

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Ibn-Khaldoun - Tiaret

Faculté Des Sciences Appliquées

Département De Génie Mécanique

# MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES

En vue de l'obtention du

Diplôme de master

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

## THÈME

Contrôle de vibration d'un rotor monté sur des paliers hydrostatiques  
lubrifiés par valves électrorhéologiques

Présentée par :  
Mrs. BAHLOUL ISMAIL  
. ASSAL ABDELMOUNAIM

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
Hammou Mahmoud	MAA	UIK Tiaret	Président
Aboshighiba Hicham	MCB	UIK Tiaret	Examineur
Abed.Asma	MC	UIK Tiaret	Encadreur
Belgacem.Souad	MC	UIK Tiaret	Co-Encadreur

Année universitaire 2018/ 2019

# **REMERCIEMENTS**

*En premier lieu et avant tout, nous remercions Dieu le tout puissant qui nous a donné la volonté et le courage pour achever ce modeste travail.*

*Avec nos profonds sentiments de respects nous tenons à exprimer mes remerciements à notre encadreur Dr. Abed Asma. et notre Co-encadreur Belgacem Souad. Pour son aide, ses orientations, responsabilité et ses précieux conseils pour que ce travail aboutisse.*

*Nos remerciements s'adressent également à Mr. Hammou Mahmoud pour avoir accepté de présider le jury, et Dr. Aboshighiba Hicham pour avoir accepté d'examiner ce travail.*

*Nous remercions tous les enseignants de département des Sciences et de Technologie, de filière de Génie Mécanique et de spécialité Energétique en Génie Mécanique.*

*En fin merci à nos amis et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail et toute la famille BAHLOUL et la famille ASSAL.*

*BAHLOUL Ismail, ASSAL Abdelmounaim*

## ملخص

تم تقديم دراسة تحليلية في هذه الأطروحة لدراسة إمكانية الحد من اهتزازات الدوار الصلب المركب على محامل هيدروستاتيكية مغذى بواسطة سائل إلكتروريولوجي سلبي من خلال الصمامات الكهربائية. يتم دراسة الخصائص الديناميكية وفقا للنسبة المركزية من القيم المختلفة لنسبة الضغط والحقل الكهربائي، مع دراسة تأثير الحقل الكهربائي على سعة الاهتزازات والقوى المرسله. تشير النتائج التحليلية إلى أن تطبيق المجال الكهربائي في الصمام إلكتروريولوجي يقوم بتغييرات إيجابية في الخصائص الديناميكية، وذلك يؤدي إلى إنخفاض كبير في الاهتزازات والقوى المرسله.

## Résumé

Une étude analytique est présentée dans cette mémoire afin d'étudier la possibilité de réduire les vibrations d'un rotor rigide monté sur des paliers hydrostatiques à trois patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers des valves électrorhéologiques. Les caractéristiques dynamiques sont étudiées en fonction du rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression et du champ électrique, avec une étude sur l'influence du champ électrique sur l'amplitude de vibrations et les forces transmises. Les résultats analytiques montrent que l'application du champ électrique dans la valve électrorhéologique induit à des changements favorisés dans les caractéristiques dynamiques, et alors à une réduction considérable dans les vibrations et les forces transmises.

**Mots-clés:** fluide électrorhéologique, palier hydrostatique, caractéristiques dynamiques, contrôle des vibrations

## Abstract

An analytical study is presented in this end of studies' project in order to investigate the possibility of decreasing the vibrations of a rigid rotor mounted on three-pad hydrostatic journals bearings lubricated with electrorheological fluids through electrorheological valves. The dynamic characteristics are studied according to the eccentricity ratio for different values of electrical field and pressure ratio, with a study on the influence of the electric field on the vibration's amplitude and the transmitted forces. The analytical results show that the application of an electric field in the electrorheological valve leads to favorable changes on the dynamic characteristics, which means a considerable decrease in the vibrations and the transmitted forces.

**Keywords:** electrorheological fluid, hydrostatic bearing, dynamic characteristics, vibration control

---

## Table des matières

---

Introduction générale	1
Chapitre 1 : Etude Bibliographique	
1.1. Introduction	4
1.2. Les Paliers hydrostatiques	4
1.2.1. Principes de la lubrification hydrostatique	5
1.2.2. Fonctionnement d'un palier hydrostatique	8
1.2.3. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques	10
1.2.3.1. Les avantages	10
1.2.3.2. Les inconvénients	10
1.2.4. Caractéristiques du palier hydrostatique	10
1.2.4.1. Frottement	10
1.2.4.2. Capacité de charge	11
1.2.4.3. Raideur	11
1.2.4.4. Amortissement	11
1.3. Fluides électrorhéologique	11
1.3.1. Constitution d'un fluide électrorhéologique	12
1.3.2. Les applications des fluides ER	13
1.3.3. Les types d'un fluide ER	14
1.3.4. Fluides électrorhéologiques négatifs	15
1.4. Dynamique des rotors	17
1.4.1. Classifications des rotors	18
1.4.1.1. Rotors rigides	18
1.4.1.2. Rotors flexibles	18
1.5. Contrôle des vibrations de rotors	18
1.5.1. Contrôle passif	19
1.5.2. Contrôle actif	19
1.5.3. Contrôle semi-actif	19
1.5.4. Travaux récents sur le control des vibrations	19
1.6. Objectif de ce travail	26
1.7. Conclusion	27

## Chapitre 2 : Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

2.1. Introduction	29
2.2. Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents	29
2.3. Palier infiniment long	31
2.4. Etude dynamique d'un palier hydrostatique	32
2.4.1. Champ de pression	32
2.4.2. La charge portante	33
2.4.3. Débit de lubrifiant	34
2.4.3.1. Débit du lubrifiant sortant de l'alvéole suivant l'axe z	34
2.4.3.2. Débit de la variation du volume dans l'alvéole	35
2.4.3.3. Débit de la valve électrorhéologique	36
2.4.4. Calcul de la pression dans l'alvéole	36
2.4.5. Coefficient de raideur	38
2.4.6. Coefficient d'amortissement	38
2.4.7. Coefficients dynamiques équivalents	39
2.5. Dynamique de rotor	39
2.5.1. Taux d'amortissement	40
2.5.2. Amplitude de vibration	40
2.5.3. Transmissibilité	41
2.6. Conclusion	41

## Chapitre 3 : Résultats et Interprétations

3.1. Introduction	43
3.2. Paramètres de simulation	43
3.3. Analyse d'épaisseur de film	44
3.4. Variation du rapport de pression en fonction du champ électrique	44
3.5. L'effet du champ électrique sur la viscosité	45
3.6. Influence du rapport de pression et de rapport d'excentricité sur les caractéristiques dynamiques	46
3.6.1. Organigramme de calcul	46
3.6.2. Résultats et interprétation	47
3.7. Influence du champ électrique et de rapport d'excentricité sur les caractéristiques dynamiques	50

3.7.1. Organigramme de calcul -----	50
3.7.2. Résultats et interprétation -----	51
3.8. Analyse de vibration de rotor -----	54
3.8.1. Organigramme de calcul -----	55
3.8.2. Analyse de l'amplitude de vibrations -----	56
3.8.3. Analyse de la force de transmissibilité -----	56
3.9. Conclusion -----	57
Conclusion générale -----	58
Référence bibliographique -----	59

---

## Liste des tableaux

---

Tableau 3.1: Paramètres de simulation. ....	44
Tableau 3.2: Variation de la viscosité avec le champ électrique [9].....	45
Tableau 3.3: Coefficients de raideur et d'amortissement pour $\beta_0 = 0.65$ .....	54

---

## Liste des figures

---

Figure 1.1: Paliers hydrostatiques. [2] .....	5
Figure 1.2: Schématisation d'une butée hydrostatique. [3] .....	5
Figure 1.3: L'alimentation à débit constant. [4] .....	6
Figure 1.4 : L'alimentation à pression constante. [4] .....	7
Figure 1.5: Principe de fonctionnement hydrostatique du palier. [4].....	8
Figure 1.6: Formation du film fluide dans une butée hydrostatique.[3] .....	9
Figure 1.7: Fluide électrorhéologique. [6] .....	12
Figure 1.8: Classification des ER matériaux. [7] .....	13
Figure 1.9: La relation entre la viscosité et le champ électrique. [8] .....	14
Figure 1.10: Viscosité apparente d'un fluide ER négatif en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de la fraction volumique. [10] .....	15
Figure 1.11: Variation du contrainte de cisaillement d'un fluide ER négatif en fonction du gradient de vitesse pour différentes valeurs du champ électrique.[10] .....	16
Figure 1.12: Exemple des rotors. [15].....	18
Figure 1.13: Palier à quatre patins hydrostatiques alimenté par un fluide électrorhéologique négatif.....	20
Figure 1.14: Amplitude de vibration et force transmise en fonction de vitesse pour différentes valeurs du champ électrique. ....	21
Figure 1.15 : Schéma d'un palier à roulement monté sur un (HSFD). ....	21
Figure 1.16: Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du N et Lm.....	22
Figure 1.17: Palier hydrostatique alimenté par un ferrofluide. ....	22
Figure 1.18 : Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de concentration des nanoparticules.....	23
Figure 1.19: (a) Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins chargés entre deux patins, (b) Coupe transversale et détails géométriques d'un patin hydrostatique. ....	24
Figure 1.20: l'effet de vitesse de rotation et du nombre de Reynolds de Poiseuille sur l'amplitude de vibration sans dimension. ....	24
Figure 1.21 : Palier hydrostatique à trois patins.....	25
Figure 1.22 : :Variation de la rigidité sans dimension $K_{xx}$ en fonction du rapport concentrique pour différentes valeurs du rapport d'excentricité .....	26
Figure 1.23: Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques. ....	27
Figure 2.1 : Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques. ....	30

Figure 2.2: Système d'axes. ....	31
Figure 2.3: Butée plane infiniment longue. [4] .....	32
Figure 2.4: Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue. [3] .....	32
Figure 2.5: Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd. [3].....	40
Figure 3.1: Variation de l'épaisseur du film en fonction de rapport de pression. ....	44
Figure 3.2: Variation de rapport de pression en fonction de la viscosité. ....	45
Figure 3.3: Variation de la viscosité en fonction du champ électrique d'un NER fluide. [9] ..	46
Figure 3.4: Organigramme de calcul des caractéristiques dynamiques en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression. ....	47
Figure 3.5: Variation du coefficient de raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression.....	49
Figure 3.6: Variation du coefficient d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression. ....	49
Figure 3.7: Variation du taux d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression.....	50
Figure 3.8: Organigramme de calcul des caractéristiques dynamiques en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champs électriques. ....	51
Figure 3.9: Variation du coefficient de la raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champs électriques.....	53
Figure 3.10: Variation du coefficient d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champs électriques. ....	53
Figure 3.11: Variation du taux d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champs électriques.....	54
Figure 3.12: Organigramme de calcul de l'amplitude de vibration et la force transmise. ....	55
Figure 3.13: Amplitude de vibration en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique. ....	56
Figure 3.14: Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champs électriques. ....	57

---

## Nomenclature

---

$a$	Longueur d'alvéole [m]
$A$	Longueur du patin [m]
$b$	Largeur d'alvéole [m]
$B$	Largueur du patin [m]
$a/A = b/B$	Rapport de dimension de l'alvéole
$A/B$	Rapport de dimension du patin
$a_v$	Largeur de la valve électrorhéologique[m]
$C_{pi}$	Coefficient d'amortissement relatif à chaque patin [N.s/m]
$C_{eq}$	Coefficient d'amortissement équivalent [N.s/m]
$Z_v$	L'épaisseur du film de la valve [m]
$e_x, e_y$	Excentricités suivant x et y respectivement [m]
$h_1^*, h_2^*, h_3^*$	Les vitesses d'écrasement pour les trois butées hydrostatiques à simple effet [m/s]
$K_w$	Coefficient de la charge
$K_Q$	Le coefficient de débit
$e_a$	Profondeur de l'alvéole [m]
$v_i$	Volume de l'alvéole relative pour chaque patin [m <sup>3</sup> ]
$F_{pi}$	Force hydrostatique relative à chaque patin[N]
$F_x, F_y$	Force hydrostatique relative à chaque patin[N]
$h_0$	Epaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]

$h_i$	Epaisseur du film relatif à chaque patin [m]
$V_i$	Vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]
$K_{pi}$	Coefficient de raideur relatif à chaque patin [N/m]
$K_{eq}$	Coefficient de raideur équivalent [N/m]
$L_v$	Longueur de la valve électrorhéologique [m]
$M$	Masse du rotor [Kg]
$P_i$	Champ de pression hydrostatique relatif à chaque patin [Pa]
$P_{ri}$	Pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]
$P_s$	Pression d'alimentation [Pa]
$P_{ai}$	Pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]
$Q_{xi}, Q_{zi}$	Débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m <sup>3</sup> /s]
$Q_{ERvi}$	Débit à travers la valve électrorhéologique relatif à chaque patin [m <sup>3</sup> /s]
$Q_{vi}$	Le débit dû à la variation du volume dans l'alvéole relatif à chaque patin [m <sup>3</sup> /s]
$S$	Surface du patin [m <sup>2</sup> ]
$S_1$	Surface de l'alvéole [m <sup>2</sup> ]
$S_2$	Surface des portées de largeur $b_1$ [m <sup>2</sup> ]
$u_{zi}$	Vitesses de fluide dans les directions z [m/s]
$W_{pi}$	Charge portante pour chaque patin hydrostatique [N]
$(X_i, Y_i, Z_i)$	Système des coordonnées utilisé dans l'équation de Reynolds
$C_F$	Taux d'amortissement
$\beta_i$	Rapport de pression pour chaque patin hydrostatique

$\beta_0$	Rapport de pression pour excentricité égale à zéro
$\mu$	Viscosité du fluide Newtonien [Pa.s]
$\mu_{ER}$	Viscosité du fluide électrorhéologique négatif [Pa.s]
$X$	Rapport d'excentricité
$\omega$	Fréquence d'excitation [rad/s]
$A$	Amplitude vibration [m]
$F_t$	La force transmise au bâti [N]
$\omega_n$	Fréquence naturelle [rad/s]

---

## **Introduction générale**

---

### **Introduction générale**

L'industrie des machines tournantes exige des rotors fonctionnant à des grandes vitesses. Ces rotors sont sujets à des vibrations importantes lors de passage des vitesses critiques et nécessitent des méthodes de contrôle efficace pour réduire les vibrations et les forces transmises aux bâtis. Les techniques de contrôle semi-actif sont parmi les solutions les plus intéressantes qui attirent l'attention des chercheurs dans les années récentes. Dans un control semi-actif, un fluide intelligent est utilisé comme lubrifiant dans les paliers fluides supportant les rotors, à cause de leur capacité de changer leurs propriétés rhéologiques, et alors de changer et contrôler les coefficients de raideur et d'amortissement du palier. L'emploi d'un palier hydrostatique alimenté par un fluide électrorhéologique négatif est considéré comme une solution intelligente afin de traiter le problème de vibrations.

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique d'une ligne d'arbre rigide montée sur les paliers fluides à trois patins hydrostatiques lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques. L'intérêt de cette recherche est d'étudier les influences du champ électrique, rapport d'excentricité et rapport de pression sur les caractéristiques dynamiques. Les résultats obtenus sont utilisés afin d'examiner l'amplitude de vibrations et les forces transmises en fonction de vitesse de rotation, pour différentes valeurs du champ électrique appliqué. La méthode adoptée pour le calcul est la méthode analytique en régime laminaire, isotherme et permanent.

La structure du travail est divisée en trois parties :

Le premier chapitre est consacré à l'étude bibliographique portant sur les paliers hydrostatiques, les fluides électrorhéologiques et les études effectuées sur le contrôle des vibrations des rotors par les paliers hydrostatiques.

Le deuxième chapitre présente une étude sur les caractéristiques de performance d'un palier fluide à trois patins hydrostatiques contrôlés par des valves électrorhéologiques en utilisant un modèle analytique dans le cas d'un palier infiniment long.

Les résultats analytiques et les interprétations concernant les influences du champ électrique, rapport de pression et rapport d'excentricité sur les caractéristiques dynamiques ainsi que l'amplitude de vibrations et les forces transmises du palier fluide à trois patins hydrostatiques intelligents font l'objet du troisième chapitre.

Enfin, une conclusion générale sur l'étude réalisée avec les principaux résultats.

# *Chapitre 1*

## *Etude Bibliographique*

## *Chapitre 1*

### *Etude Bibliographique*

#### **1.1. Introduction**

L'objectif de ce chapitre est de faire un aperçu bibliographique concernant les paliers hydrostatique intelligents et leur rôle dans la réduction des vibrations dans les machines tournantes.

La première partie consacre à présenter les paliers hydrostatiques, leurs principes de lubrifications et leurs avantages et inconvénients.

Nous passons après aux fluide électrorhéologiques, où nous allons détailler le mécanisme de ces fluides et le type choisi pour cette étude.

Enfin, Une étude sur la dynamique des rotors est présentée en mentionnant les travaux les plus récents sur le control des vibrations des machines tournantes.

#### **1.2. Les Paliers hydrostatiques**

Les paliers hydrostatiques peuvent être utilisés quel que soit la charge et la vitesse. Ils sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges. Cependant, l'utilisation des paliers hydrostatiques dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support « ressort -amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable. [1]

# Chapitre 1. Etude Bibliographique

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

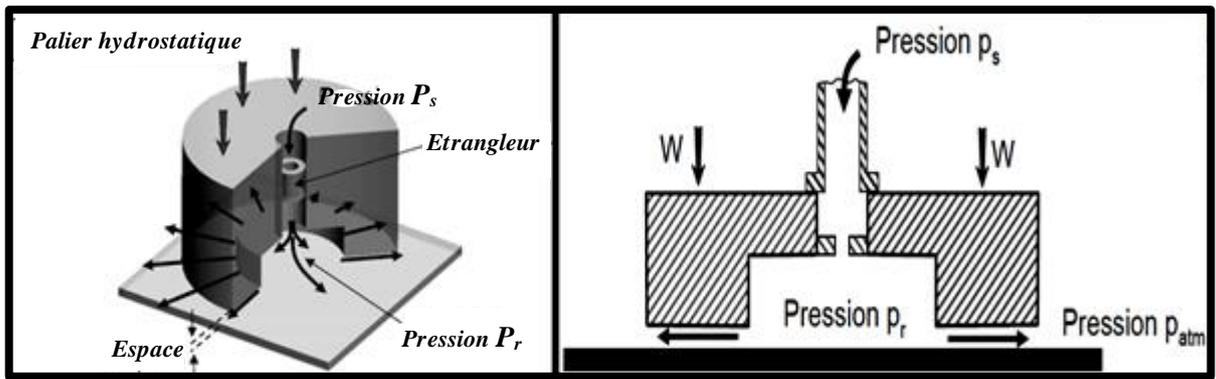


Figure 1.1: Paliers hydrostatiques. [2]

## 1.2.1. Principes de la lubrification hydrostatatique

Dans tout dispositif hydrostatatique, une des deux surfaces en regard est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (alvéoles) reliées à un générateur de pression (figure 1.2).

