

N° d'ordre :

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de L'enseignement Supérieur et de La Recherche Scientifique

جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب

Université Ain Témouchent-Belhadj Bouchaib



Faculté : Science et Technologie  
Département : Génie Mécanique  
Laboratoire : Laboratoire des structures  
intelligentes



## THESE

Présentée pour l'obtention du **diplôme de DOCTORAT**

**Domaine** : Science et Technologie

**Filière** : Génie Mécanique

**Spécialité** : Mécanique

**Par** : SAID Abdelmadjid

### Intitulé

**Etude sur les paliers de Turbocompresseur cavitants à haute vitesse  
avec prise en compte de l'effet élastohydrodynamique en régime  
instationnaire**

Soutenue publiquement, le 29/11/2025 , devant le jury composé de :

Nom & Prénom(s)	Grade	Qualité	Etablissement de rattachement
Mr.SERIER Mohamed	Pr	Président	U.B.B - Ain Temouchent
Mr.BOUNIF Abdelhamid	Pr (Émérite)	Rapporteur	U.B.B - Ain Temouchent
Mr.NEHARI Taieb	Pr	Examineur	U.B.B - Ain Temouchent
Mr.AMIRAT Mohamed	Pr	Examineur	Université de Tlemcen
Mr.SENOUCI Mohamed	Pr	Examineur	École Supérieure en Génie Électrique et Énergétique d'Oran

## *Dédicace*

بسم الله الرحمن الرحيم والصلاة والسلام على أشرف المرسلين

*Je voudrais remercier Allah pour toute l'énergie qu'il m'a donné durant ces années et particulièrement après avoir réussi le concoure de doctorat, et traverser les moments difficiles en regardant toujours le bon côté de la chose grâce à notre foi, et la croyance au destin, Hamdoulillah.*

*Je voudrais dédier mon travail à toutes les personnes qui m'ont aidé durant mon cursus universitaire. Je voudrais principalement remercier mes chers parents, mes chers frères, et surtout mon directeur de these Pr Bounif sans qui je n'aurais jamais pu faire ce travail.*

*SAID Abdelmadjid*

# ***REMERCIEMENTS***

Nous remercions tout particulièrement monsieur Pr.Bounif Abdelhamid qui m'a laissé une large part d'autonomie dans ce travail tout en nous aiguillant sur des pistes de réflexions riches et porteuses.

Nous remercions enfin l'ensemble des nos proches qui nous ont aidé et motivé durant ce cursus rempli d'embuches particulièrement monsieur Nehari Taieb, nous les remercions pour l'aide qu'ils nous ont apporté dans la réalisation de ce travail. Nous voulons remercier les personnes optimistes que nous avons pu croiser, les personnes qui font beaucoup avec peu de moyens.

Nous souhaiterons aussi remercier tout le jury et le corps administratif, ainsi que toutes les personnes qui souhaiteraient voir un jour notre université au meilleur rang.

Merci à tous !

## Résumé

Cette étude se concentre sur l'analyse du comportement dynamique des paliers de vilebrequin et de turbocompresseur, des composants critiques dans les moteurs et les machines tournantes, dont la performance impacte directement l'efficacité, la fiabilité et les performances globales du système. L'étude explore en détail les effets de la cavitation et des déformations de surface sur ces paliers, en particulier ceux de la bielle (tête et pied de bielle) et du turbocompresseur.

Pour les paliers de turbocompresseur, un modèle de calcul dynamique a été développé pour déterminer des paramètres clés tels que le champ de pression, déformation, l'épaisseur minimale du film lubrifiant, le débit de fuite et les couples de frottement. L'épaisseur minimale du film lubrifiant est un indicateur essentiel pour évaluer le risque de frottement et d'usure. L'étude met également en lumière les défis de lubrification élastohydrodynamique à haute vitesse, en tenant compte de l'interaction entre l'équation de Reynolds et les déformations de surface des paliers. Ces calculs sont réalisés à l'aide de la méthode de mobilité de Booker et du modèle de déformation Winkler, dans une approche numérique itérative.

Concernant les paliers de bielle, l'analyse se focalise sur la rupture et la reformulation du film fluide dans la zone de contact, en particulier dans la zone de cavitation inactive. Les paramètres de fonctionnement sont étudiés pour des paliers de longueur finie et comparés à ceux obtenus avec l'hypothèse simplifiée de paliers courts. Cette comparaison montre que l'hypothèse de paliers courts permet de réduire significativement le temps de calcul tout en fournissant des résultats similaires à ceux des modèles plus complexes.

