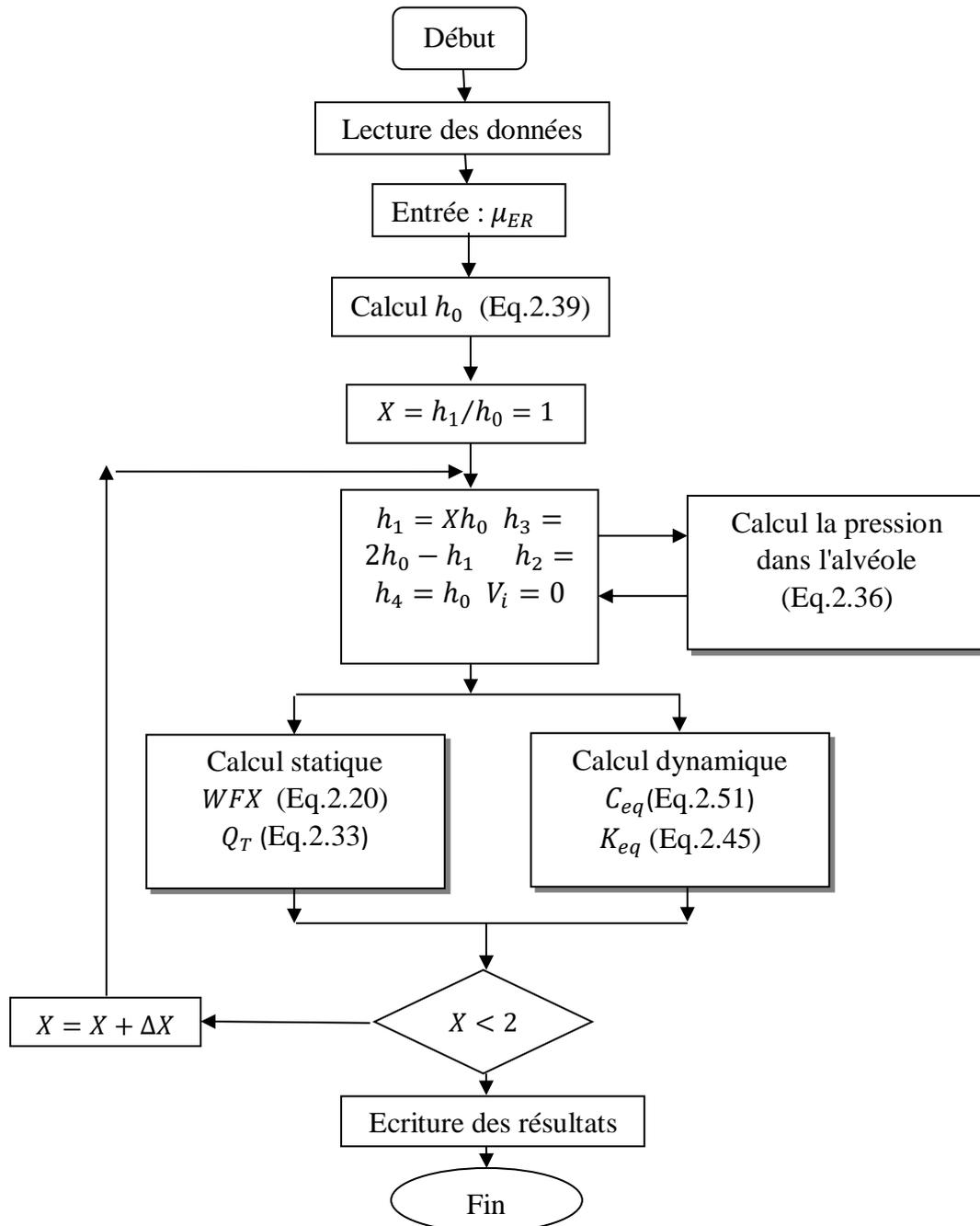


Fig.III.10 : Organigramme de calcul des caractéristiques statiques et dynamiques en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champ électrique.