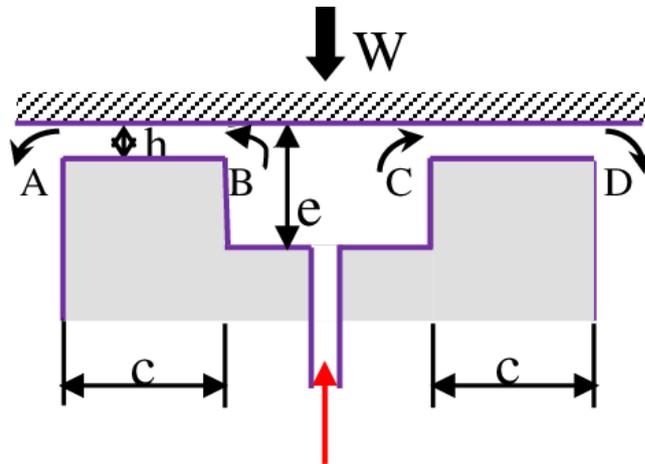


Figure 1.2: Schématisation d'une butée hydrostatatique. [3]

On distingue deux régions :

- Une zone représentée par les portées (AB) et (CD) de largeur «  $c$  » où l'épaisseur «  $h$  » du film lubrifiant est mince ; l'évolution de la pression dans cette région est décrite par l'équation de Reynolds. On suppose que la pression ne varie pas selon l'épaisseur du film.

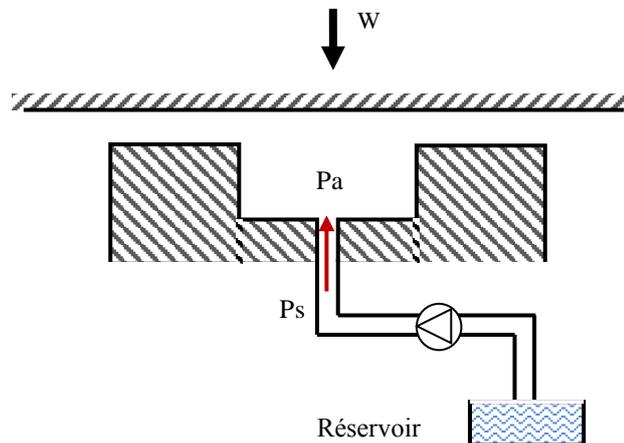
## Chapitre 1. Etude Bibliographique

---

- Une zone BC constituée par la cavité où l'épaisseur du film lubrifiant est grande :  $e/h > 20$ , dans cette région, la pression est supposée être constante :  $P = P_a$  ; cette hypothèse est très souvent vérifiée expérimentalement.

Les deux méthodes principales utilisées pour introduire le liquide à l'intérieur du patin sont l'alimentation à débit constant et celle à pression constante (figure 1.3, figure 1.4).

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.

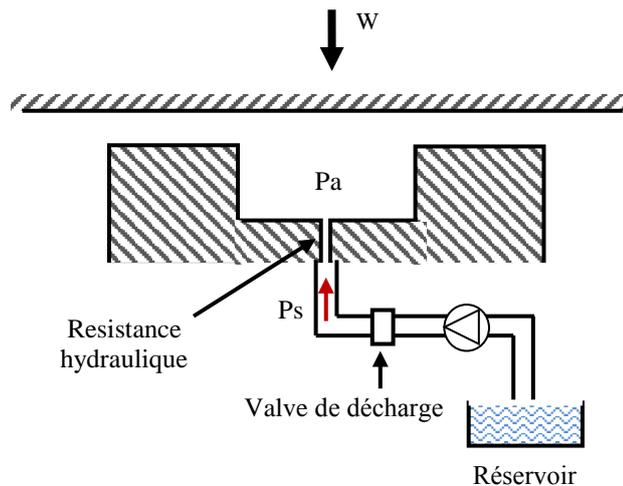


**Figure 1.3:** L'alimentation à débit constant. [4]

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.

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

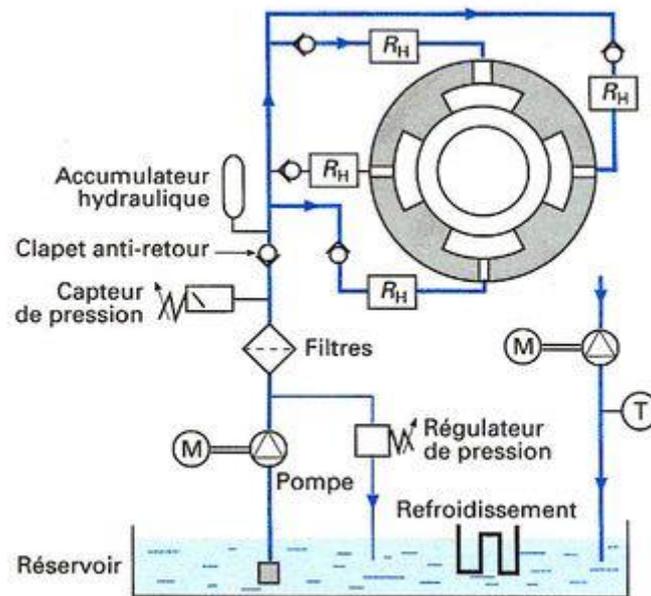
---



**Figure 1.4 :** L'alimentation à pression constante. [4]

Dans la pratique, le système hydraulique est plus complexe. La figure 1.5 donne le schéma du circuit pour l'alimentation à pression constante d'un palier à quatre alvéoles. Une pompe alimente le palier à un débit supérieur d'environ 30 % à celui nécessaire ; le surplus de liquide retourne au réservoir par l'intermédiaire d'un régulateur de pression. Un capteur de pression permet d'arrêter l'entraînement du rotor si la pression atteint une valeur trop faible. Le clapet anti-retour et l'accumulateur hydraulique assurent l'alimentation du palier jusqu'à l'arrêt complet de l'arbre (on peut aussi prévoir une pompe de secours). L'écoulement est ensuite dérivé vers chaque alvéole.

Sur chaque portion de circuit, on peut prévoir un clapet anti-retour en cas de surpression. La résistance hydraulique  $RH$  doit être placée au plus près de l'alvéole afin d'éviter les instabilités de type pneumatique dues à la compressibilité du lubrifiant. Une pompe peut être nécessaire pour assurer le retour du lubrifiant vers le réservoir. Une prise de température  $T$  permet de contrôler la température du liquide à la sortie du palier et déclencher l'arrêt si la température devient trop importante. Enfin, un système de refroidissement assure une température constante au niveau de l'alimentation. [4]



*Figure 1.5: Principe de fonctionnement hydrostatique du palier. [4]*

## 1.2.2. Fonctionnement d'un palier hydrostatique

La figure 1.6 présente la formation de film fluide dans une butée hydrostatique afin de comprendre la méthode de fonctionnement d'un palier hydrostatique.

- (a) : la pompe est en arrêt.
- (b) : Le fluide sous pression commence à écouler vers le patin et la pression dans l'alvéole augmente.
- (c) : La pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression à travers la surface d'alvéole soit suffisante pour soulever la charge appliquée.
- (d) : Le palier commence à fonctionner, le fluide s'écoule à travers le système et une chute de pression existe entre la source de pression et le patin, et entre l'alvéole et la sortie du patin.
- (e) : Lorsque la charge augmente, l'épaisseur du film diminue et la pression d'alvéole augmente jusqu'à ce que la pression intégrée à travers les portées soit égale à la charge appliquée.
- (f) : Quand la charge diminue, l'épaisseur du film augmente et la pression d'alvéole diminue.

# Chapitre 1. Etude Bibliographique

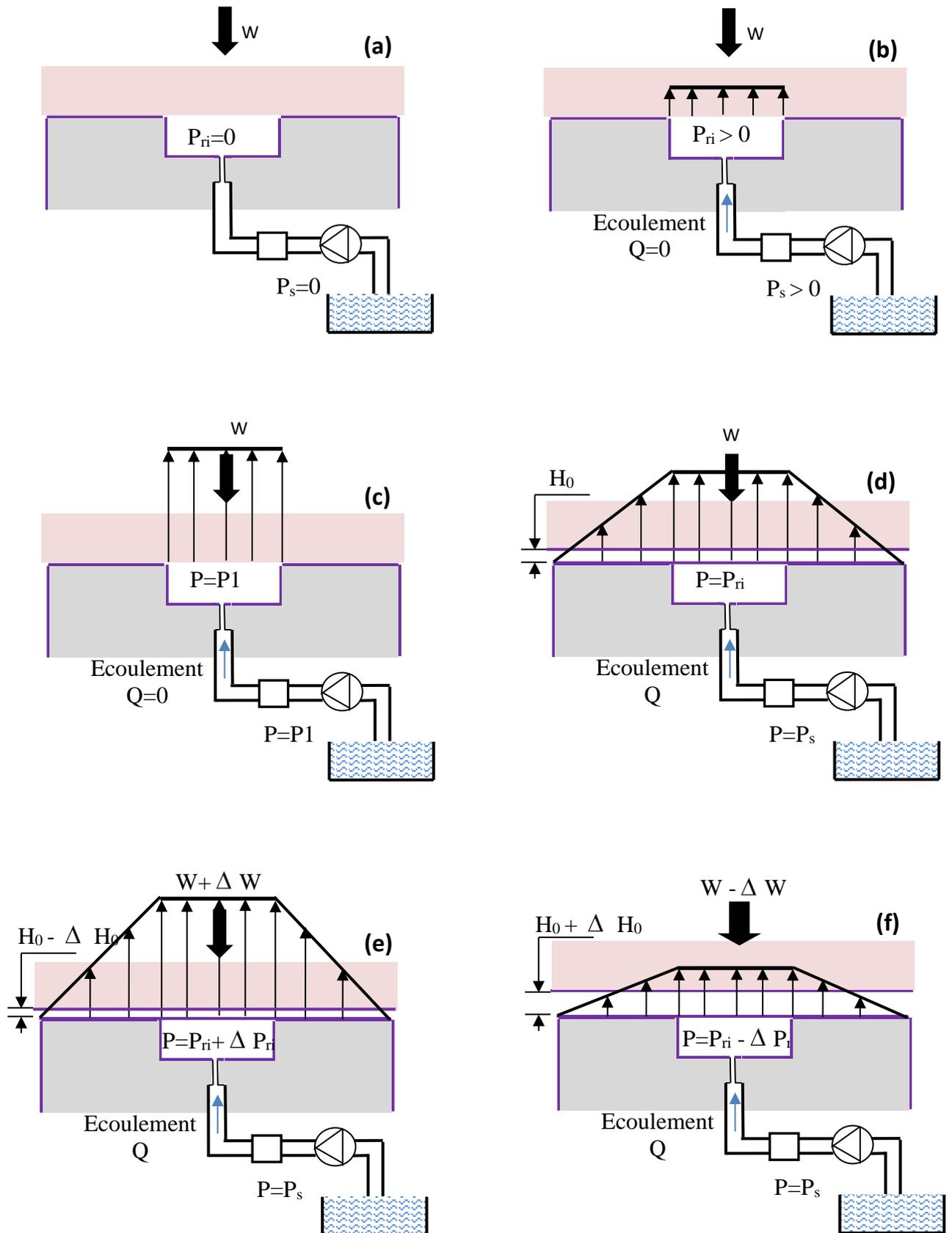


Figure 1.6: Formation du film fluide dans une butée hydrostatique.[3]

### 1.2.3. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques

#### 1.2.3.1. Les avantages

- Une raideur importante même à vitesse nulle et un amortissement élevé
- Un faible coefficient de frottement ;
- Une grande précision de positionnement dans les applications de vitesses élevées et faibles charges ;
- Non existence de concentration de pression, la pression est distribuée sur une grande surface.
- Ces avantages montrent que les paliers hydrostatiques ont des nombreuses applications ; surtout les télescopes de très fortes charges et très faible vitesse, et les machines-outils de grandes vitesses et de faibles charges.

#### 1.2.3.2. Les inconvénients

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

### 1.2.4. Caractéristiques du palier hydrostatique

Les propriétés du palier hydrostatique sont conditionnées par la production de la pression extérieure d'alimentation. [5]

#### 1.2.4.1. Frottement

Pour un palier lisse hydrodynamique, le frottement visqueux ne peut être atteint, pour une charge donnée, qu'à partir d'une certaine vitesse de rotation, puisque la pression d'huile nécessaire au soulèvement du rotor est développée par la rotation de celui-ci. Avec un palier hydrostatique, l'état de frottement visqueux peut être atteint à pleine charge et à vitesse nulle puisque la pression nécessaire au soulèvement de l'arbre est engendrée à l'aide d'un moyen extérieur au palier.

Comme première conséquence, il résulte que, le coefficient de frottement visqueux étant proportionnel à la vitesse, pour une vitesse de rotation nulle, le couple de frottement est théoriquement nul.

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

---

### 1.2.4.2. Capacité de charge

La charge utile est proportionnelle à la pression d'alimentation en huile et à la surface efficace du palier, de sorte que ces deux facteurs permettent assez de souplesse pour déterminer sa géométrie et son alimentation et ne déterminent en aucune manière une limitation quant à la charge maximale possible à supporter. On trouve aussi bien des paliers ou patins fonctionnant sous 3 bars ou sous 150.

### 1.2.4.3. Raideur

La raideur est également proportionnelle à la surface du palier et à la pression d'alimentation. Elle augmente si l'épaisseur du film devient plus petite, mais seulement dans la mesure où certaines proportions sont respectées entre l'épaisseur et les étranglements à l'alimentation. Elle est, en outre, fortement affectée par le mode d'alimentation : étranglements constitués soit par diaphragmes, soit par tubes capillaires, mais elle est maximale lorsque l'alimentation se fait sans étranglement et, avec une pompe volumétrique par poche. En effet, on sait que la vitesse critique d'un arbre dépend de la raideur des paliers qui le supportent et croît avec celle-ci.

### 1.2.4.4. Amortissement

L'amortissement d'un palier hydrostatique est particulièrement important. Il est constitué par l'action de pompage qui s'exerce dans les chambres. Dans le comportement dynamique d'un tel palier, le facteur d'amortissement est proportionnel à la longueur de fuite et à l'inverse de l'épaisseur du film.

## 1.3. Fluides électrorhéologique

Un fluide électrorhéologique (ER) est constitué de fines particules dispersées dans un liquide diélectrique. Ces fluides ont été découverts pour la première fois par W. M. Winslow en 1947.

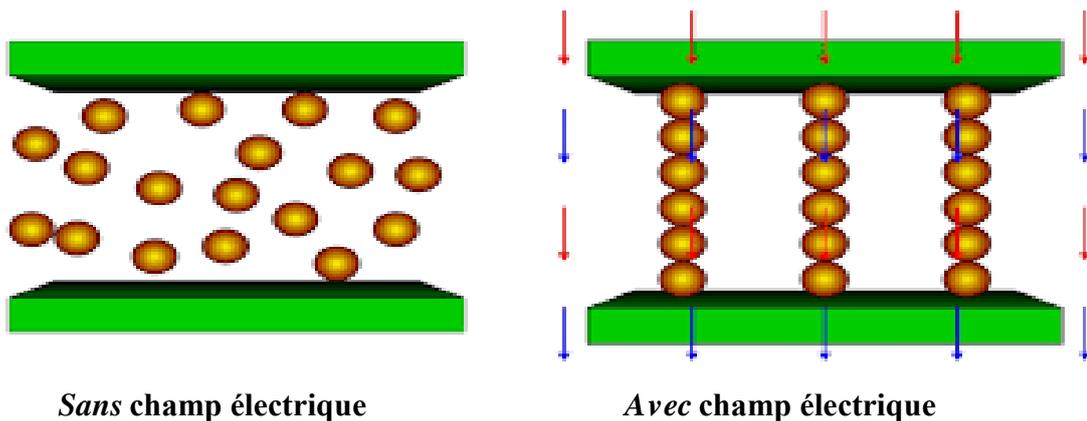
Les propriétés rhéologiques (viscosité, contrainte seuil...) d'un fluide ER sont considérablement modifiées par l'application d'un champ électrique. Cela permet d'obtenir même une « solidification » du fluide.

Ce phénomène peut être expliqué d'une façon macroscopique par la formation des fibres parallèles au champ par les particules. Ces fibres génèrent une liaison entre les électrodes et

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

augmentent donc la viscosité de fluide lorsque la contrainte devient supérieure à la contrainte seuil.

La réponse est rapide (en quelques millisecondes) d'un état liquide vers un état solide et le phénomène est totalement réversible. Les fluides ER sont également considérés comme matériaux « intelligents » et consomment peu d'énergie. [6]



*Figure 1.7: Fluide électrorhéologique. [6]*

### 1.3.1. Constitution d'un fluide électrorhéologique

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. 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 [7].

- **Phase liquide :**

Le choix d'un liquide n'est pas le point le plus important pour constituer un fluide ER. Il doit néanmoins être un bon isolant électrique, même à température élevée et sous champ électrique intense, et si possible, avoir une faible viscosité

Les huiles couramment utilisées sont les huiles silicone, les huiles végétales, minérales, etc.

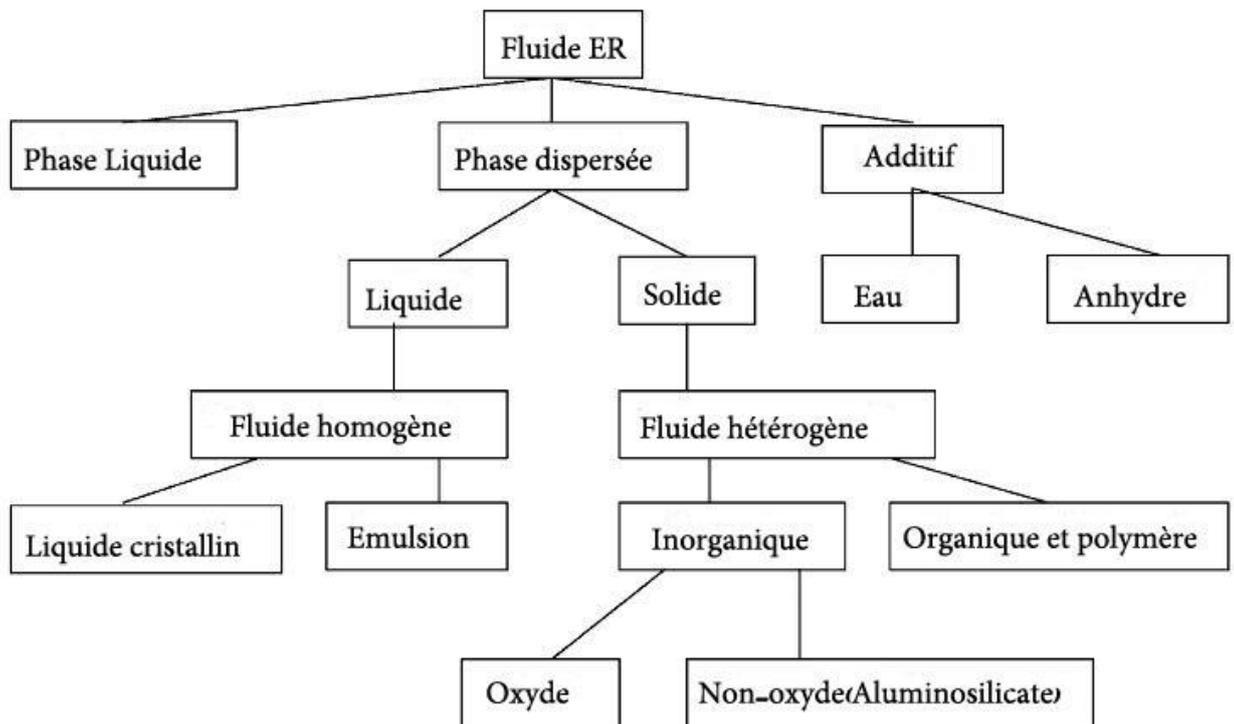
- **Phase solide :**

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

Le matériau des particules en suspension peut être un matériau semi-conducteur inorganique, organique ou polymère. La taille des particules est généralement comprise entre 0.1 et 100  $\mu\text{m}$  avec une fraction volumique de 0.05 à 0.50. [7]

- **Les additifs :**

Dans la plupart des cas les additifs sont importants, l'eau et les tensioactifs sont les plus communs. [8]



*Figure 1.8: Classification des ER matériaux. [7]*

### 1.3.2. Les applications des fluides ER

Le fluide électrorhéologique ER pourrait être utilisé dans l'industrie automobile pour l'embrayage, frein, systèmes d'amortissement, actionneurs, injection du carburant, soupapes. Il pourrait également être utilisé dans les articulations des bras robotisés et des mains.