En résumé, cette thèse propose une approche numérique avancée pour simuler les conditions de lubrification hydrodynamique et élastohydrodynamique dans les paliers de bielle et de turbocompresseur, en utilisant un programme de calcul implementé en FORTRAN. Les résultats obtenus contribuent à une meilleure compréhension des phénomènes physiques en jeu et à l'optimisation des performances de ces composants critiques.

## Abstract

This study focuses on the analysis of the dynamic behavior of crankshaft and turbocharger bearings, critical components in engines and rotating machines, whose performance directly impacts the efficiency, reliability and overall system performance. The study explores in detail the effects of cavitation and surface deformations on these bearings, particularly those of the connecting rod (big end and small end) and the turbocharger.

For turbocharger bearings, a dynamic computational model has been developed to determine key parameters such as the pressure field, minimum lubricant film thickness, leakage flow and friction torques. The minimum lubricant film thickness is a key indicator to assess the risk of friction and wear. The study also highlights the challenges of high-speed elastohydrodynamic lubrication, taking into account the interaction between the Reynolds equation and bearing surface deformations. These calculations are performed using the Booker mobility method and the Winkler deformation model, in an iterative numerical approach.

Concerning connecting rod bearings, the analysis focuses on the rupture and reformulation of the fluid film in the contact zone, particularly in the inactive cavitation zone. The operating parameters are studied for finite length bearings and compared to those obtained with the simplified assumption of short bearings. This comparison shows that the assumption of short bearings significantly reduces the calculation time while providing results similar to those of more complex models.

In summary, this thesis proposes an advanced numerical approach to simulate the hydrodynamic and elastohydrodynamic lubrication conditions in connecting rod and turbocharger bearings, using a calculation program implemented in FORTRAN. The results obtained contribute to a better understanding of the physical phenomena involved and to the optimization of the performances of these critical components.

## الملخص

تركز هذه الأطروحة على تحليل السلوك الديناميكي لمحامل العمود المرفقي والشاحن التوربيني، التي تعتبر المكونات الأساسية في المحركات والآلات الدوارة، والتي يؤثر أداؤها بشكل مباشر على كفاءة وأداء النظام. تستكشف الدراسة بالتفصيل آثار وتشوهات السطح على هذه المحامل، وخاصة تلك الخاصة بقضيب التوصيل (الطرف الكبير والطرف الصغير) والشاحن التوربيني.

بالنسبة لمحامل الشاحن التوربيني، تم تطوير نموذج حساب ديناميكي لتحديد المعلمات الرئيسية مثل مجال الضغط، التشوه، وسمك طبقة التشحيم الأدنى، وتدفق التسرب وعزومات الاحتكاك. يعتبر الحد الأدنى لسمك طبقة التشحيم مؤشراً أساسياً لتقييم خطر الاحتكاك والتآكل. وتسلط الدراسة الضوء أيضاً على تحديات التشحيم المرن الهيدروديناميكي عالي السرعة، مع الأخذ في الاعتبار التفاعل بين معادلة رينولدز وتشوهات سطح المحمل. يتم إجراء هذه الحسابات باستخدام طريقة بوكر للحركة ونموذج تشوه وينكلر، في نهج عددي تكراري.

وفيما يتعلق بمحامل قضيب التوصيل، يركز التحليل على تمزق وإعادة تشكيل الفيلم السائل في منطقة التلامس، وخاصة في منطقة التجويف غير النشطة. تمت دراسة ظروف التشغيل للمحامل ذات الطول المحدود ومقارنتها بتلك التي تم الحصول عليها باستخدام الفرضية المبسطة للمحامل القصيرة. تظهر هذه المقارنة أن افتراض المحامل القصيرة يسمح بتقليل وقت الحساب بشكل كبير مع توفير نتائج مماثلة لتلك الخاصة بالنماذج الأكثر تعقيداً.

باختصار، تقترح هذه الأطروحة نهجاً رقمياً متقدماً لمحاكاة ظروف التشحيم الهيدروديناميكية في محامل قضيب التوصيل والشاحن التوربيني، باستخدام برنامج حسابي تم تنفيذه بلغة فورتران وتساهم النتائج التي تم الحصول عليها في فهم أفضل للظواهر الفيزيائية المعنية وتحسين أداء هذه المكونات الحيوية.