III.6.2 Analyse des caractéristiques statiques

Figure III.11 illustre la variation de la charge portante en fonction du rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champ électrique, ainsi que le rapport de pression $\beta_0=0.65$ et la vitesse de rotation $v=0m/s$.

Cette figure indique que la charge portante augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité, et diminue en fonction du champ électrique. La charge diminue en fonction du champ électrique à cause de la diminution du $(\beta_3 - \beta_1)$, cette diminution est due à l'augmentation du rapport de pression en fonction du champ électrique d'après la figure III.11.

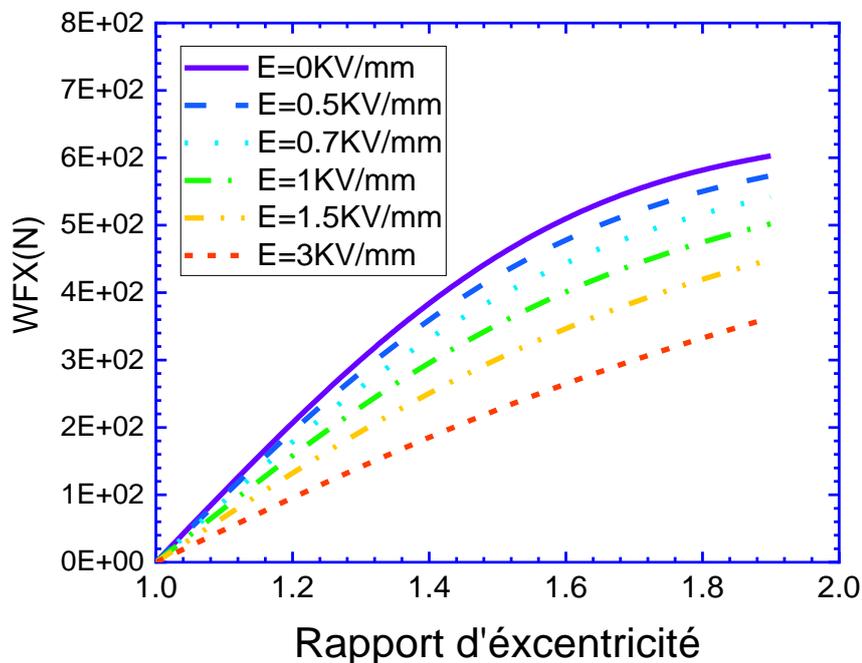


Fig.III.11 : Variation de La charge portante en fonction rapport d'excentricité pour différents champs électriques, $\beta_0 = 0.65, V = 0m/s$

La figure III.12 exprime la variation du débit de lubrifiant en fonction du rapport d'excentricité, pour plusieurs valeurs du champ électrique, pour un rapport de pression est $\beta_0=0.65$ et une vitesse d'écrasement $V = 0m/s$.

Ces courbes indiquent que le débit de lubrifiant augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité, et augmente pour toutes les valeurs de du champ électrique.

L'augmentation du débit de lubrifiant en fonction du champ électrique est expliquée par l'augmentation du rapport de pression avec le champ électrique (figure III.12), ce qui induit à une augmentation dans le débit d'après l'équation (2.32).