Parmi ces dispositifs, les appareils ER d'amortissement ont reçu une attention intensive, parce qu'ils ne nécessitent pas le fluide ER d'avoir une limite d'élasticité très élevée ou très large plage de température.

Les principaux problèmes des fluides ER sont : [8]

- La limite d'élasticité n'est pas assez élevée ;

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

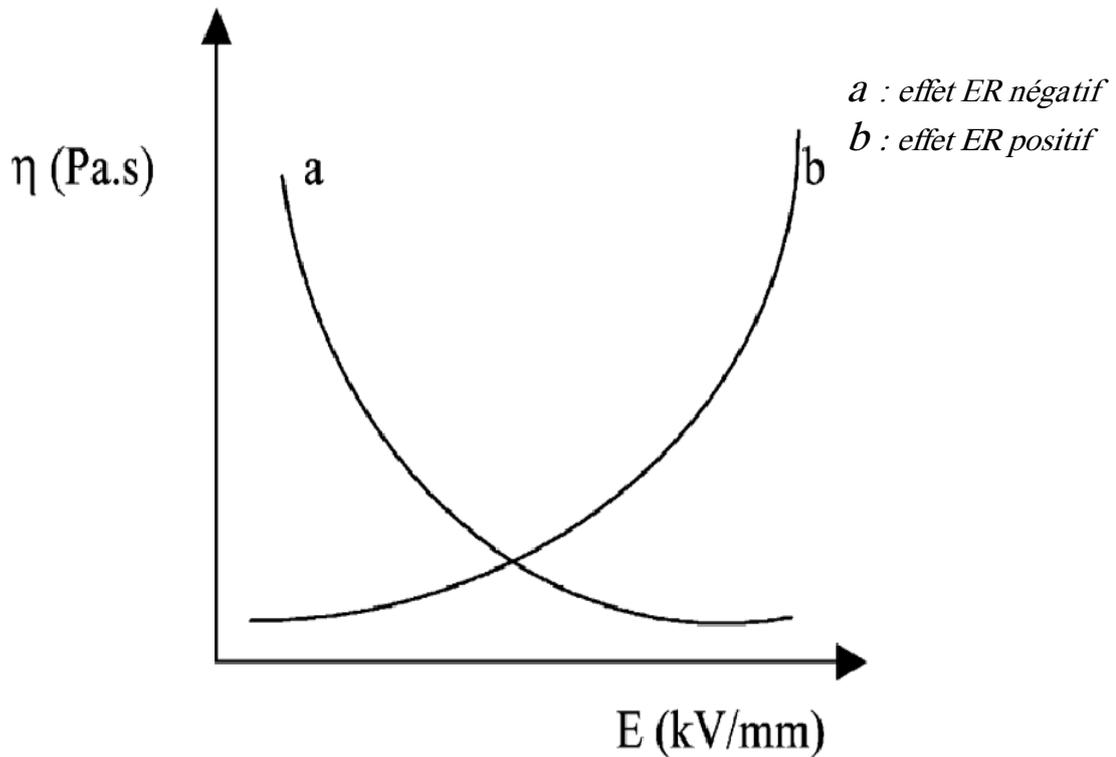
---

- La plage de température de travail n'est pas assez large, parce que l'effet ER diminue fortement lorsque la température est plus grande à 100 ;
- La stabilité de la suspension ER contre la sédimentation est très pauvre. Une fois que la ségrégation se produit, aucun effet ER n'est disponible ; le fluide ER parfois mal fonctionne une fois il est contaminé.

### 1.3.3. Les types d'un fluide ER

Il existe deux types de fluides ER :

- Les fluides dits positive (fluide non Newtonien) : la viscosité augmente avec l'augmentation du champ électrique appliqué ;
- Et ceux dits négatifs (fluide Newtonien) : la viscosité diminue avec l'augmentation du champ électrique appliqué.



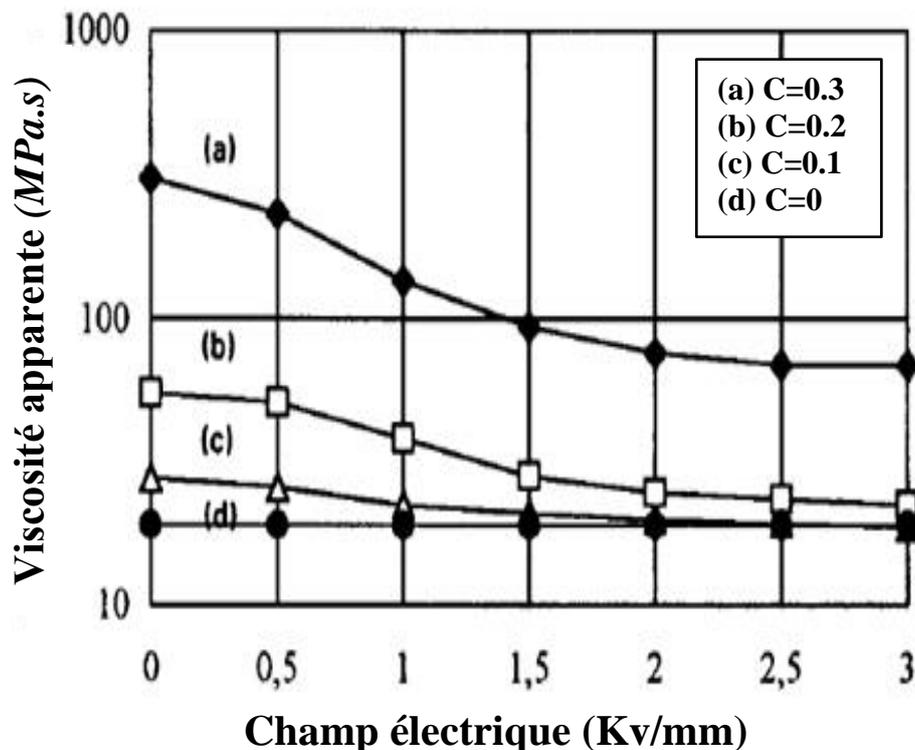
**Figure 1.9:** La relation entre la viscosité et le champ électrique. [8]

### 1.3.4. Fluides électrorhéologiques négatifs

Depuis l'innovation du fluide ER, l'attention a été payée pour augmenter les propriétés rhéologiques en fonction du champ électrique appliqué. Cet effet se nomme l'effet ER positif.

En 1995, Boissy et al [9] 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, ce phénomène a été nommé l'effet ER négatif.

La variation de viscosité est très prononcée pour les champs électriques faibles, puis il y a une saturation quand le champ électrique est supérieur à 3kV/mm [10].



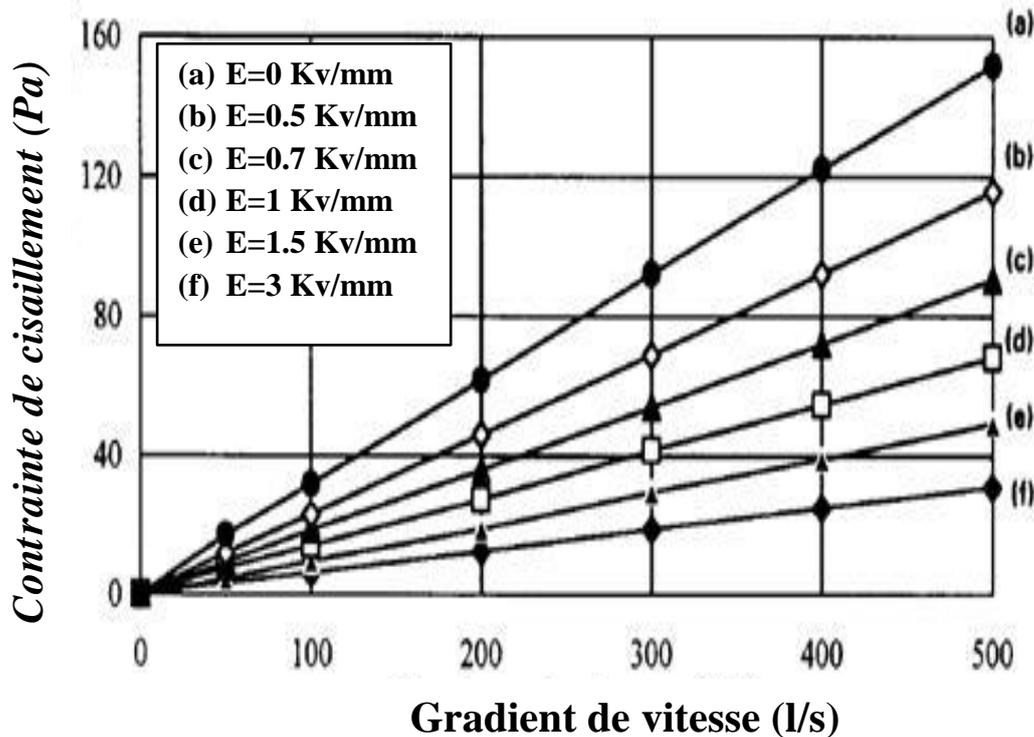
**Figure 1.10:** Viscosité apparente d'un fluide ER négatif en fonction du champ électrique pour différentes valeurs de la fraction volumique. [10]

Les fluides électrorhéologiques négatifs sont des fluides Newtoniens tels que la contrainte mécanique varie linéairement en fonction du gradient de vitesse (figure 1.11). 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

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

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.



**Figure 1.11:** Variation de la contrainte de cisaillement d'un fluide ER négatif en fonction du gradient de vitesse pour différentes valeurs du champ électrique. [10]

Plusieurs chercheurs ont travaillé sur les fluides ER négatifs pour trouver des nouveaux fluides et pour déterminer le mécanisme de ces fluides et leurs caractéristiques.

Mitsumata et Sugitani (2004) [10] ont montré que l'effet électrorhéologique négatif est influencé par le gonflement des particules

Lobry et Lemaire [11] (1999) ont trouvé que la viscosité diminue par l'utilisation de la rotation de Quincke : la rotation spontanée des particules de PMMA dispersés dans un liquide à faible conductivité lorsque le système est soumis à un champ électrique continu. Cette diminution de la viscosité apparente atteint la valeur zéro.

Lozano et al (2006) [12] ont étudié une suspension de nanofibre chargée en carbone. Ils ont trouvé que des effets électrorhéologiques positifs et négatifs ont été observés en raison des différences dans les mécanismes de conductivité électrique et de polarisation.

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

---

Cetin et al (2012) [13] ont étudié les propriétés de l'effet ER négatif dans une suspension de colinamite et polyindène dispersée dans de l'huile de silicone. Ils ont trouvé que l'effet ER négatif a été transformé à un effet positif par l'addition de tensio-actif non-ionique et ils ont montré que ces matériaux peuvent être utilisés pour les amortisseurs de vibrations lorsqu'ils sont dopés avec des agents tensioactifs appropriés.

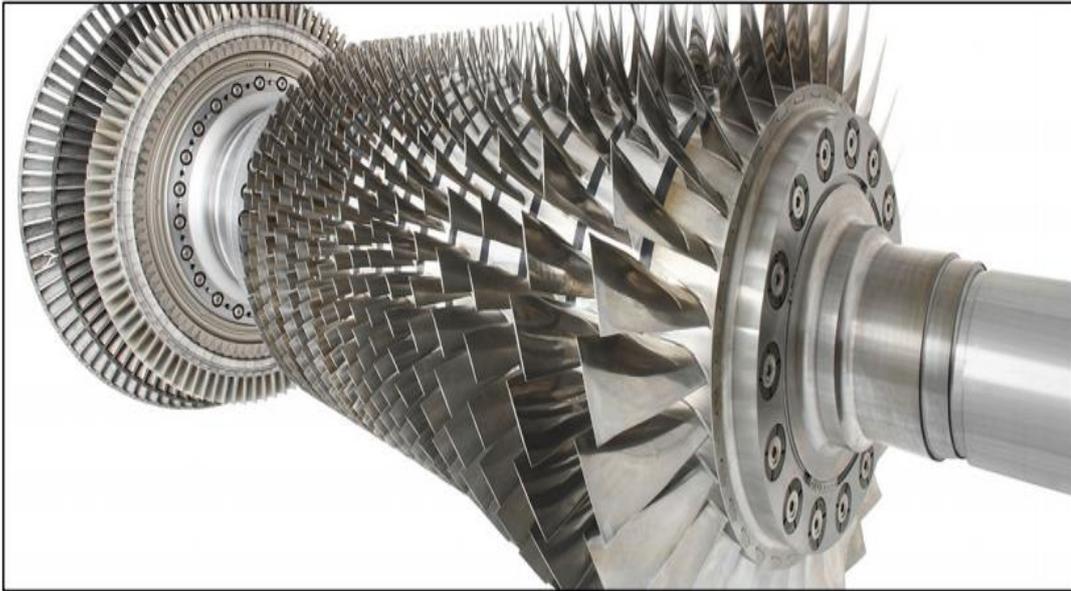
Ko et al (2013) [14] ont étudié l'effet électrorhéologique d'acide alginique et de sels d'alginate sous un champ électrique de courant continu. Ils ont montré dans leurs études qu'ils ont obtenu pour la première fois un effet électrorhéologique négatif avec la biomacromolécule et que le type spécifique de biomacromolécules de sel peut être des particules électrorhéologiques appropriées pour une suspension électrorhéologique négative.

### 1.4. Dynamique des rotors

La dynamique des rotors est l'étude de la stabilité des mouvements des machines tournantes. Elle joue un rôle important dans la sécurité et l'amélioration des performances des systèmes.

Au fur et à mesure que la vitesse de rotation d'un objet tournant augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil critique. Cette évolution est généralement excitée par un déséquilibre de la structure tournante, et si l'ampleur de la vibration à ces vitesses devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire.

Les machines tournantes telles que les pompes, les turbines (ou turbomachines) et les compresseurs sont devenues depuis nombreuses années des éléments indispensables pour l'industrie moderne. Les constructeurs sont amenés à améliorer leurs produits. Les progrès effectués dans la conception et la fabrication permettent aujourd'hui d'augmenter à la fois les performances et le rendement des machines en les faisant fonctionner dans des gammes de vitesse de rotation de plus en plus élevées. Cependant, les efforts générés, de plus en plus importants, sollicitent fortement le comportement dynamique global de la machine et les amplitudes vibratoires deviennent souvent trop élevées pour que la structure puisse les supporter. Pour cela, l'amplitude de déformation de l'arbre doit être maîtrisée et ses fréquences de résonance connues afin d'éviter qu'une trop grande vibration engendre un moindre rendement.



*Figure 1.12: Exemple des rotors. [15]*

### **1.4.1. Classifications des rotors**

Un système de rotors peut être constitué de disque et d'aubages de forme complexe, dont l'analyse des vibrations requiert un modèle mathématique approprié simplifié. Les rotors des machines tournantes sont classés en fonction de leurs caractéristiques, comme suit :

#### **1.4.1.1. Rotors rigides**

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

#### **1.4.1.2. Rotors flexibles**

Un rotor est généralement considéré comme étant flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle. Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible. [16]

### **1.5. Contrôle des vibrations de rotors**

Durant les dernières années, le contrôle des vibrations des rotors rigide ou flexible, a été utilisé dans un nombre croissant d'applications, surtout dans les pompes turbo moléculaires, les compresseurs, les broches tournantes des machines à moleter et les turbines à vapeur.

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

---

### 1.5.1. Contrôle passif

La stratégie du contrôle passif consiste à introduire des dispositions constructives et des matériaux particuliers permettant de minimiser la transmission des vibrations à l'environnement.

Le réglage passif des paramètres du système n'aboutit généralement pas au comportement dynamique désiré à cause des effets des fortes charges dynamiques. C'est une des raisons pour lesquelles on doit s'intéresser au contrôle actif et semi-actif des vibrations des rotors.

### 1.5.2. Contrôle actif

L'idée de contrôle actif est de bloquer la vibration en exerçant une vibration antagoniste créée artificiellement avec des propriétés en miroir, à tout instant, relativement à la vibration indésirable, pour rendre nulle leur somme vectorielle.

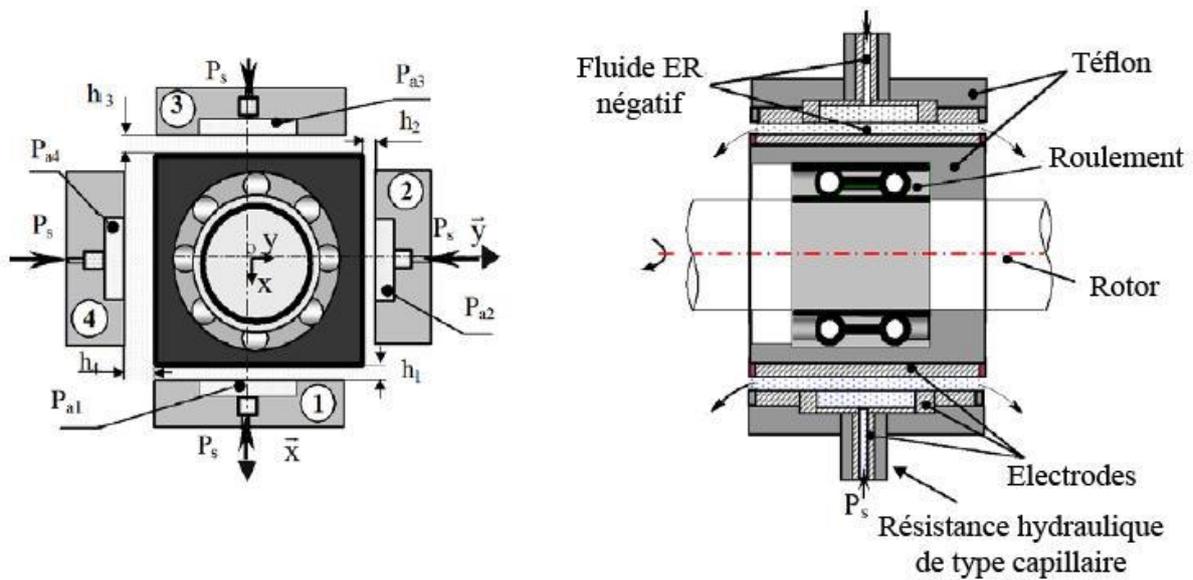
Ce type de contrôle nécessite une source d'énergie extérieure considérable, alors que le contrôle semi-actif nécessite une énergie limitée.

### 1.5.3. Contrôle semi-actif

Le contrôle semi-actif des vibrations des rotors dans les machines tournantes est lié à l'utilisation des fluides intelligents comme lubrifiants dans les paliers fluides. L'emploi de l'amortissement par écrasement du film d'huile, appelé également film fluide- amortisseur, ("squeeze film damper"), lubrifié par un fluide intelligent constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations lors des passages des vitesses critiques.