# SOMMAIRE

Dédicace :.....	2
Remerciements :.....	3
Résumé :.....	4
Liste des figures :.....	10
Liste des tableaux :.....	12
Notations :.....	13
Introduction Générale:.....	14
<b>Chapitre 1 : Etude Bibliographique :.....</b>	<b>16</b>
1.1. Introduction :.....	17
1.2. Etude Bibliographique :.....	17
1.2.1. Paliers hydrodynamiques et Elastohydrodynamiques :.....	17
1.2.2. Paliers de Turbocompresseur :.....	21
1.2.3. Paliers de Bielles :.....	22
1.3. Généralités sur les paliers :.....	23
1.3.1. Définition du palier hydrodynamique:.....	23
1.3.2. Caractéristiques d'un palier:.....	23
1.3.3. Paramètre de calcul d'un palier hydrodynamique:.....	23
1.3.4. Types des paliers hydrodynamiques:.....	24
1.3.5. Principe de fonctionnement du palier :.....	24
1.3.6. Les Régimes de lubrification :.....	25
1.4. Conclusion :.....	27
<b>Chapitre 2 : Théories et Equations sur la Lubrification :.....</b>	<b>29</b>
2.1. Introduction :.....	30
2.2. Les hypothèses Utilisées en Lubrification :.....	30
2.3. Equations Utilisées en Lubrification :.....	30
2.3.1. Equation de Reynolds généralisé en coordonnées cartésiennes (x, y, z) :.....	31
2.3.1.1. Vitesse du Fluide et Contrainte de cisaillement :.....	31
2.3.2. Equation de Reynolds généralisé en Coordonnées Cylindriques (r, $\theta$ , z) :.....	32
2.3.2.1. Vitesse du Fluide et Contrainte de cisaillement :.....	33
2.3.3. Equation de Reynolds en régime instationnaire :.....	34

2.3.4. Conditions aux limites :.....	35
2.3.4.1. Conditions aux limites de Reynolds :.....	36
2.3.4.2. Conditions aux limites d'ELROD :.....	36
2.3.5. Epaisseur Minimale de Film :.....	37
2.3.6. Trajectoire du centre de l'arbre :.....	37
2.3.7. Le débit de fuite du palier :.....	37
2.3.8. Couple de frottement :.....	38
2.4. Conclusion :.....	39
<b>Chapitre 3: Analyse du Palier de Turbocompresseur :.....</b>	<b>30</b>
3.1. Introduction :.....	41
3.2. Problématique et Solution :.....	41
3.3. Modélisation Théorique :.....	42
3.4. Méthode de Mobilité pour un palier court :.....	43
3.4.1. La charge hydrodynamique et l'angle de calage :.....	45
3.4.2. Trajectoire du centre de l'arbre :.....	46
3.4.3. Couple de frottement :.....	46
3.4.4. Débit de fuite du palier :.....	47
3.4.5. Epaisseur minimale du film fluide :.....	47
3.5. Théorie sur la déformation des Paliers :.....	47
3.6. Boucle de suralimentation de Turbo :.....	49
3.6.1. Sous-programme TCHDYN :.....	49
3.6.2. Sous-programme COMP :.....	49
3.6.3. Sous-programme TURB :.....	51
3.7. Caractéristiques du palier :.....	52
3.8. Paramètres de Calcul :.....	53
3.9. Organigramme de Calcul:.....	53
3.10. Résultats Numériques :.....	55
3.10.1. Influence de la vitesse de rotation du vilebrequin sur la vitesse du Turbocompresseur :.....	55
3.10.2. Calcul de la pression hydrodynamique :.....	56
3.10.3. Proportion local de film fluide :.....	57
3.10.4. Calcul de déformation :.....	58
3.10.5. Épaisseur Minimale du Film :.....	59