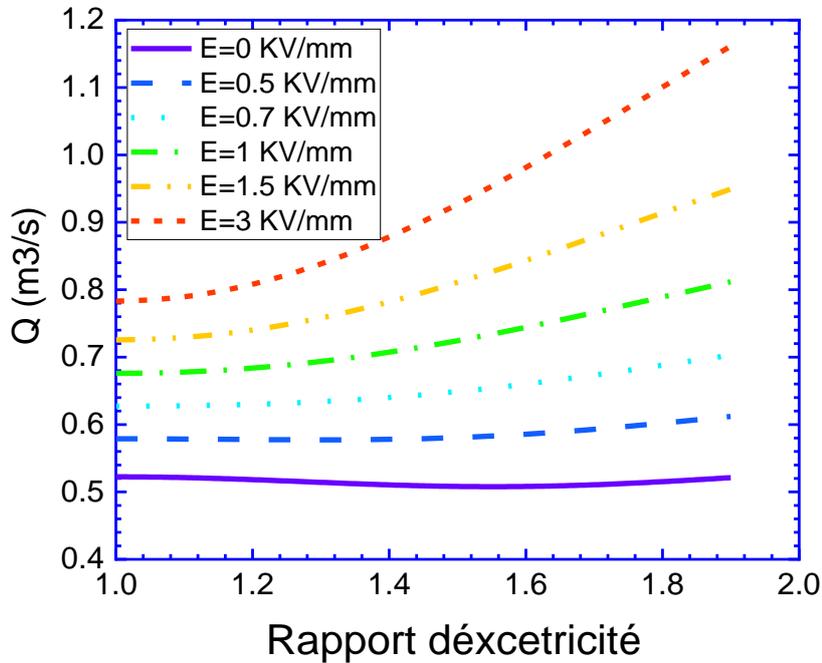


Fig.III.12 : Variation du débit lubrifiant en fonction de rapport d'excentricité pour différents champs électriques, $\beta_0 = 0.65, V = 0m/s$.

III.6.3 Analyse des caractéristiques dynamiques

La figure III.13 exprime les effets du rapport d'excentricité et le champ électrique sur Le coefficient de raideur équivalent, pour rapport de pression de fonctionnement $\beta_0 = 0.65$ et la vitesse d'écrasement $V = 0m/s$.

Ces courbes montrent que le coefficient de raideur diminue avec l'augmentation du rapport d'excentricité et diminue en fonction du champ électrique. Cette diminution peut être expliquée par le changement dans le rapport de pression en fonction du champ électrique, et par l'influence de ce rapport sur le coefficient de raideur d'après l'équation (2.46).

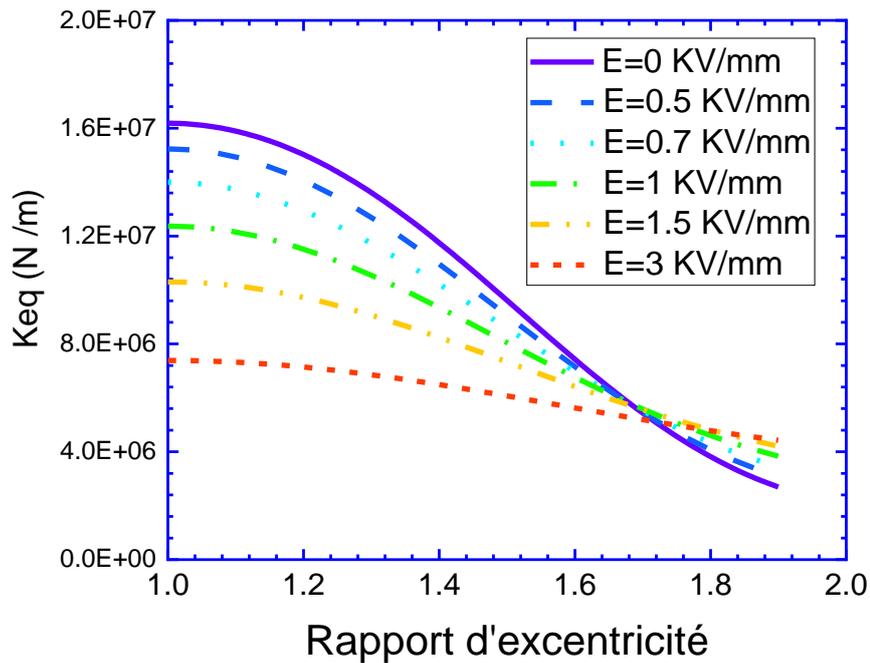


Fig.III.13 : Variation du coefficient de la raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différents champs électriques, $\beta_0 = 0.65, V = 0m/s$.