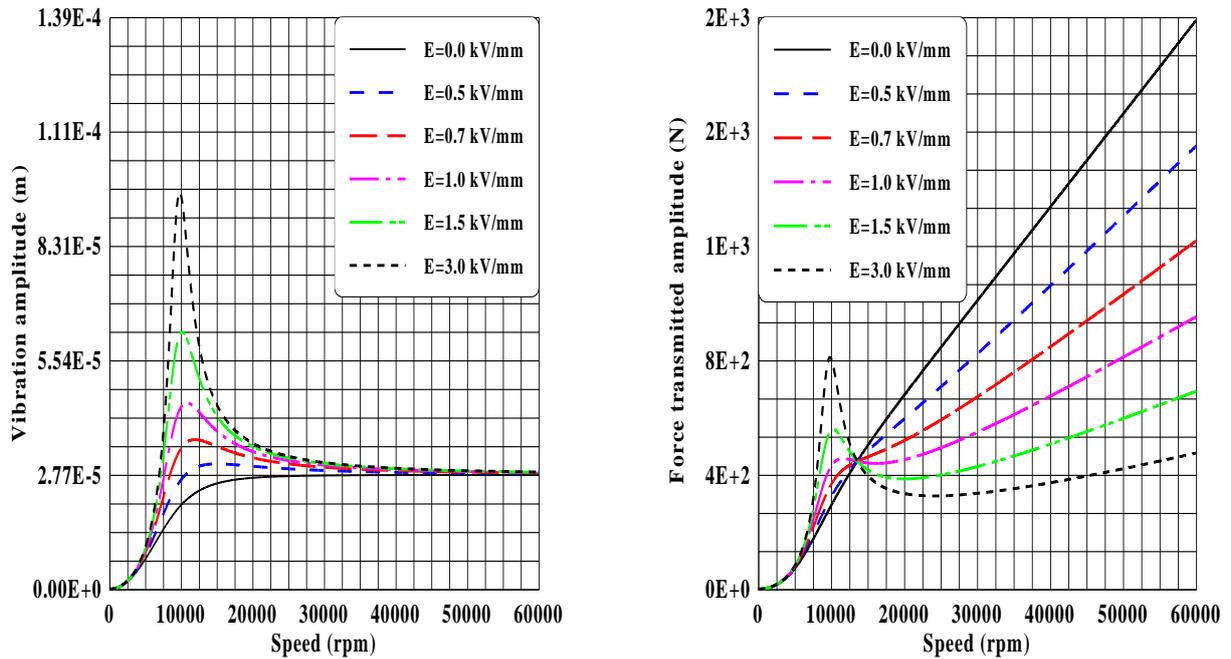
### 1.5.4. Travaux récents sur le control des vibrations

Le contrôle des vibrations des machines tournantes a attiré l'attention de plusieurs chercheurs. L'utilisation des nouveaux paliers comme les paliers hydrostatiques fonctionnant comme un ressort-amortisseur (squeeze film damper) est constitué l'une des solutions les plus étudié. Le travail initié par le professeur Bouzidane [17] sur l'utilisation de ce type de palier pour réduire les vibrations dans les machines tournantes a mené à une série des travaux pour bien déterminer la possibilité de contrôler ces vibrations, soit en utilisant un fluide conventionnel, un fluide intelligent, un fluide micropolaire, et soit dans le régime laminaire ou turbulent (figure 1.13).



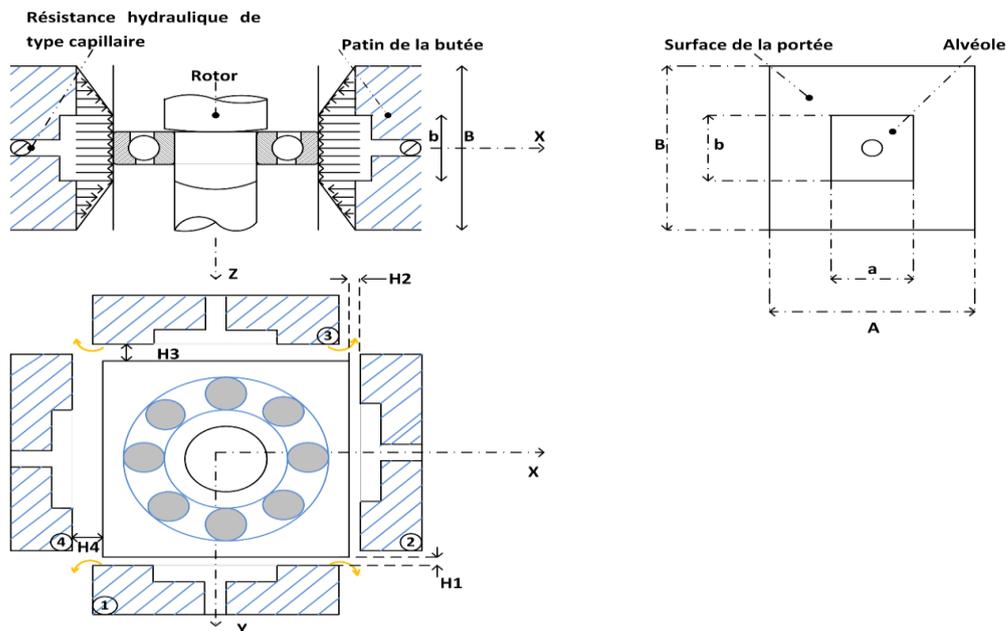
**Figure 1.13:** Palier à quatre patins hydrostatiques alimenté par un fluide électrorhéologique négatif. [17]

Les résultats obtenus ont montré que, dans le but de réduire la réponse vibratoire du rotor excité par un déséquilibre, il suffit d'utiliser un fluide avec une viscosité élevée afin d'obtenir un amortissement élevé. Cependant, le fluide électrorhéologique négatif doit être activé lors du fonctionnement à des vitesses supérieures aux vitesses critiques sans augmenter les vibrations du rotor. L'utilisation d'un fluide électrorhéologique négatif (NER) est très efficace lorsque la force transmise à la base doit être réduite. Lorsque le rotor fonctionne proche à des vitesses critiques, il ne faut pas activer le champ électrique afin d'obtenir un amortissement élevé. Lorsque la vitesse d'excitation est supérieure à 1.4 fois la vitesse critique, le champ électrique doit être activé afin de réduire l'amortissement (figure 1.14). [17]



**Figure 1.14:** Amplitude de vibration et force transmise en fonction de vitesse pour différentes valeurs du champ électrique.

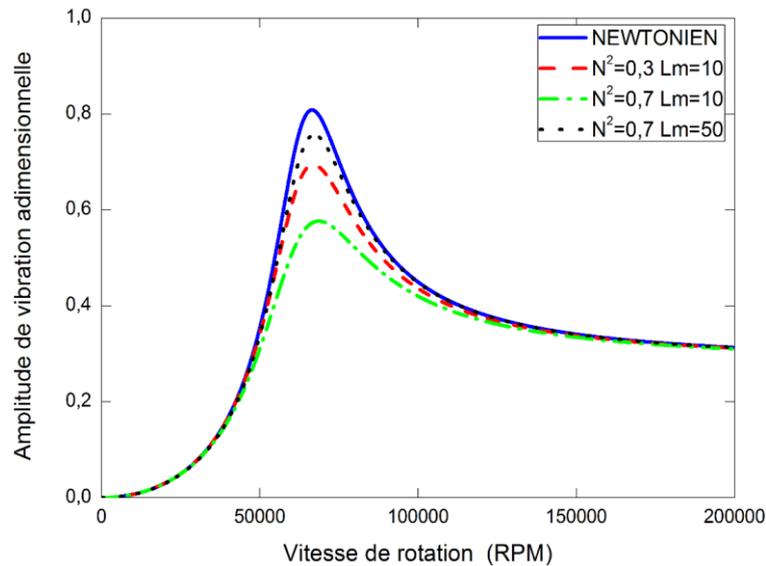
Benariba [18] a étudié un palier hydrostatique à quatre patins lubrifiés par un fluide micropolaire. L'étude a été portée sur l'influence des paramètres caractéristiques du fluide micropolaire et l'effet du rapport de pression sur les caractéristiques statiques et dynamiques du palier hydrostatique, ainsi que sur l'amplitude de vibration et les forces transmises (la figure 1.15 présente le schéma de palier étudié).



**Figure 1.15:** Schéma d'un palier à roulement monté sur un (HSFD).

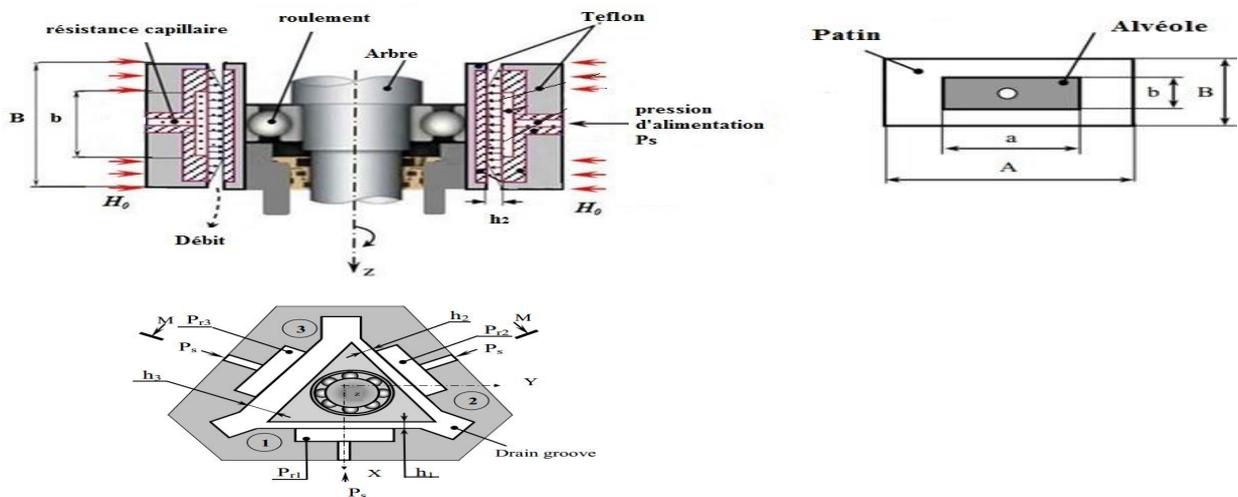
## Chapitre 1. Etude Bibliographique

Les résultats obtenus Par l'étude de Benariba [18], sont présentés dans la figure 1.16, qui montre l'effet des paramètres du fluide micropolaire sur l'amplitude de vibration. Les courbes montrent une meilleure stabilité pour les fluides micropolaires par rapport à celle du fluide newtonien où on remarque une réduction de la valeur de l'amplitude de vibration autour de la vitesse critique.



**Figure 1.16:** Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du  $N$  et  $Lm$ .

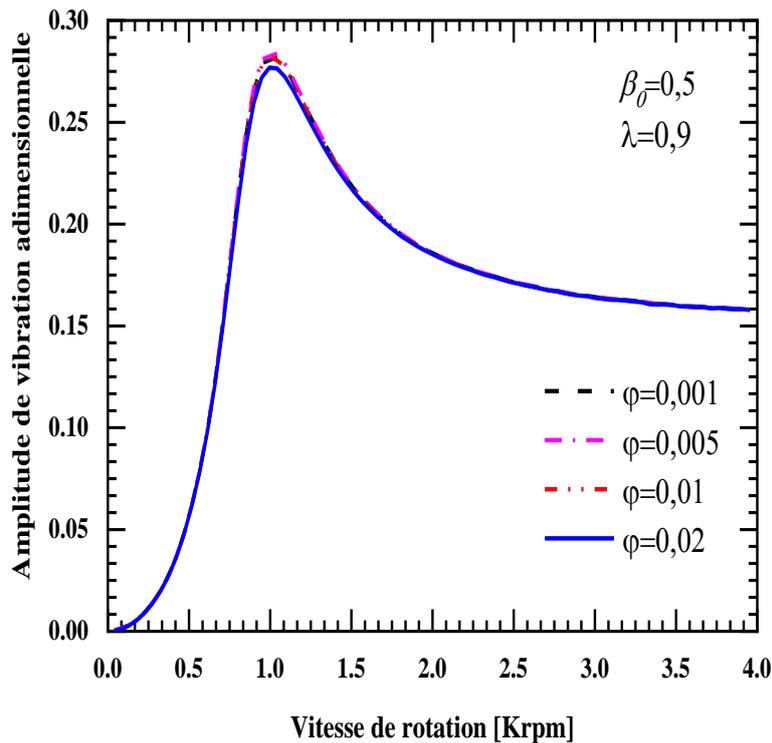
Dans l'étude de Belgacem [19], une méthode non-linéaire a été réalisée en utilisant le modèle de Jenkins afin d'étudier l'effet de la lubrification des ferrofluides sur l'amplitude des vibrations et les forces transmises du HSFDF (la figure 1.17 présente Principe de fonctionnement d'un palier).



**Figure 1.17:** Palier hydrostatique alimenté par un fluide ferrofluide.

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

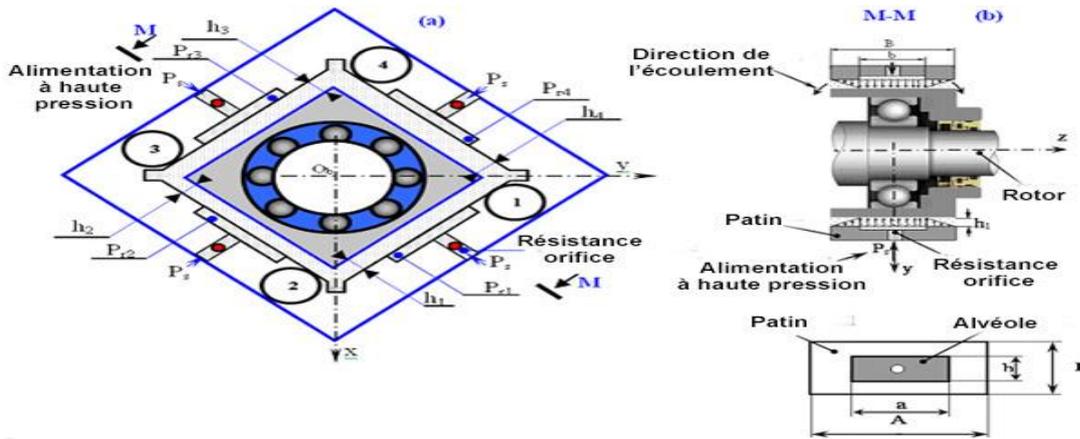
La figure 1.18 explique les résultats obtenus par l'étude de Belgacem [19] sont présentés dans les courbes qui montrent l'effet du paramètre de concentration de particules et de la vitesse de rotation sur l'amplitude de vibration pour un paramètre matériel de Jenkins de 0,9 ( $\lambda=0.9$ ). Cette figure montre que près de la vitesse critique, l'amplitude de vibration devient très importante lorsque le paramètre de concentration en particules diminue car la diminution du taux d'amortissement est due à la diminution de la viscosité des ferrofluides.



**Figure 1.18 :** Amplitude de vibration adimensionnelle en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du paramètre de concentration des nanoparticules.

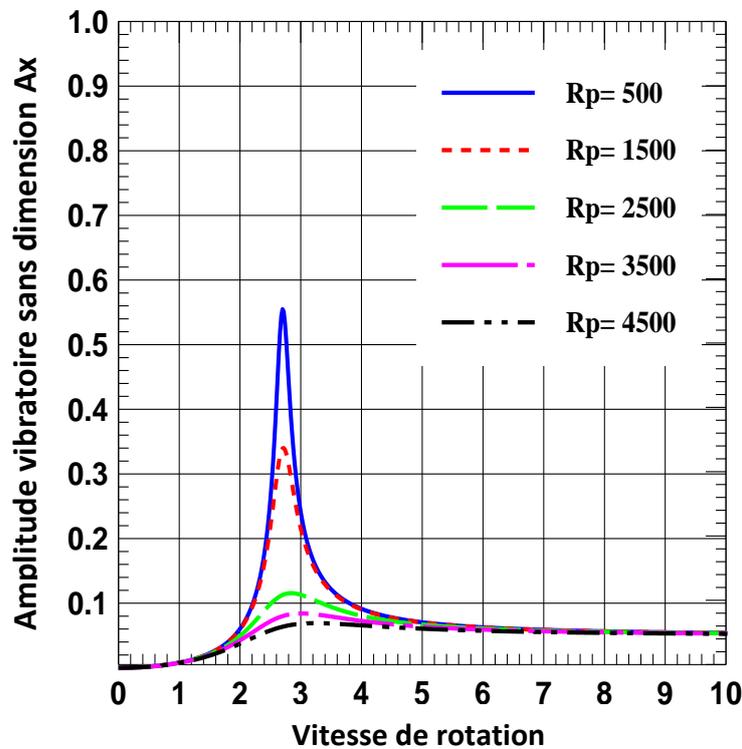
Nemchi [20] a fait une étude sur des paliers fluides à quatre patins hydrostatiques, chargés entre deux patins en régime laminaire et turbulent. L'étude a été faite sur les performances des caractéristiques d'une configuration plane d'un palier hydrostatique en différents régimes et le comportement dynamique d'un rotor rigide monté sur ce type de palier (la figure 1.19 présente le schéma de palier étudié).

# Chapitre 1. Etude Bibliographique



**Figure 1.19:** (a) Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins chargés entre deux patins, (b) Coupe transversale et détails géométriques d'un patin hydrostatique.

Les résultats obtenus sont présentés dans la figure 1.20, qui montre que l'influence du nombre de Reynolds de Poiseuille et de la vitesse de rotation sur l'amplitude de vibration sans dimension verticale et horizontale. Ces courbes montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds de Poiseuille diminue la réponse au déséquilibre, notamment près de la vitesse critique due à l'augmentation du taux d'amortissement. [20]

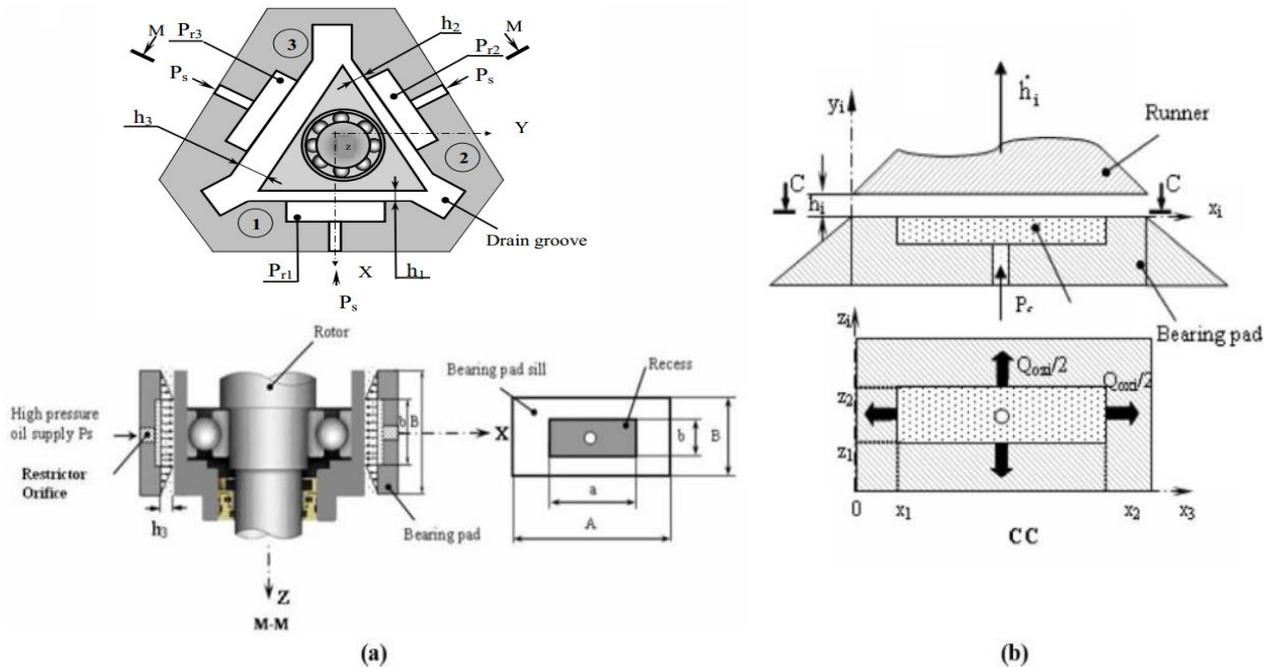


**Figure 1.20:** l'effet de vitesse de rotation et du nombre de Reynolds de Poiseuille sur l'amplitude de vibration sans dimension.