Les effets du rapport d'excentricité et le champ électrique sur le coefficient d'amortissement équivalent du palier hydrostatique pour un rapport de pression de fonctionnement $\beta_0 = 0.65$ et une vitesse d'écrasement $V = 0m/s$ sont présentés dans la figure III.14.

Les résultats montrent que le coefficient de raideur diminue avec l'augmentation du rapport d'excentricité et diminue en fonction du champ électrique. L'augmentation du coefficient d'amortissement en fonction du champ électrique est expliquée par l'augmentation du rapport de pression en fonction du champ électrique (figure III.14), ce qui induit à une diminution dans l'épaisseur du film, et alors une augmentation dans le coefficient d'amortissement ce qui est justifié par l'équation (2.52).

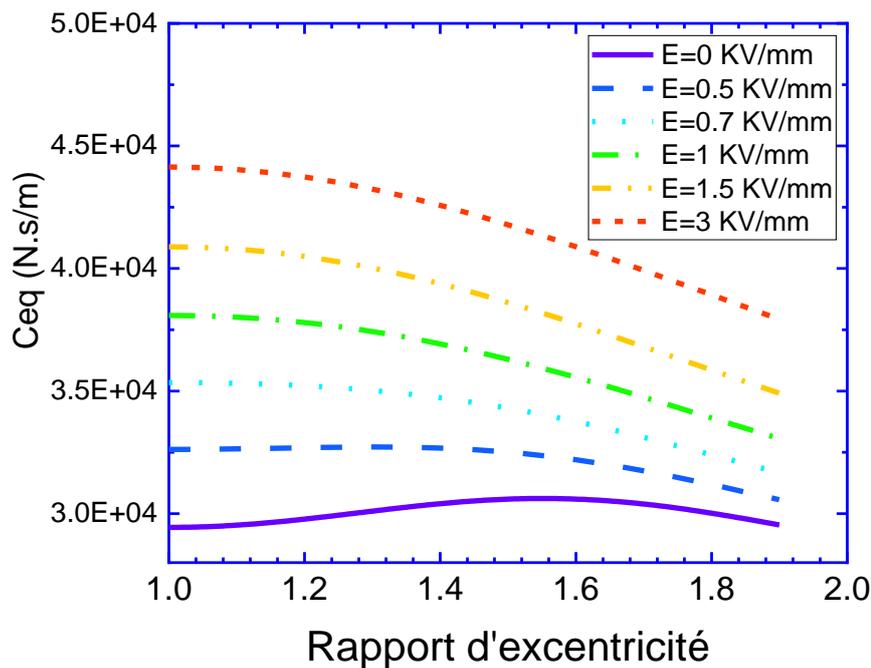


Fig.III.14 : Variation du coefficient d'amortissement en fonction de pour différents champs électriques, $\beta_0 = 0.65, V = 0m/s$.

III.6.4 Comparaison entre palier hydrostatique alimenté par des valves ER et un palier hydrostatique alimenté par des capillaires

Nous nous sommes intéressés de faire une comparaison entre un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par des valves électrorhéologiques, et un palier hydrostatique à quatre patins alimentés par une résistance hydraulique de type capillaire étudié par Abed [12]. La différence essentielle entre ces deux paliers est que l'utilisation de la valve électrorhéologique permet d'appliquer le champ électrique à l'extérieur du palier, ce qui est facile à réaliser.

Figure III.15 présente la charge portance en fonction du rapport d'excentricité pour deux valeurs du champ électrique, où la figure (a) montre les résultats du palier hydrostatique alimenté par des valves électrorhéologiques, et la figure (b) montre les résultats du palier hydrostatique alimentés par des capillaires. La figure montre que la charge diminue en appliquant un champ électrique pour le palier alimenté par les valves électrorhéologiques, alors que le champ électrique n'a aucun effet sur la charge du palier alimenté des capillaires.

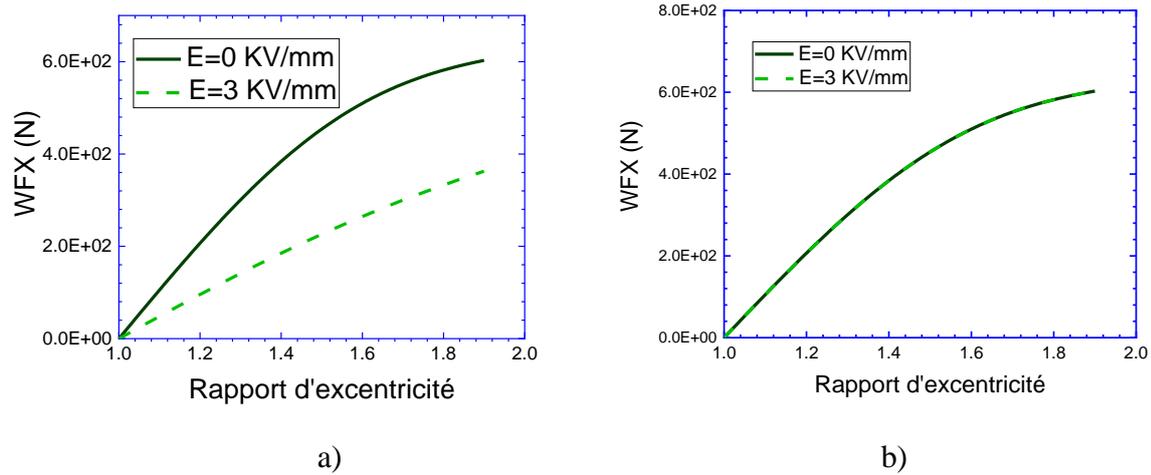


Fig.III.15 : Charge portante en fonction de rapport d'excentricité pour $E=0\text{kV/mm}$ et $E=3\text{kV/mm}$. a) Palier hydrostatique à valve ER, b) Palier hydrostatique à capillaire

Figure III.16 illustre le coefficient de raideur en fonction du rapport d'excentricité pour deux valeurs du champ électrique, où la figure (a) présente les résultats du palier hydrostatique alimenté par des valves électrorhéologiques, et la figure (b) présente les résultats du palier hydrostatique alimentés par des capillaires. Les courbes montrent que l'application du champ électrique induit à une diminution dans le coefficient de raideur pour le palier alimenté par des valves électrorhéologiques, alors que le champ électrique n'a aucune influence sur le coefficient de raideur pour le palier alimenté par des capillaires.