## Chapitre 1. Etude Bibliographique

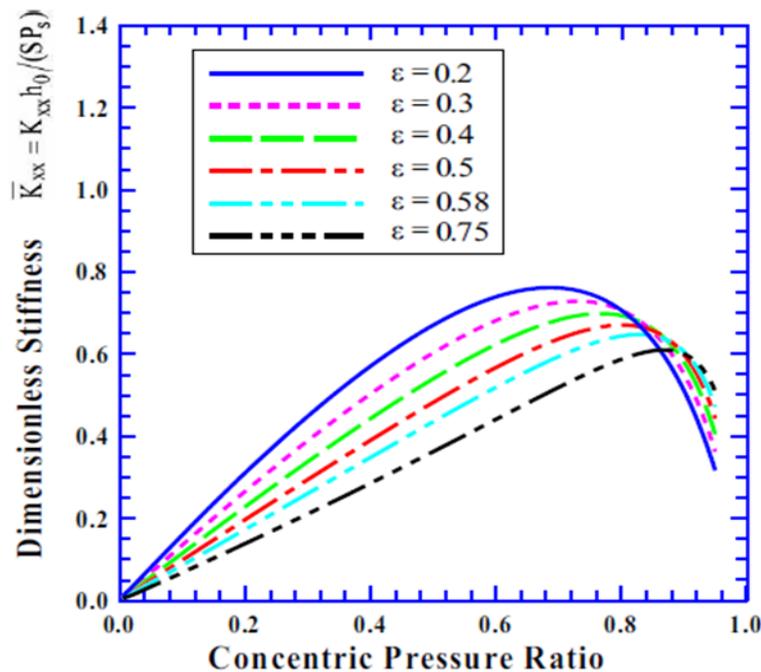
Aboshighiba [21] a étudié la distribution de la pression dans un palier hydrostatique alimenté par une résistance hydraulique de type capillaire en régime turbulent, en tenant compte des effets d'inertie du fluide.

Hammou [22] a fait une étude sur un palier hydrostatique à trois patins alimenté par des résistances 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. 1.21).



**Figure 1.21 :** Palier hydrostatique à trois patins.

Les résultats obtenus par Hammou [22] pour le coefficient de raideur en fonction du rapport de pression pour différentes valeurs d'excentricité sont présentés dans la figure 1.22. Cette figure montre que le coefficient de raideur diminue avec l'augmentation de l'excentricité.



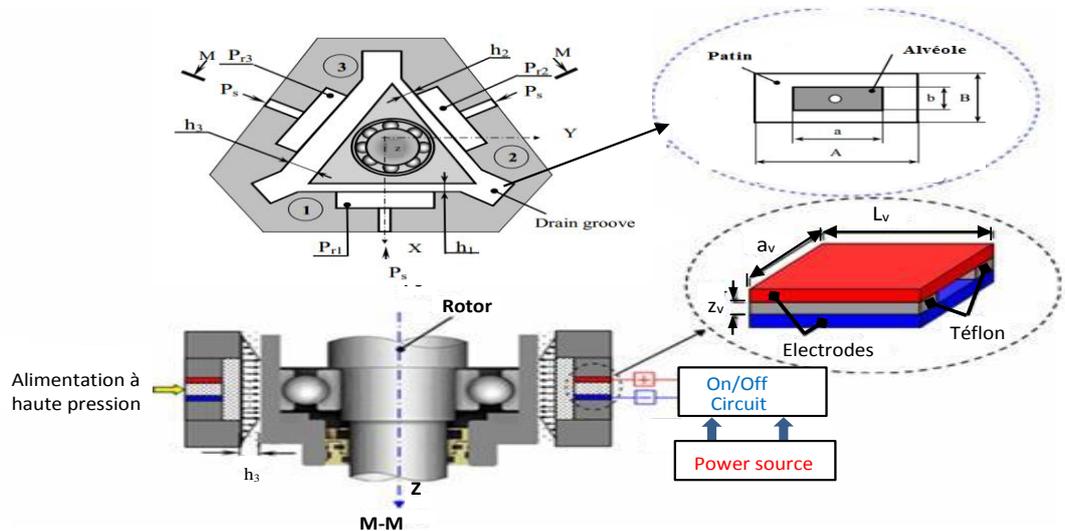
*Figure 1.22 : :Variation de la rigidité sans dimension  $K_{xx}$  en fonction du rapport concentrique pour différentes valeurs du rapport d'excentricité.*

### 1.6. Objectif de ce travail

L'objectif de ce projet de fin d'étude est d'étudier le contrôle de vibrations et des forces transmises d'un rotor rigide supporté par des paliers à trois patins hydrostatique intelligents. Le fluide intelligent utilisé comme lubrifiant dans cette étude est le fluide électrorhéologique négatif. Ce fluide est introduit à l'intérieur du palier par une pompe extérieure à travers des valves électrorhéologique. La valve électrorhéologique joue le rôle d'une résistance hydraulique et assure l'application du champ électrique sur le fluide avant qu'il entre dans les patins (figure 1.21).

Cette étude est une continuation de travail fait par Abed [3], où elle a étudié un palier hydrostatique intelligent alimenté par des valves électrorhéologiques, en développant un modèle linéaire par une méthode numérique.

Dans ce travail, les caractéristiques dynamiques du palier hydrostatique intelligent ont été étudiées par une méthode analytique dans le cas d'un palier infiniment long, afin de comprendre l'influence des plusieurs paramètres sur ces caractéristiques. Les résultats obtenus ont été utilisé pour déterminer l'amplitude de vibrations et les forces transmises.



*Figure 1.23: Palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.*

## 1.7. Conclusion

Dans ce chapitre, Nous avons présenté les paliers hydrostatiques, leurs avantages et inconvénients, et leur principe de fonctionnement.

Une étude sur les fluides électrorhéologique a été également considérée, où nous avons défini ces fluides, leur constitution et leur mécanisme, ainsi que la différence entre un fluide ER positif et un fluide ER négatif.

Enfin, nous avons présenté les travaux récents faits dans le domaine de contrôle de vibration des rotors à l'aide des paliers hydrostatique.

# *Chapitre 2*

*Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins*

### *Chapitre 2*

#### *Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique*

#### *à trois patins*

### **2.1. Introduction**

Le but de ce chapitre est de présenter le modèle mathématique pour calculer les caractéristiques d'un palier hydrostatique à trois patins alimentés par des valves électrorhéologiques, ainsi que l'amplitude de vibration et la force transmise au palier.

La méthode utilisée c'est la méthode analytique dans le cas d'une butée hydrostatique infiniment longue.

Le comportement dynamique est déterminé à partir de la résolution de l'équation de Reynolds en supposant que l'écoulement du fluide est incompressible et le régime est laminaire, isotherme et permanent.

### **2.2. Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques intelligents**

Un rotor rigide vertical monté sur un palier hydrostatique intelligent composé de trois patins hydrostatiques identiques est présenté dans la figure 2.1. [23]

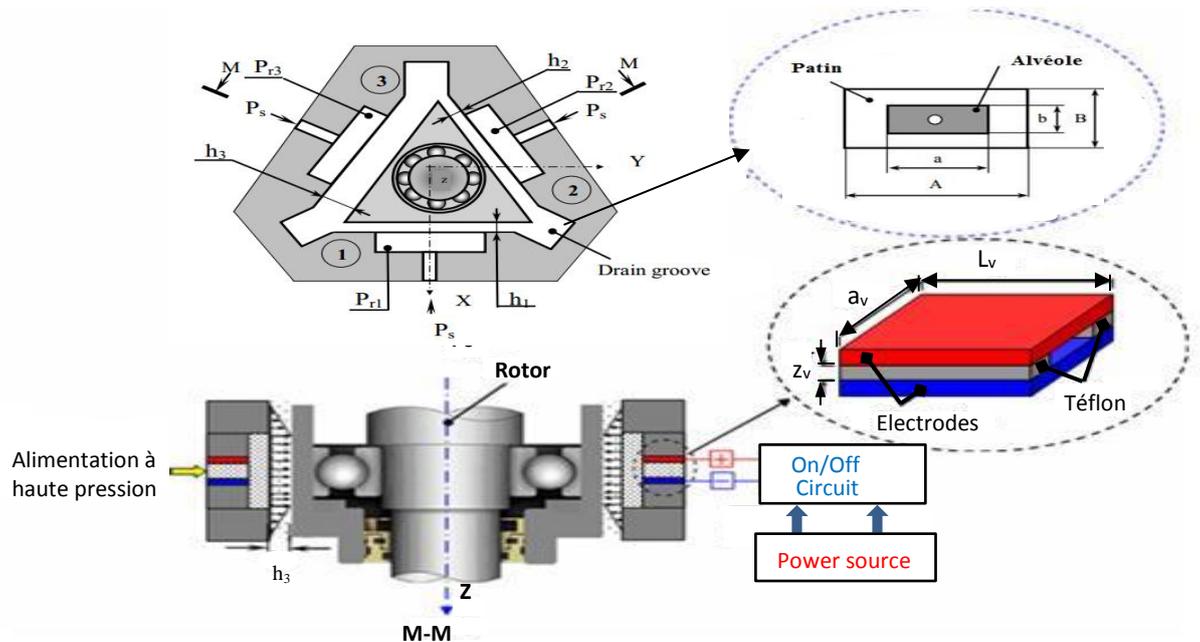
Un fluide électrorhéologique négatif est alimenté à partir d'une source externe sous pression ( $P_S$ ) au palier hydrostatique à travers trois valves électrorhéologiques.

Les caractéristiques de performance peuvent être obtenues en considérant le palier comme la juxtaposition des trois patins hydrostatiques.

La valve électrorhéologique, comme représentée dans la figure 2.1, est composée d'une paire d'électrodes plates et un isolant (Téflon).  $a_v, L_v, Z_v$  représentent les dimensions de la valve électrorhéologique.

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

- Les électrodes de chaque valve électrorhéologique sont fixes.
- La valve est conçue selon le mode d'écoulement. Dans ce mode, les caractéristiques d'écoulement telles que la vitesse et la pression sont contrôlées en variant le champ électrique appliqué.
- Une source d'énergie est nécessaire pour générer un champ électrique avec un circuit on-off qui contrôle l'application du champ électrique.



**Figure 2.1 :** Schématisation d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentés par des valves électrorhéologiques.

- Soit  $h_0$  l'épaisseur du film en position centrée :
- L'épaisseur du film de la butée hydrostatique à simple effet n°1 :

$$h_1 = h_0 - x_1^* \quad (2.1)$$

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

$$h_2 = h_0 - x_2^* \quad (2.2)$$

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

$$h_3 = h_0 - x_3^* \quad (2.3)$$

Où  $x_1^*$   $x_2^*$   $x_3^*$  sont obtenus comme suit (figure 2.2) :

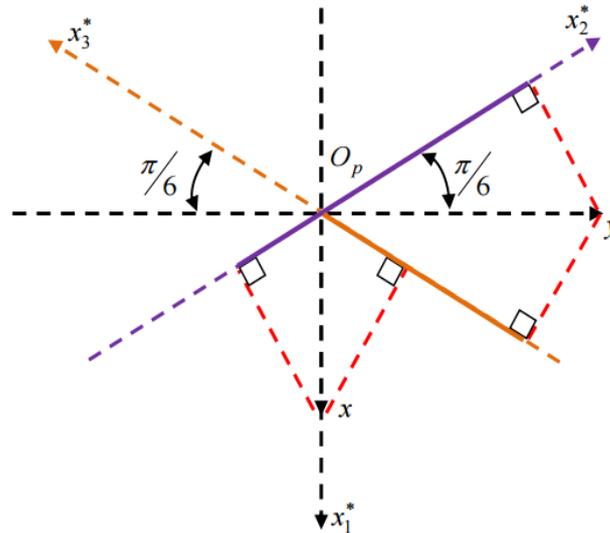
$$x_1^* = x \quad (2.4)$$

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

$$x_2^* = -x \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + y \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \quad (2.5)$$

$$x_3^* = -x \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + y \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \quad (2.6)$$



**Figure 2.2:** Système d'axes.

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

$$h_1^* = \frac{dh_1}{dt} = x^* \quad (2.7)$$

$$h_2^* = \frac{dh_2}{dt} = x^* \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - y^* \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \quad (2.8)$$

$$h_3^* = \frac{dh_3}{dt} = x^* \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + y^* \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \quad (2.9)$$

### 2.3. Palier infiniment long

Lorsque le rapport  $L/B$  de la longueur à la largeur de palier est grand, on peut négliger le débit axial. En pratique, ce calcul s'applique aux paliers tels que  $L/B > 4$ .

Considérons une butée plane infiniment longue à un alvéole central ; on notera  $P_a$  la pression dans l'alvéole. La butée étant supposée infiniment longue, les calculs seront effectués pour une longueur  $L$  (Figure 2.3). [4]

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

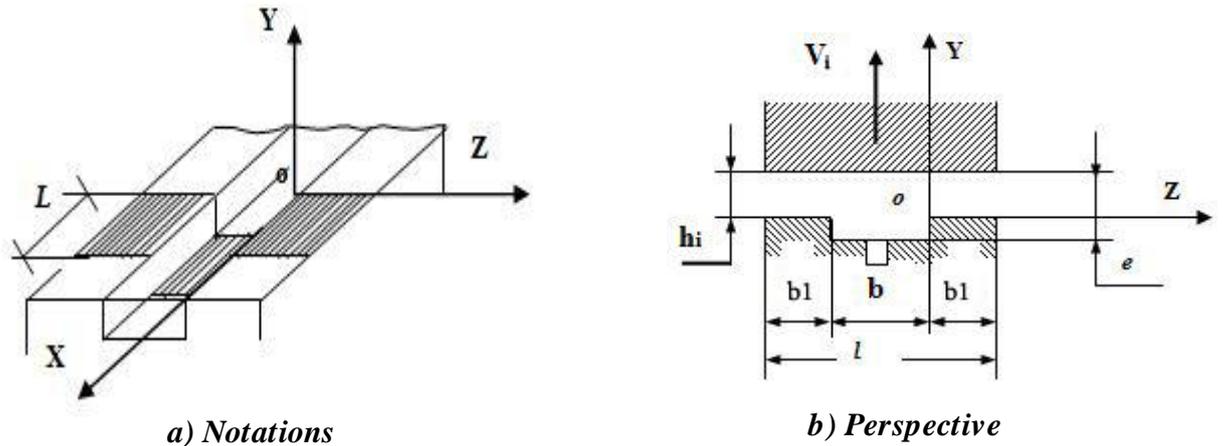


Figure 2.3: Butée plane infiniment longue. [4]

### 2.4. Etude dynamique d'un palier hydrostatique

#### 2.4.1. Champ de pression

L'équation de Reynolds est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique dont l'inconnue principale est la pression. La valeur de la pression dans le film dépend non seulement de la géométrie du contact et de sa cinématique, mais aussi des conditions aux limites sur la pression retenue lors de la résolution de l'équation de Reynolds. [24]

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \frac{h_i^3}{\mu} \left( \frac{\partial P_i}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{h_i}{\mu} \left( \frac{\partial P_i}{\partial Z} \right) \right] = 12V_i \quad (2.10)$$

Où :

$h_i$ : L'épaisseur de film.

$\mu_{ER}$ : La viscosité du fluide électrorhéologique négatif.

$P_i$ : La pression.

$V_i$ : La vitesse d'écrasement du fluide.

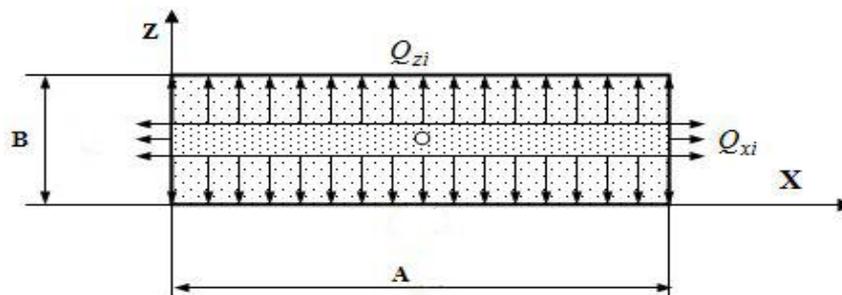


Figure 2.4: Débit sortant de l'alvéole d'une butée hydrostatique infiniment longue. [3]

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

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

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

Lorsque le rapport  $A/B$  est grand, on peut négliger le débit sortant suivant l'axe des

X. Donc on n'a pas de variation de pression suivant l'axe X :  $\frac{\partial P_i}{\partial X} = 0$

Ainsi, l'équation de Reynolds (2.10) devient :

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

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

On intègre l'équation (2.11) en appliquant les conditions aux limites sur la pression :

$P_i = P_{ai}$  Pour  $z = 0$

$P_i = 0$  Pour  $z = b_1$

On obtient :

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

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

### 2.4.2. La charge portante

La valeur de la charge W que peut supporter le contact est obtenue par intégration de la pression dans le film.

$$W_{pi} = \int_S P_i ds = \int_{S_1} P_{ai} ds + \int_{S_2} P_i ds \quad (2.13)$$

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

Après intégration, on obtient :

$$W_{Pi} = P_{ai} L (b_1 + b) - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (2.14)$$

On peut écrire cette relation sous la forme suivante :

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w - \frac{2\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^3 L \quad (2.15)$$

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 (2.15)

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w \quad (2.16)$$

### 2.4.3. Débit de lubrifiant

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

La vitesse du fluide est donnée par la relation [25] :

$$u_{zi} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial Z} y(y - h_i) \quad (2.17)$$

Le débit volumique  $Q_{si}$  du fluide qui sort de la butée n°i est obtenu par intégration de la vitesse axiale à travers une section droite qui s'écrit ici :

$$Q_{si} = L \left( \int_0^{h_i} U_{zi(z=b_1)} - \int_0^{h_i} U_{zi(z=-b_1-b)} \right) dy \quad (2.18)$$

D'où le débit volumique est obtenu comme suit :

$$Q_{si} = \frac{L h_i^3 \left( P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{6b_1 \mu} \quad (2.19)$$

Soit, en introduisant le coefficient de débit  $K_Q$  :

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu} K_Q \quad (2.20)$$

Avec :  $K_Q = \frac{L}{6b_1}$

Ou bien :

$$Q_{si} = \frac{h_i^3 \left( \beta_i P_s - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu} K_Q \quad (2.21)$$

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

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

$$Q_{vol,i} = \frac{dv_i}{dt} \quad (2.22)$$

Avec :

$$v_i = S_1 \times e_i$$

$$e_i = h_i + e_a$$

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 :

$$Q_{vol,i} = S_1 \frac{dh_i}{dt} \quad (2.23)$$

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

### 2.4.3.3. Débit de la valve électrorhéologique

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

:

$$Q_{ERvi} = \frac{a_v Z_v^3}{12L_v \mu_{ER}} (P_s - P_{ai}) \quad (2.24)$$

Avec :

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

$P_s$ : La pression d'alimentation

$a_v, L_v, Z_v$ : sont les dimensions de la valve électrorhéologique.

$\mu_{ER}$ : Viscosité dynamique.

### 2.4.4. Calcul de la pression dans l'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 :

$$Q_{ERvi} = Q_{si} + Q_{vol\ i} \quad (2.25)$$

Où :

$Q_{ERvi}$ : Débit du fluide intelligent à travers la valve électrorhéologique relatif à la butée à simple effet n° $i$ .

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

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

L'équation (2.22) peut s'écrire comme suit :

$$Q_{ERvi} = \frac{a_v Z_v^3}{12L_v \mu_{ER}} (P_s - P_{ai}) = Q_{si} + Q_{vol,i} \quad (2.26)$$

Alors :

$$Q_{ERvi} = \frac{a_v Z_v^3}{12L_v \mu_{ER}} (P_s - P_{ai}) = \frac{K_V}{\mu_{ER}} (P_s - P_{ai}) \quad (2.27)$$

Où :

$$K_V = \frac{a_v Z_v^3}{12L_v} \quad (2.28)$$

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

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

Soit :

$$\frac{K_V}{\mu_{ER}} (P_s - P_{ai}) = \frac{h_i^3 \left( P_{ai} - \frac{6\mu \dot{h}_i}{h_i^3} b_1^2 \right)}{\mu} K_Q + S_1 \dot{h}_i \quad (2.29)$$

Donc :

$$P_{ai} = \frac{P_s + \frac{6\mu \dot{h}_i}{K_V} (6b_1^2 K_Q - S_1)}{1 + \frac{h_i^3 \mu_{ER} K_Q}{\mu K_V}} \quad (2.30)$$

### Cas particulier

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

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

$$P_{ai} = \frac{P_s}{1 + \frac{\mu_{ER} h_i^3 K_Q}{\mu K_V}} \quad (2.31)$$

Donc :

$$\beta_i = \frac{P_{ai}}{P_s} = \frac{1}{1 + \frac{\mu_{ER} h_i^3 K_Q}{\mu K_V}} \quad (2.32)$$

Soit  $\beta_i = \beta_0$  et  $h_i = h_0$  ;  $\mu = \mu_{ER}$ , la relation de l'épaisseur du film de lubrifiant  $h_0$  est déduite de la relation (2.32)

$$h_0 = \left[ \frac{K_V}{K_Q} \left( \frac{1}{\beta_0} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.33)$$

Où :

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

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

### 2.4.5. 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 [25] :

$$K_{pi} = - \frac{dW_{pi}}{dh_i} \quad (2.34)$$

Avec :

$$W_{pi} = \beta_i P_s S K_w \quad (2.35)$$

Où :

$$P_{ai} = \frac{P_s}{1 + \frac{\mu_{ER} h_i^3 K_Q}{\mu K_V}}$$

Donc :

$$K_{pi} = \frac{3\beta_i(1-\beta_i)P_sSK_w}{h_i} \quad (2.36)$$

### 2.4.6. 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 [25] :

$$C_{pi} = - \frac{dW_{pi}}{d\dot{h}_i} \quad (2.37)$$

D'après la relation (2.15), on a :

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

Et d'après la relation (2.30), on a :

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

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

Alors :

$$C_{Pi} = -SK_w \frac{\mu}{K_v} (6b_1^2 K_Q - S_1) \beta_i + \frac{2\mu b_1^3}{h_i^3} L \quad (2.38)$$

### 2.4.7. Coefficients dynamiques équivalents

Les coefficients de raideur et d'amortissement équivalents peuvent être obtenus comme suit [25] :

$$K_{eq} = \sum_{i=1}^{i=3} K_{Pi} \begin{pmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{pmatrix} \quad (2.39)$$

$$C_{eq} = \sum_{i=1}^{i=3} C_{Pi} \begin{pmatrix} \cos^2(\alpha_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) \\ -\cos(\alpha_i)\sin(\alpha_i) & \sin^2(\alpha_i) \end{pmatrix} \quad (2.40)$$

### 2.5. Dynamique de rotor

Afin d'étudier le comportement dynamique linéaire du rotor, il faut calculer l'amplitude de vibrations et la forces transmise au bâti.

Soit  $(O_j, x, y)$  les coordonnées du centre de palier (figure 2.5).

Le rotor est déséquilibré avec un centre d'inertie  $(O_b)$  à une distance  $e$  du centre géométrique  $O_j$ . L'équation du mouvement du rotor en coordonnées cartésiennes peut être s'écrit comme suit :

$$M \ddot{x} = F_x + Me_x \omega^2 \cos \omega t \quad (2.41)$$

$$M \ddot{y} = F_y + Me_y \omega^2 \sin \omega t \quad (2.42)$$

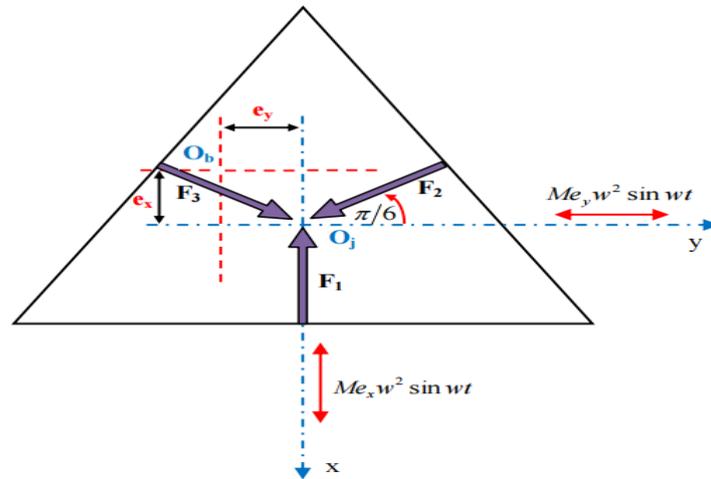
Où :

$M$  est la masse du rotor ;

$e_x$  et  $e_y$  sont les excentricités suivant  $x$  et  $y$  respectivement;

$\omega$  est la fréquence d'excitation ;

$F_x$  et  $F_y$  sont les forces hydrostatiques suivant  $x$  et  $y$  respectivement.



**Figure 2.5:** Rotor relatif à un palier hydrostatique à trois patins soumis à un balourd. [3]

Les forces hydrostatiques sont déterminées comme suit (figure 2.5) :

$$F_x = K_{eqx} h_i - C_{eqx} \dot{h}_i \quad (2.43)$$

$$F_y = K_{eqy} h_i - C_{eqy} \dot{h}_i \quad (2.44)$$

### 2.5.1. Taux d'amortissement

Le taux d'amortissement est une mesure sans dimension décrivant la décroissance des oscillations d'un système après une perturbation, il est déterminé comme suite :

$$C_F = \frac{C_{eq}}{2\sqrt{MK_{eq}}} \quad (2.45)$$

### 2.5.2. Amplitude de vibration

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

$$x(t) = X \cos(\omega t - Q_x) \quad (2.46)$$

$$y(t) = Y \sin(\omega t - Q_y) \quad (2.47)$$

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

$$A = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (2.48)$$

Où :

## Chapitre 2. Etude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins

---

$$X = \frac{Me_x w^2 / K_{eqx}}{\sqrt{(1-r_x^2)^2 + (2C_{F_x} r_x)^2}} \quad (2.49)$$

$$Y = \frac{Me_y w^2 / K_{eqy}}{\sqrt{(1-r_y^2)^2 + (2C_{F_y} r_y)^2}} \quad (2.50)$$

### 2.5.3. Transmissibilité

La force transmise au bâti peut être obtenue comme suit :

$$F_t = \sqrt{F_{tx}^2 + F_{ty}^2} \quad (2.51)$$

$$F_{tx} = \frac{\sqrt{1 + (2C_{F_x} r_x)^2}}{\sqrt{(1-r_x^2)^2 + (2C_{F_x} r_x)^2}} \quad (2.52)$$

$$F_{ty} = \frac{\sqrt{1 + (2C_{F_y} r_y)^2}}{\sqrt{(1-r_y^2)^2 + (2C_{F_y} r_y)^2}} \quad (2.53)$$

Avec :

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.54)$$

Où  $\omega_n$  est la fréquence naturelle [rad/s].

### 2.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude de comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins alimentés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques.

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 et le taux d'amortissement.

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

# *Chapitre 3*

## *Résultats et Interprétations*

### *Chapitre 3*

#### *Résultats et Interprétations*

##### **3.1. Introduction**

L'objet principal de ce chapitre est consacré à présenter les résultats obtenus de notre étude qui est concerné par le comportement dynamique d'un palier hydrostatique à trois patins intelligents alimentés par des valves électrorhéologiques.

Les caractéristiques dynamiques, tels que le coefficient de raideur et d'amortissement et le taux d'amortissement, sont étudiés en fonction du champ électrique, rapport de pression et rapport d'excentricité, alors que l'amplitude de vibration et les forces transmises sont étudiés en fonction du champ électrique et la vitesse de rotation de l'arbre.

Les interprétations des résultats obtenues sont présentées dans ce chapitre.

##### **3.2. Paramètres de simulation**

Les paramètres numériques appliqués pour le calcul sont présentés dans le tableau 3.1.

<i>Paramètres</i>	<i>S I</i>
Longueur du palier : <b>L</b>	0.0762 [m]
Largeur du palier : <b>B</b>	0.0127 [m]
La surface du patin hydrostatique : <b>S</b>	12.0E-3 [m <sup>2</sup> ]
Largeur d'alvéole : <b>b</b>	B/2 [m]
La masse de l'arbre : <b>M</b>	60 [kg]
Longueur de la valve électrorhéologique : <b>L<sub>v</sub></b>	10E-3 [m]
Largeur de la valve électrorhéologique : <b>a<sub>v</sub></b>	12.0E-3[m]
L'épaisseur du film de la valve : <b>z<sub>v</sub></b>	0.25E-3[m]

## Chapitre 3. Résultats et Interprétations

---

La pression d'alimentation :  $P_s$

20 [Bar]

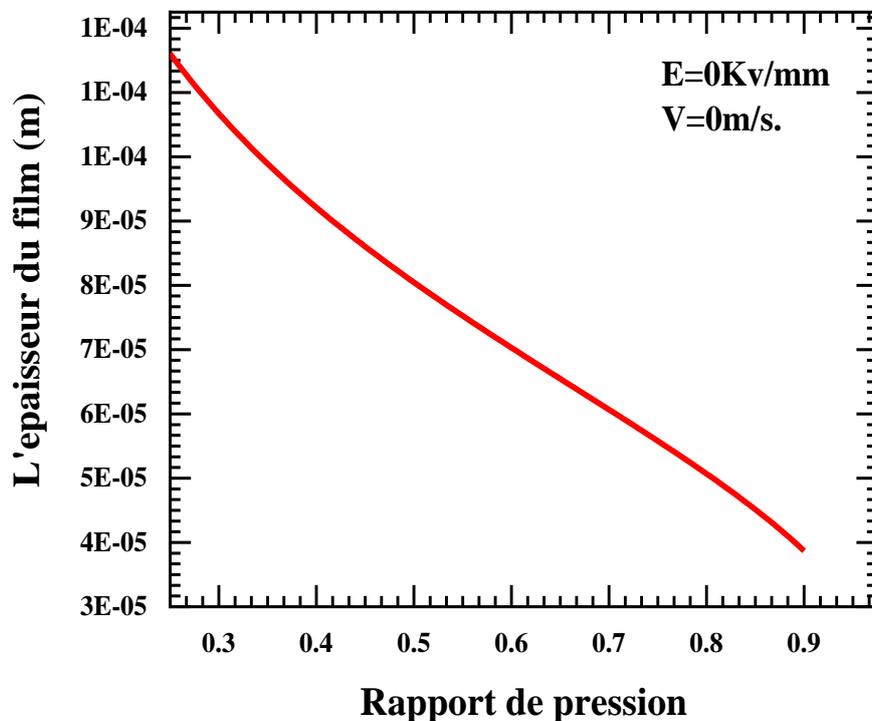
---

*Tableau 3.1: Paramètres de simulation.*

### 3.3. Analyse d'épaisseur de film

La figure 3.1 décrit la variation de l'épaisseur du film de lubrifiant en fonction du rapport de pression.

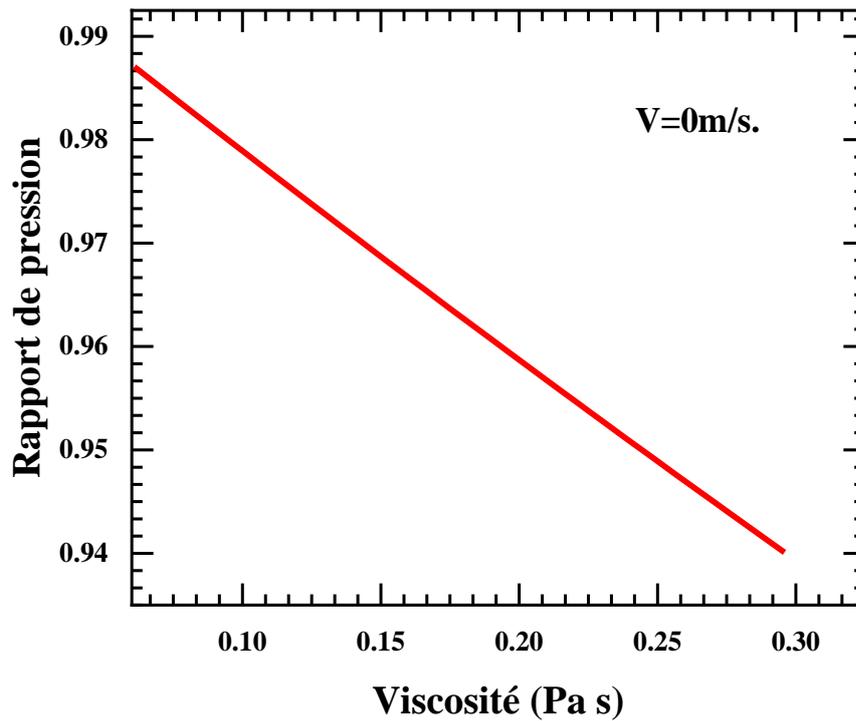
Ce courbe montre que l'épaisseur du film diminue avec l'augmentation du rapport de pression puisque d'après la relation (2.33), l'épaisseur du film de lubrifiant est inversement proportionnelle au rapport de pression.



*Figure 3.1: Variation de l'épaisseur du film en fonction de rapport de pression.*

### 3.4. Variation du rapport de pression en fonction du champ électrique

La figure 3.2 décrit la variation du rapport de pression en fonction de la viscosité du fluide électrorhéologique négatif. La courbe montre que le rapport de pression de fonctionnement diminue en fonction de viscosité, ce qui signifie que le rapport de pression augmente avec l'application du champ électrique.



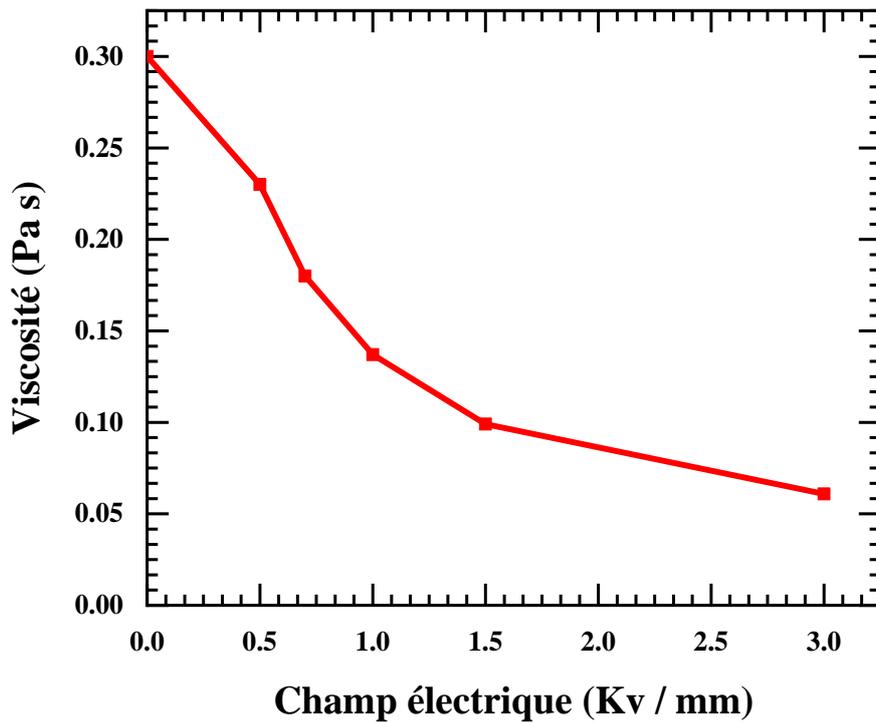
*Figure 3.2: Variation de rapport de pression en fonction de la viscosité.*

### 3.5.L'effet du champ électrique sur la viscosité

Le tableau 3.2 et la figure 3.3 décrivent la relation entre la viscosité et le champ électrique pour un fluide électro rhéologique négatif NER où les valeurs ont été obtenues à partir des études de Boissy [9].

<b>E (kV/mm)</b>	0	0.5	0.7	1	1.5	3
<b><math>\mu</math> (Pa. s)</b>	0.3	0.23	0.18	0.137	0.099	0.0609

*Tableau 3.2: Variation de la viscosité avec le champ électrique [9].*



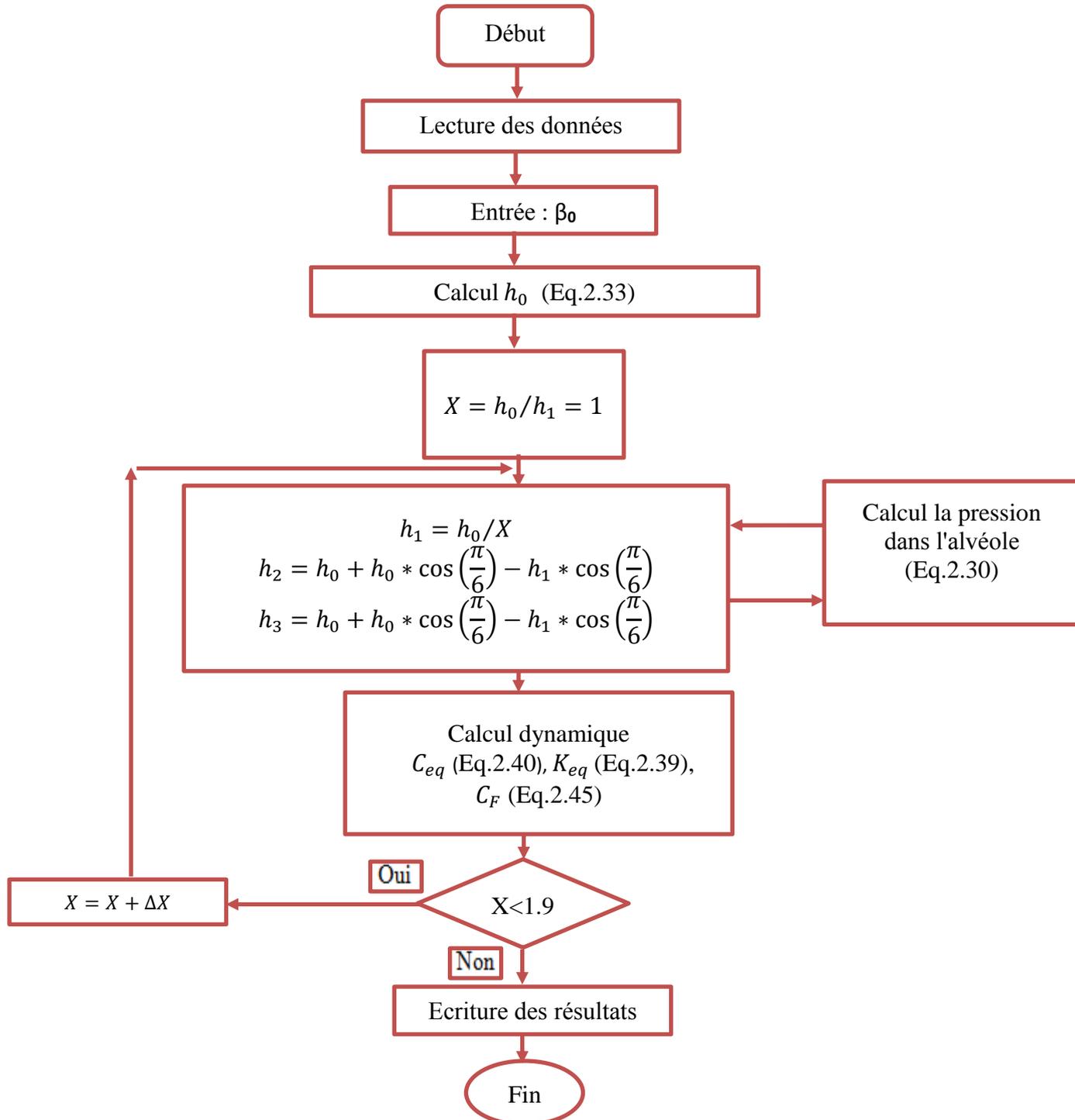
*Figure 3.3: Variation de la viscosité en fonction du champ électrique d'un NER fluide. [9]*

### 3.6. Influence du rapport de pression et de rapport d'excentricité sur les caractéristiques dynamiques

#### 3.6.1. Organigramme de calcul

La figure 3.4 présente l'organigramme de calcul des caractéristiques dynamique en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs de rapport de pression d'un palier hydrostatique à trois patins alimentés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques.