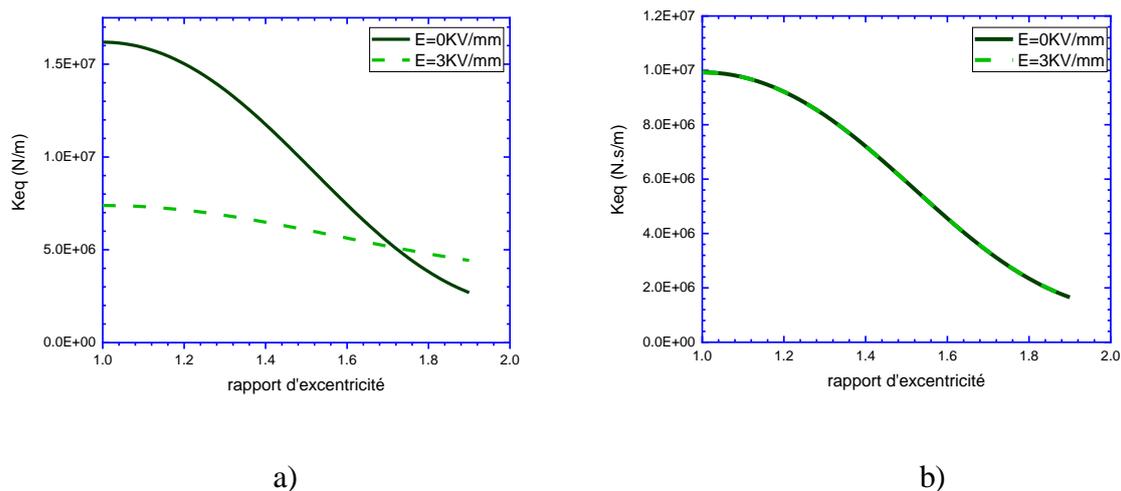


Fig.III.16 : Coefficient de raideur en fonction de rapport d'excentricité pour $E=0\text{kV/mm}$ et $E=3\text{kV/mm}$; a) Palier hydrostatique à valve ER, b) Palier hydrostatique à capillaire.

Figure III.7 montre l'influence du champ électrique sur le coefficient d'amortissement qui est étudié en fonction du rapport d'excentricité, où le graphe (a) représente les résultats d'un palier hydrostatique alimenté par des valves électrorhéologiques, et le graphe (b) représente les résultats d'un palier hydrostatique alimenté par des capillaires. La figure montre que le coefficient d'amortissement augmente avec l'application du champ électrique pour le palier alimenté par les valves électrorhéologiques, alors que le coefficient d'amortissement diminue avec l'application du champ électrique.

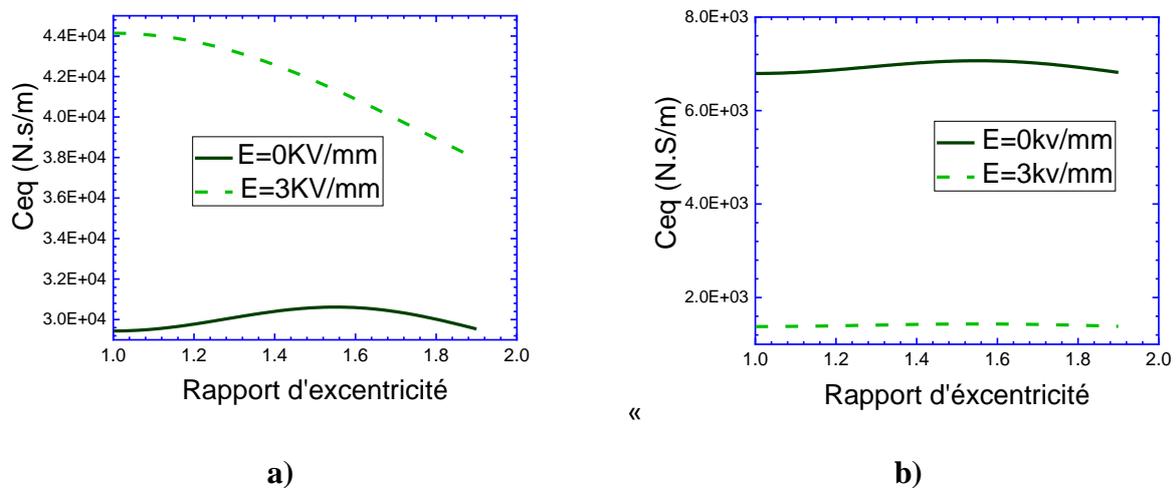


Fig.III.17 : Coefficient d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour $E=0$ kV/mm et $E=3$ kV/mm. a) Palier hydrostatique à valve ER b) Palier hydrostatique à capillaire.