## Chapitre 3. Résultats et Interprétations



**Figure 3.4:** Organigramme de calcul des caractéristiques dynamiques en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression.

### 3.6.2. Résultats et interprétation

Les effets de rapports de pression et du rapport d'excentricité sur la variation du coefficient de raideur, le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement sont

### Chapitre 3. Résultats et Interprétations

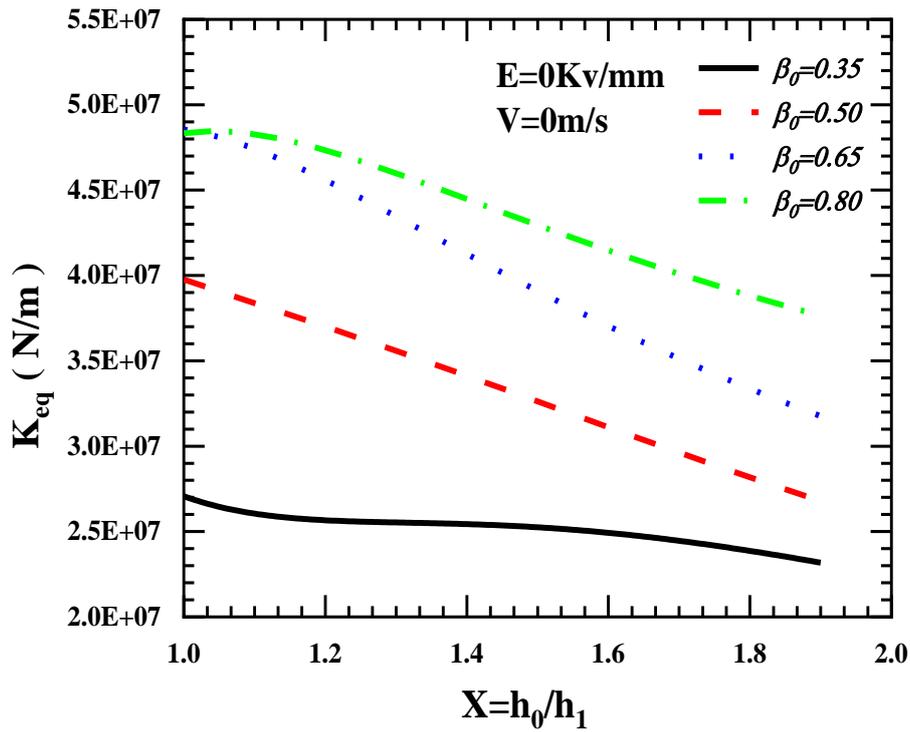
---

présentés dans les figures 3.5,3.6,3.7 respectivement, lorsque le champ électrique  $E = 0kV/mm$  et la vitesse d'écrasement  $V = 0m/s$ .

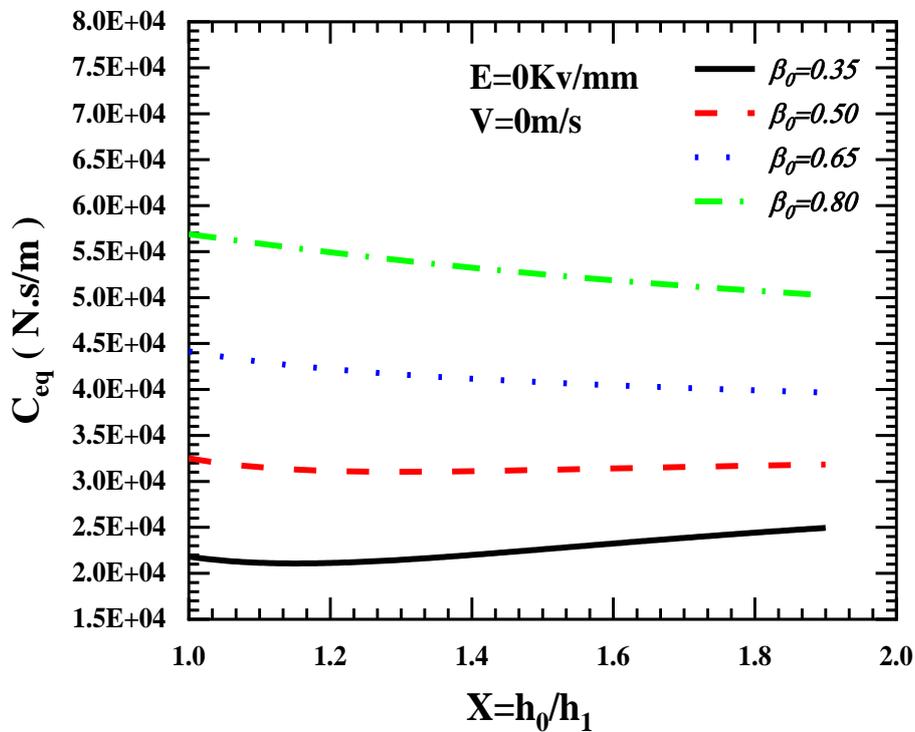
La figure 3.5 illustre la variation du coefficient de raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs de rapport de pression. La figure indique que la valeur optimale pour le coefficient de raideur est obtenue pour  $\beta_0 = 0.65$ , pour un champ électrique nul. Par ailleurs, le rapport de pression a un grand effet sur le coefficient de raideur, où ce dernier diminue en fonction du rapport de pression lorsque le rapport d'excentricité varie de 1.6 à 1.9, cet effet est justifié par l'équation (2.36).

L'influence du rapport d'excentricité et le rapport de pression sur le coefficient d'amortissement présente dans la figure 3.6. Ces graphes montrent que le coefficient d'amortissement augmente avec l'augmentation de rapport de pression  $\beta_0$  entre 0.35 à 0.8, comme il est démontré par l'équation (2.38).

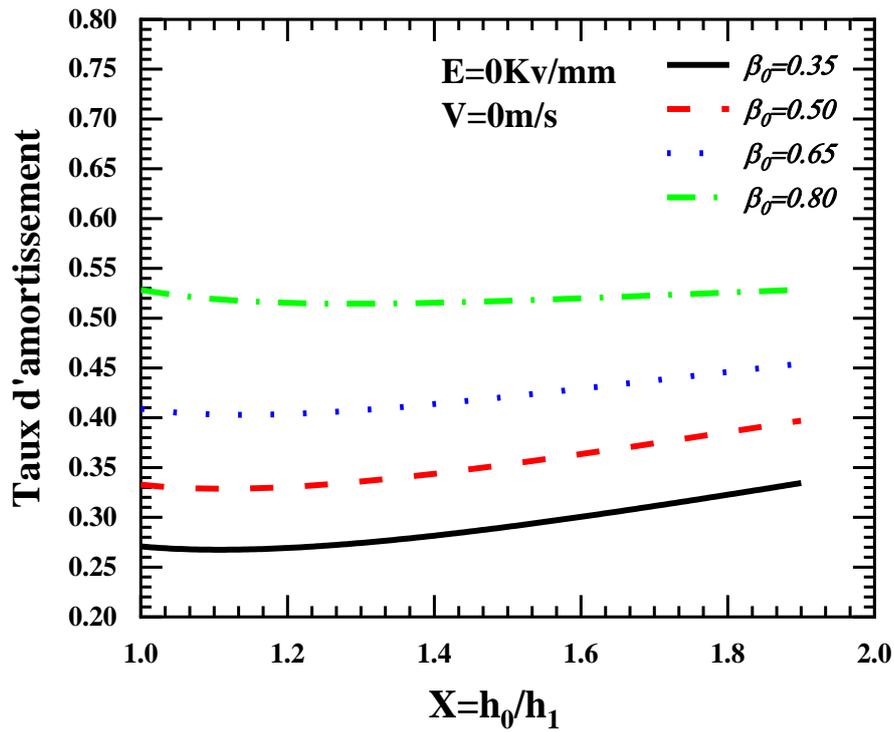
La figure 3.7 représente l'effet du rapport d'excentricité sur le taux d'amortissement pour différentes valeurs de rapports de pression. Cette figure indique que le taux d'amortissement augmente lorsque le rapport de pression augmente, ce qui est justifiée par la diminution du coefficient de raideur et l'augmentation du coefficient d'amortissement, Ceci est expliquée par l'équation (2.45).



*Figure 3.5: Variation du coefficient de raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression.*



*Figure 3.6: Variation du coefficient d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression.*

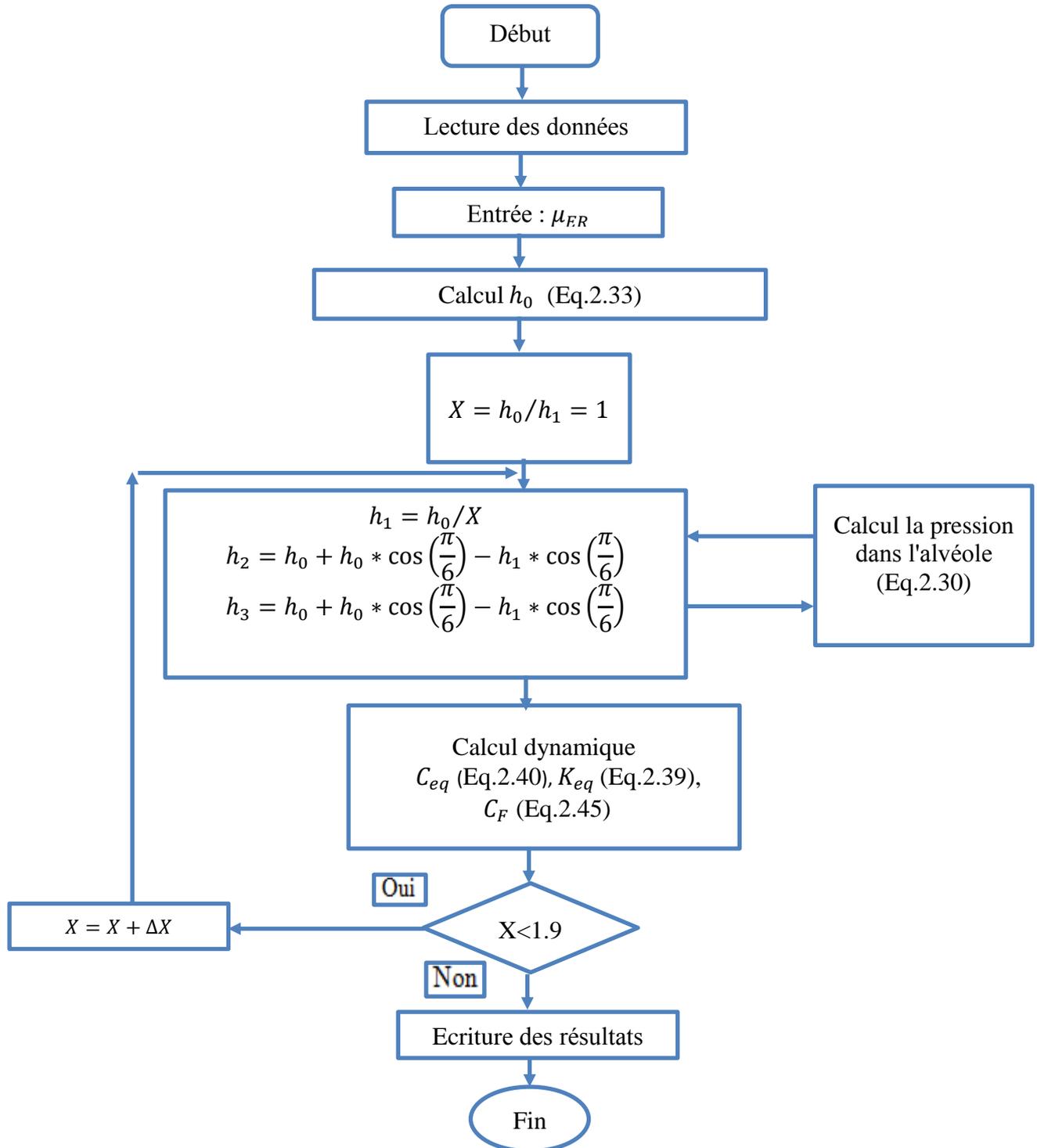


*Figure 3.7: Variation du taux d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du rapport de pression.*

### 3.7. Influence du champ électrique et de rapport d'excentricité sur les caractéristiques dynamiques

#### 3.7.1. Organigramme de calcul

La figure 3.8 présente l'organigramme de calcul des caractéristiques dynamique en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs de champ électrique d'un palier hydrostatique à trois patins alimentés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques.



**Figure 3.8:** Organigramme de calcul des caractéristiques dynamiques en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champs électriques.

### 3.7.2. Résultats et interprétation

Les effets du champ électrique et du rapport d'excentricité sur la variation du coefficient de raideur, le coefficient d'amortissement et le taux d'amortissement sont présentés dans les

## Chapitre 3. Résultats et Interprétations

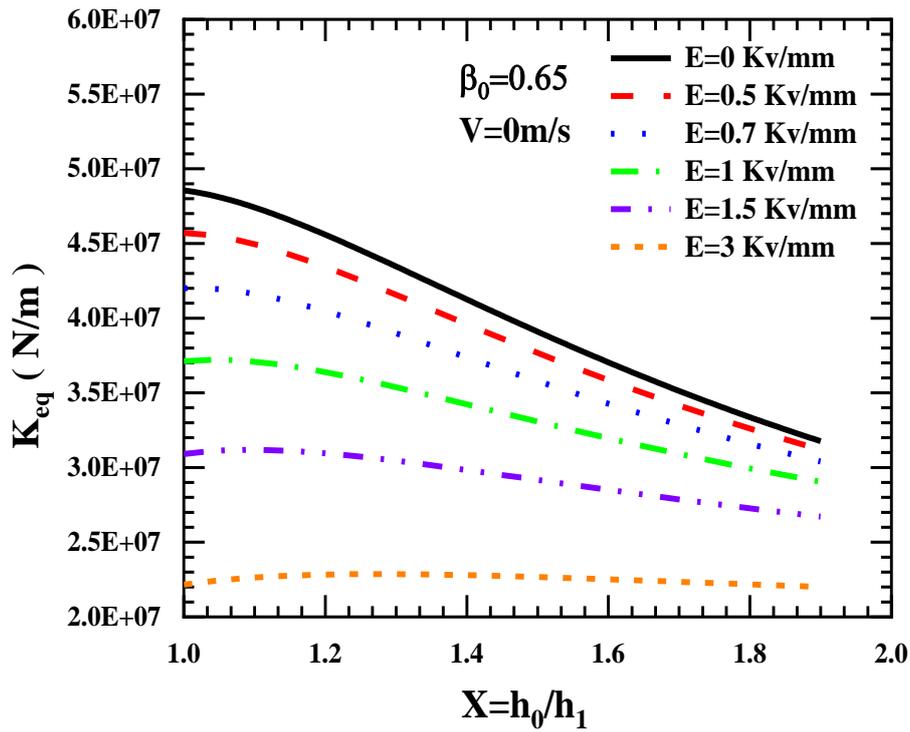
---

figures 3.9,3.10,3.11 respectivement, lorsque le rapport de pression de fonctionnement est :  $\beta_0 = 0.65$  et la vitesse d'écrasement est :  $V = 0m/s$ .

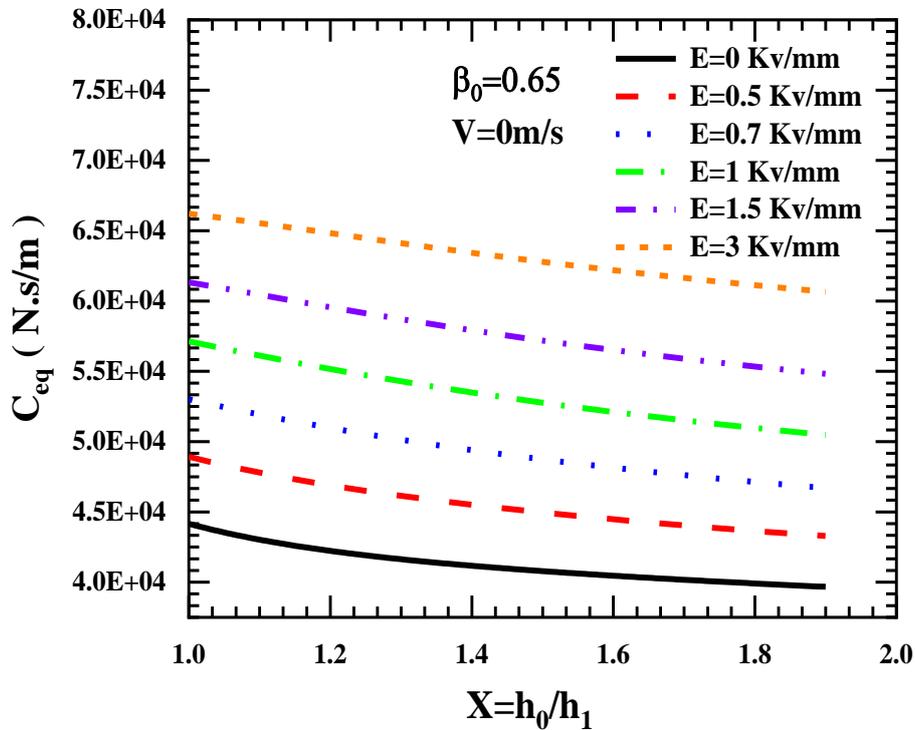
La figure 3.9 représente la variation du coefficient de raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champ électrique. Ces courbes indiquent que le coefficient de raideur diminue en fonction du rapport de pression et de rapport l'excentricité. Cette diminution peut être expliquée comme suit : l'application du champ électrique augmente le rapport de pression (comme il est illustré dans la figure 3.2), et d'après la figure 3.1, l'épaisseur du film diminue en fonction du rapport de pression, ce qui induit à une diminution dans le coefficient de raideur comme il est démontré par l'équation (2.39).

Les effets du rapport d'excentricité et du champ électrique sur le coefficient d'amortissement est illustré dans la figure 3.10. Les courbes montrent que le coefficient d'amortissement augmente lorsque le champ électrique augmente. Cette augmentation est due à l'augmentation du rapport de pression en fonction du champ électrique appliqué (figure 3.2).

L'influence du rapport d'excentricité sur le taux d'amortissement est présentée dans la figure 3.11 pour différentes valeurs du champ électrique. Les courbes montrent que l'augmentation du champ électrique augmente le taux d'amortissement à cause de la diminution du coefficient de raideur et l'augmentation du coefficient d'amortissement en fonction du champ électrique appliqué (2.45)



*Figure 3.9: Variation du coefficient de la raideur en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champs électriques.*



*Figure 3.10: Variation du coefficient d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champs électriques.*

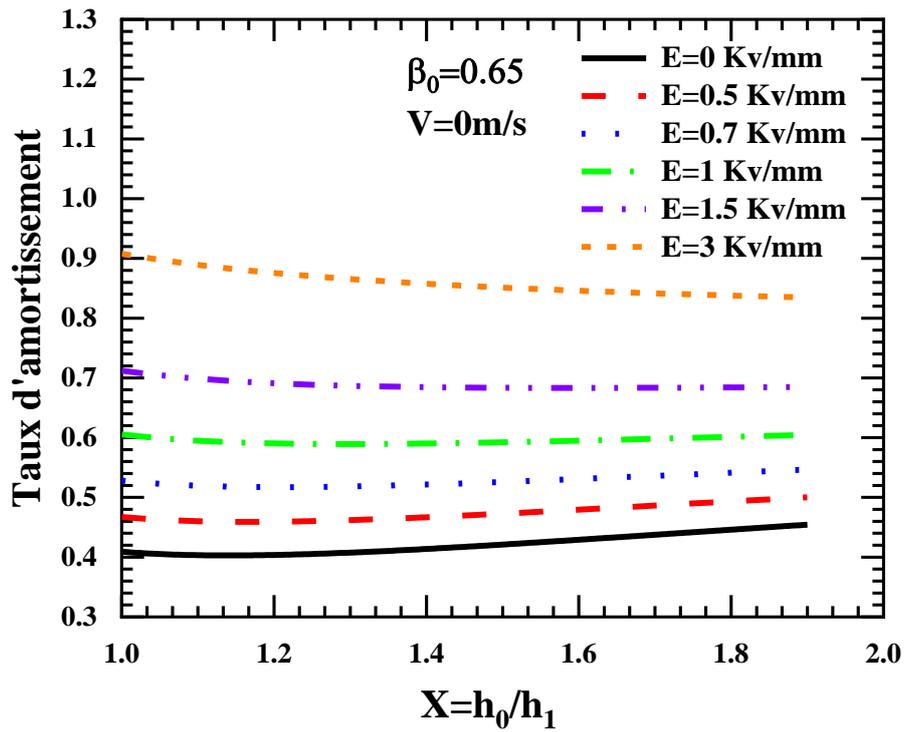


Figure 3.11: Variation du taux d'amortissement en fonction de rapport d'excentricité pour différentes valeurs du champs électriques.

### 3.8. Analyse de vibration de rotor

L'amplitude de vibration et les forces transmises sont calculées pour une excentricité  $e = 0.2$  en utilisant les valeurs des coefficients de raideur et d'amortissement obtenues pour un rapport de pression  $\beta_0 = 0.65$ .

E (kV/mm)	$K_{pi}$	$C_{pi}$
0	4.8552813E+7	44156.27
0.5	4.5702339E+7	48927.30
0.7	4.1999751E+7	53019.18
1	3.7113105E+7	57128.02
1.5	3.0907446E+7	61328.14
3	2.2159278E+7	66208.70

Tableau 3.3: Coefficients de raideur et d'amortissement pour  $\beta_0 = 0.65$ .

### 3.8.1. Organigramme de calcul

L'organigramme de calcul de l'amplitude de vibrations et la force transmise au bâti en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique est présenté dans la figure 3.12.

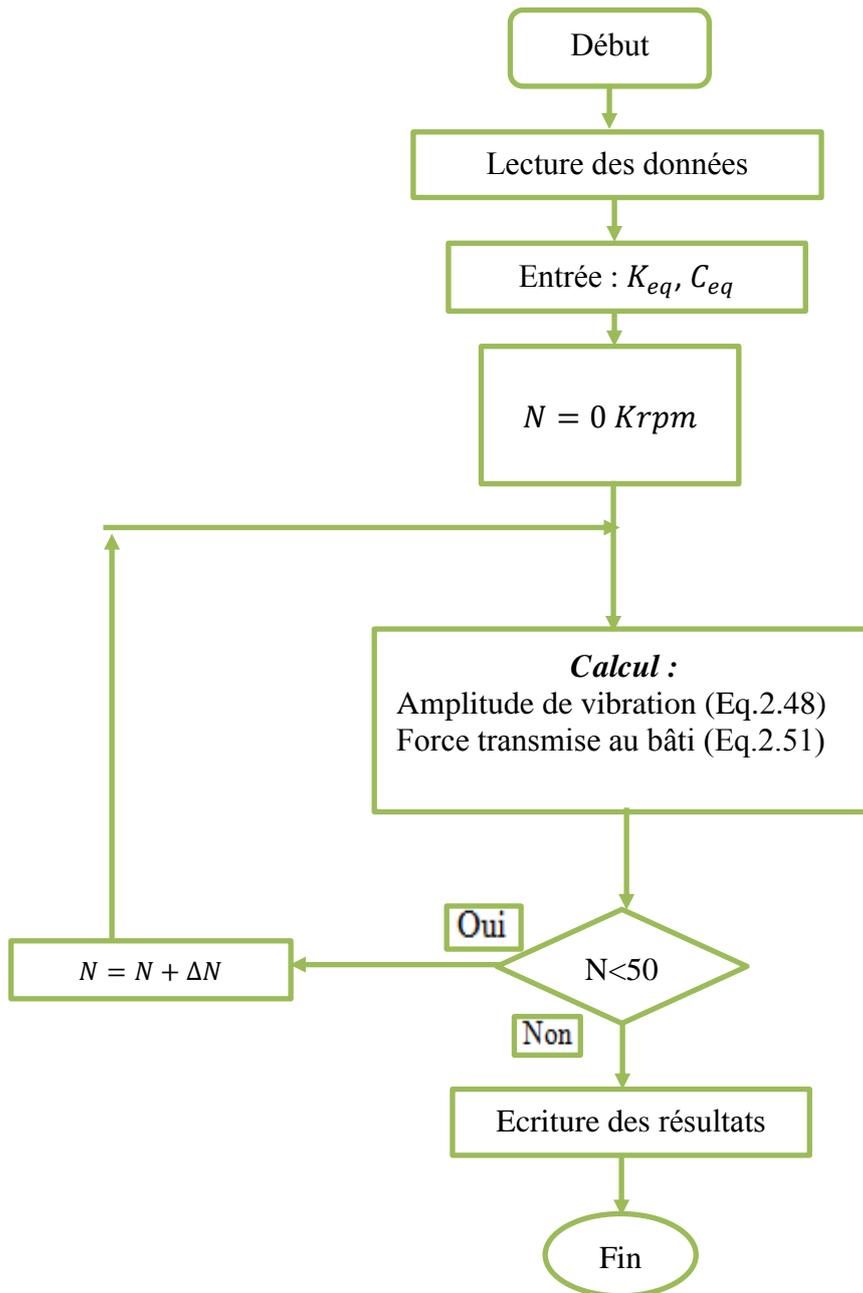
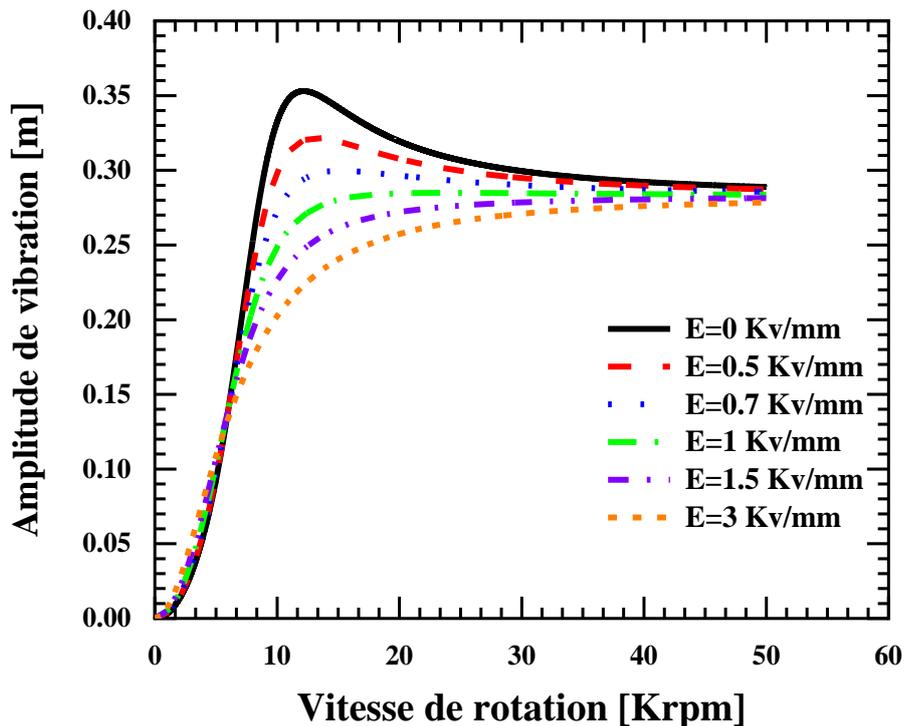


Figure 3.12: Organigramme de calcul de l'amplitude de vibration et la force transmise.

### 3.8.2. Analyse de l'amplitude de vibrations

L'effet du champ électrique sur l'amplitude de vibration est présenté dans la figure 3.13. Les courbes montrent que l'amplitude de vibration diminue lorsque le champ électrique augmente.

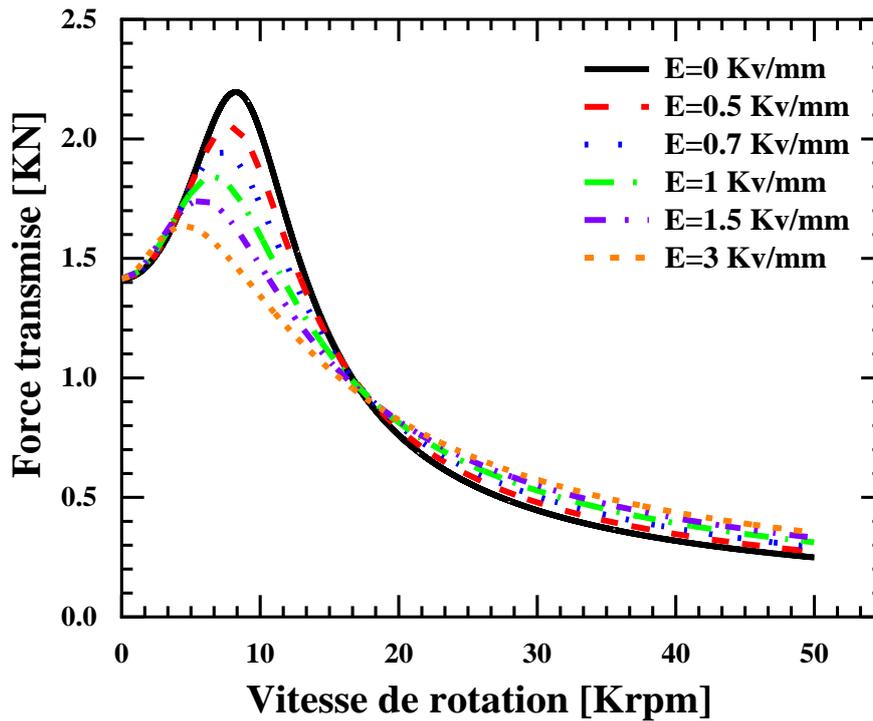
Cette diminution est due à l'augmentation du taux d'amortissement avec l'application du champ électrique.



*Figure 3.13: Amplitude de vibration en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique.*

### 3.8.3. Analyse de la force de transmissibilité

L'influence du champ électrique sur la force transmise au bâti est présentée dans la figure 3.14. Cette figure montre que la force de transmise diminue en fonction du champ électrique lors de passage de la vitesse critique, et augmente après cette zone. D'autre part, il est clair dans la figure que la vitesse critique diminue en fonction de l'application du champ électrique, qui est causé par la diminution du coefficient de raideur.



*Figure 3.14: Force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champs électriques.*

### 3.9. Conclusion

Nous avons présenté et interprété dans ce chapitre les résultats obtenus concernant l'influence du champ électrique, le rapport d'excentricité et le rapport de pression  $\beta_0$  sur les performances dynamiques en termes de : coefficient de raideur, coefficient d'amortissement et de taux d'amortissement. Les valeurs optimales obtenues pour le coefficient de raideur et le coefficient d'amortissement ont été utilisé afin d'étudier l'amplitude de vibrations et les forces transmises.

Ces résultats permettent d'affirmer que l'utilisation d'un fluide électrorhéologique négatif dans une valve électrorhéologique présente une solution très intéressante pour contrôler les vibrations de rotors et forces transmissibles lors du passage des vitesses critiques.

### *Conclusion générale*

L'objectif de cette étude est d'étudier les caractéristiques de performances d'un palier fluide hydrostatique à trois patins lubrifiés par un fluide électrorhéologique négatif à travers trois valves électrorhéologiques en utilisant la méthode analytique dans le cas d'une butée hydrostatique infiniment longue.

Les caractéristiques dynamiques du palier intelligent sont étudiées en fonction du champ électrique, rapport d'excentricité et rapport de pression. Une étude sur l'amplitude de vibration et la force transmise en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du champ électrique est aussi présentée.

Les résultats obtenus peuvent être résumés comme suit :

- Le coefficient de raideur diminue en fonction du champ électrique et du rapport de pression ;
- Le coefficient d'amortissement augmente en fonction du champ électrique et du rapport de pression ;
- Une augmentation significative du taux d'amortissement lorsque le champ électrique augmente ;
- Il convient de noter que les caractéristiques dynamiques d'un palier à trois patins hydrostatiques alimentées par un fluide négatif à travers des valves électrorhéologiques peuvent être modifiées considérablement en appliquant un champ électrique ;
- L'amplitude de vibration et les forces transmises diminuent en fonction du champ électrique appliqué lors de passage de vitesse critique.

Cette étude démontre que le changement de viscosité du fluide électrorhéologique sous l'action d'un champ électrique influe sur le rapport de pression de fonctionnement, ce qui conduit à des changements importants dans le comportement dynamique du palier hydrostatique.

## Références Bibliographiques

---

### Référence bibliographique

- [1] **Frêne J., Nicolas D.,**"Degueurce B., Berthe D., Godet M.," Lubrification hydrodynamique. Paliers et butées", Eyrolles - Editeur Paris. 1990.
- [2] **Bouzidane A.,** 2007,"Conception D'un Palier Hydrostatique Intelligent Pour Contrôler Les Vibrations De Rotors " Thèse de Doctorat, Ecole de technologie supérieure Université de Québec.
- [3] **Abed A.,** "Etude du comportement statique et dynamique de paliers fluides à patins hydrostatiques Intelligents", (2017) thèse de doctorat. Université Hasiba ben bouali chlef.
- [4] **Daniel Nicolas.**" Butées et paliers hydrostatiques "Ed. Techniques Ingénieur B5325" v1,10 nov (1995).
- [5] **ROHS (H. G.)**."Le palier hydrostatique dans la construction mécanique". Industrie Anzeiger, nO 80, octobre 1962.
- [6] **Jean-Numa Foulc, Frédéric Ayela, Olivier Tillement.** "Les fluides électrorhéologiques. 17ème Congrès Français de Mécanique", Communication, Aug 2005, Troyes, France. N° S6 325, 6 p., 2005. <Hal-00370877>.
- [7] **H. Block and P. Rattray.** "Recent developments in ER fluids, in Progress in Electrorheology", edited by K.O. Havelka and F.E. Filisko (Plenum Press, New York, 1995), p. 19-42.
- [8] **Tian Hao.** "Electrorheological suspension ", Advances in Colloid and Interface Science 97 (2002), p.1\_35.
- [9] **C. Boissy, Atten P. and J.N. Foulc,** "On a negative electro-rheological effect, J. Electrostatics" 35, 13-20 (1995).
- [10] **Mitsumata Tetsu. and Kousuke Sugitani.** "Negative electrorheological effect of silicone gels containing barium titanate." Macromolecular rapid communications 25.8 (2004): 848-852.
- [11] **Lobry L. and E Lemaire.** "Viscosity decrease induced by a DC electric field in a suspension." Journal of electrostatics 47.1 (1999): 61-69.
- [12] **Lozano, Karen et al.** "Electrorheological analysis of nano laden suspensions." Journal of colloid and interface science 297.2 (2006): 618-624.

## Références Bibliographiques

---

- [13] **Cetin, B., H. I. Unal, and O. Erol.** "The negative and positive electrorheological behavior and vibration damping characteristics of colemanite and polyindene /colemanite conducting composite." *Smart Materials and Structures* 21.12 (2012): 125011.
- [14] **Ko, Young Gun, et al.** "Positive and negative electrorheological response of alginate salts dispersed suspensions under electric field." *ACS applied materials & interfaces* 5.3 (2013): 1122-1130.
- [16] **Saimi A. (2013).** " Comportement vibratoire des roues aubagées" (Doctoral dissertation).
- [17] **Bouزيدane A., and Thomas M.** (2008), "An electrorheological hydrostatic journal bearing for controlling rotor vibration." *Computers & structures* ", 86.3, pp.463-472.
- [18] **Bnariba A.** "Contribution à l'étude de la lubrification micropolaire : Applications aux paliers hydrostatiques", (2019) thèse de doctorat. Université ibn khaldoun.
- [19] **Belgacem S.** "Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nanofluides", (2019) thèse de doctorat. Université ibn khaldoun.
- [20] **Nemchi A.** "Contribution à l'étude des paliers fluides à patins hydrostatiques en régime laminaire et non laminaire, (2019) thèse de doctorat. Université ibn khaldoun.
- [21] **Aboshighiba, H., Bouزيدane, 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.
- [22] **Hammou, M., Bouزيدane, 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.
- [23] **Parthasarathy, Mukund, and Daniel J. Klingenberg.** "Electrorheology: mechanisms and models." *Materials Science and Engineering: R: Reports* 17.2 (1996): 57-103.
- [24] **Bouزيدane A.** " Calculs d'approche numérique et analytique d'une butée hydrostatique à double effet à quatre patins", Mémoire de Magister, UNHB Chlef, Algérie, Juin 2000.

## Références Bibliographiques

---

[25] **Bouzidane A. and Thomas M.**, (March 2013). "Nonlinear Dynamic Analysis of a Rigid Rotor Supported by a Three-Pad Hydrostatic Squeeze Film Dampers", Tribology transactions, Taylor & Francis group, 717-727.

### **Webographies :**

[15] <https://powergen.gepower.com/services/upgrade-and-life-extension/gas-turbine-upgrades/gasturbine-upgrades-catalog/rotor-life-extension.html>