La comparaison entre l'utilisation des valves électrorhéologiques et des capillaires montre très bien que la méthode d'application du champ électrique a une influence importante sur les caractéristiques du palier. Il est bien remarqué également que l'utilisation des valves électrorhéologiques donne des résultats favorisés par l'industrie que des capillaires, à cause de la diminution de raideur et l'augmentation de l'amortissement.

III.7 Conclusion

Ce chapitre était pour but de présenter et interpréter les résultats du calcul analytique d'un palier hydrostatique à quatre patins lubrifiés par un fluide électrorhéologiques négatif à travers des valves électrorhéologiques.

Les caractéristiques statiques et dynamiques ont été étudiées en fonction du rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champ électrique et du rapport de pression.

Conclusion Générale

L'objectif de cette mémoire est de faire une étude sur un palier hydrostatique à quatre patins lubrifié par un fluide électrorhéologique négatif à travers des valves électrorhéologiques. Le modèle utilisé est le modèle analytique dans le cas d'hypothèse d'un palier infiniment long. Les caractéristiques statiques et dynamiques du palier hydrostatiques sont étudiées en fonction du rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champ électrique et du rapport de pression. Les résultats obtenus peuvent être résumés comme suit :

- la charge portante augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité, et diminue en fonction du rapport de pression,
- Le débit de lubrifiant est influencé par le rapport de pression et par le rapport d'excentricité
- le coefficient de raideur équivalent diminue avec l'augmentation du rapport d'excentricité, et diminue en fonction du rapport de pression
- Le coefficient d'amortissement est influencé par le rapport d'excentricité
- la charge portante augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité, et diminue en fonction du champ électrique
- le débit de lubrifiant augmente avec l'augmentation du rapport d'excentricité, et augmente pour toutes les valeurs de du champ électrique
- le coefficient de raideur diminue avec l'augmentation du rapport d'excentricité et diminue en fonction du champ électrique.
- le coefficient de raideur diminue avec l'augmentation du rapport d'excentricité et diminue en fonction du champ électrique.

La présente étude montre que l'application du champ électrique dans la valve électrorhéologique peut changer considérablement les caractéristiques du palier, où il est possible d'obtenir les caractéristiques optimales utilisées par les concepteurs des paliers.

Comme perspectives, nous allons envisager de faire une étude sur le rapport de dimension du patin sur les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier hydrostatiques à quatre patins alimentés par des valves électrorhéologiques, ainsi que la comparaison entre un palier à trois patins hydrostatiques et un palier à quatre patins hydrostatiques

Bibliographie

- [1] Zerrouni Nassim, Etude de l'interaction fluide visqueux-structure d'un palier fluide soumis à des sollicitations temporelle, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara-Boumerdes,2009.
- [2] Mihoubi Khalid et Sadini Rachid," Contribution à l'étude d'un palier hydrodynamique lisse, Mémoire de Master Académique Université de Mohamed Boudiaf- M'sila, 2017.
- [3] Sahli Abdelkader, "Etude expérimentale d'un palier lubrifié Mesaligne ", Thèse de Magister, Université de Hassiba Ben Bouali Chlef, 2010.
- [4] Belgacem Souad, "Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nanofluides", thèse de doctorat, Université Ibn-khaldoun de Tiaret ,2019.
- [5] Jean-Numa Foulc, Frédéric Ayela, Olivier Tillement. Les fluides électrorhéologique, 17ème Congrès Français de Mécanique, Communication, Aug 2005, Troyes, France. N° S6 325, 6 p. hal-00370877;
- [6] Abed. A "Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques intelligents", Thèse de Doctorat, UNHB Chlef, Algérie ,2017.
- [7] Bouzidane, A. "Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors " (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure) 2007.
- [8] Benariba Aboubakeur," Contribution à l'étude de la lubrification micropolaire : Applications aux paliers hydrostatiques", thèse de doctorat Université Ibn-Khaldoun – Tiaret,2018.
- [9] Wahid Cherief. "Etude des ferrofluides et de leurs applications à l'intensification des transferts de chaleur par convection forcée. Energie électrique". Université Grenoble Alpes, 2015. Français.
- [10] N. Louam," Les fluides rhéologiques intelligents et leurs applications énergétiques et technico-industrielles ", Revue des Energies Renouvelables Vol. 16 N°4 (2013) 641 – 656, Saudi Arabia.
- [11] Khadim Diop. Estimation de la fiabilité d'un palier fluide. Autre. Université d'Angers, Français, 2015.
- [12] Abed. A "Etude statique et dynamique d'un palier hydrostatique à quatre patins", Mémoire de Master, UIK Tiaret, Algérie ,2012.
- [13] Nemchi. A " Contribution à l'étude des paliers fluides à patins hydrostatiques en régime laminaire et non laminaire ", thèse de Doctorat, Université Ibn-Khaldoun – Tiaret,2019.

- [14] Hammou, M., Bouzidane, A., Thomas, M., Benariba, A., & Bouzit, M. (2018). Static and dynamic characteristics of an orifice compensated three-pad hydrostatic squeeze film damper. *Industrial Lubrication and Tribology*, 70(6), 1078-1085.
- [15] Aboshighiba, H., Bouzidane, A., Thomas, M., Ghezali, F., Nemchi, A., & Abed, A. (2017). Pressure distribution in orifice-compensated turbulent hydrostatic bearing with fluid inertia effects using numerical simulations via Navier-Stokes. *Tribology-Materials, Surfaces & Interfaces*, 11(1), 19-29.
- [16] Khadim Diop. Estimation de la fiabilité d'un palier fluide. Autre. Université d'Angers, 2015. Français. NNT : 2015ANGE0029.

ملخص

الهدف من هذا المشروع هو دراسة محمل هيدروستاتيكي مكون من أربع مساند مدعومة بسائل كهروولوجي سلبي من خلال أربعة صمامات كهروولوجية. النموذج المعتمد للحساب هو النموذج التحليلي في حالة محمل طويل جدًا. تتم دراسة الخصائص الستاتيكية والديناميكية وفقاً للحقل الكهربائي معامل الضغط ومعامل اختلاف المراكز. تظهر النتائج التحليلية التي تم الحصول عليها أن تأثير تغيير اللزوجة في الصمامات الكهروولوجية في إطار عمل المجال الكهربائي يؤدي إلى تغييرات مثيرة للاهتمام في الخصائص الستاتيكية والديناميكية ، حيث يمكن العثور على الخصائص المثلى المطلوبة من قبل مصممي محامل .

Résumé

L'objectif de ce projet de fin d'étude est de faire une étude sur un palier hydrostatique à quatre patins alimenté par un fluide électrorhéologique négatif à travers quatre valves électrorhéologiques. Le modèle adopté pour le calcul est le modèle analytique dans le cas d'un palier infiniment long. Les caractéristiques statiques et dynamiques sont étudiées en fonction du champ électrique, rapport de pression et rapport d'excentricité. Les résultats analytiques obtenus montrent que l'influence de changement de viscosité dans la valve électrorhéologique sous l'action du champ électrique induit à des changements intéressants dans les caractéristiques statiques et dynamiques, où il est possible de trouver les caractéristiques optimales requises par les concepteurs des paliers.

Abstract

The aim of this end of studies' project is to study a four-pad hydrostatic journal bearing lubricated by a negative electrorheological fluid through electrorheological valves. The analytical approach is adopted in the case of an infinite long bearing. The static and dynamic characteristics are investigated according to the electric field, pressure ratio and eccentricity ratio. The analytical results show that the influence of the viscosity change in the electrorheological valve under an electric field leads to interesting changes in the static and dynamic characteristics, where it is possible to obtain the optimal characteristics needed by the bearings designers.

Mots clés: Palier hydrostatique, fluide intelligent, méthode analytique, fluide électrorhéologique.