3.10.6. Influence de variation de viscosité, pour :.....	60
3.10.6.1. Épaisseur Minimale du Film :.....	60
3.10.6.2. Débit de Fuite :.....	61
3.10.6.3. Couple de frottement :.....	61
3.11. Conclusion :.....	62
<b>Chapitre 4 : Analyse des Paliers de Bielle :.....</b>	<b>64</b>
4.1. Introduction :.....	65
4.1.1. Tête de bielle :.....	65
4.1.2. Pied de bielle :.....	65
4.2. Formulation du problème :.....	66
4.3. Algorithme de Résolution :.....	67
4.4. Caractéristiques Géométriques du palier :.....	69
4.5. Diagramme de charge appliqué sur le palier:.....	71
4.5.1. Pour le palier de Tête de bielle :.....	71
4.5.2. Pour le palier de Pied de bielle :.....	71
4.6. Résultats Numériques :.....	72
4.6.1. Résultats pour le cas de Tête de Bielle :.....	72
4.6.2. Résultats pour le cas de Pied de Bielle :.....	77
4.6.3. Validation des Résultats :.....	82
4.6.4. Influence de la viscosité sur les caractéristiques de la tête de bielle :.....	83
4.6.5. Analyse des performances de calcul :.....	85
4.7. Conclusion :.....	87
Conclusion et Perspective :.....	88
Références Bibliographiques :.....	90
<b>ANNEXE A : Numérisation du Problématique :.....</b>	<b>96</b>
A.1. Méthode des différences finies :.....	97
A.1.1. Equation de Reynolds :.....	98
A.1.2. Méthode itérative de Gauss-Seidel :.....	99
<b>ANNEXE B : Description du Code de Calcul pour palier du Turbocompresseur :..</b>	<b>100</b>
B.1. Description du programme :.....	101
B.2. Objectif du Programme :.....	101
B.3. Organisation générale :.....	101
B.4. Particularités techniques :.....	102

<b>ANNEXE C : Description du Code de Calcul pour les paliers du Bielle :</b> .....	103
C.1. Description du programme :.....	104
C.2. Objectifs du Programme :.....	104
C.3. Principaux variables d'entrées :.....	104
C.4. Fonctionnement du programme :.....	105
C.5. Sous-programmes :.....	105
C.6. Conclusion :.....	105

## Liste des Figures

### Chapitre 1 :

Figure1.1- Paliers hydrodynamiques avec le champ de pression.....	23
Figure1.2- Géométrie du palier hydrodynamique.....	23
Figure1.3- Phases de fonctionnement d'un palier .....	25
Figure1.4- Régime hydrostatique.....	26
Figure1.5- Régime hydrodynamique.....	27

### Chapitre 2 :

Figure2.1- Système d'axe en coordonnées cartésiennes.....	31
Figure2.2- Système d'axe en coordonnées cylindriques .....	32

### Chapitre 3 :

Figure3.1- Système de palier de Turbo .....	42
Figure3.2- Désignation des vecteurs de mobilité .....	43
Figure3.3- Modèle de fondation élastique de Winkler.....	48
Figure3.4- Caractéristique débit-pression d'un compresseur de moteur.....	50
Figure3.5- Courbes caractéristiques d'une turbine centrifète.....	51
Figure3.6- Modèle d'assemblage du palier du rotor du Turbocompresseur .....	52
Figure3.7- Coussinet en Bronze de palier de Turbocompresseur.....	52
Figure3.8- Organigramme de Calcul.....	54
Figure3.9- Variation de vitesse du turbocompresseur en fonction du temps.....	55
Figure3.10- Pression hydrodynamique du fluide .....	56
Figure3.11- Proportion locale du film fluide .....	57
Figure3.12- Zones de déformation sur le palier.....	58

Figure3.13- Épaisseur minimale du film HD et EHD.....	59
Figure3.14- Épaisseur minimale du film pour différentes viscosités.....	60
Figure3.15- Débit de fuite pour différentes viscosités.....	61
Figure3.16- Couple de frottement pour différentes viscosités.....	62

#### **Chapitre 4 :**

Figure4.1- Paliers de bielle.....	66
Figure4.2- Dessin d'un palier hydrodynamique.....	67
Figure4.3- Organigramme de Calcul.....	68
Figure4.4- Géométrie du Système Bielle-Manivelle.....	69
Figure4.5- Diagramme de charge (Tête de bielle).....	71
Figure4.6- Diagramme de charge (Pied de bielle).....	72
Figure4.7- Trajectoire du centre de l'arbre.....	73
Figure4.8- Epaisseur Minimale du film lubrifiant.....	73
Figure4.9- Couples de Frottement en fonction d'angle du Vilebrequin.....	74
Figure4.10- Débit de fuite en fonction d'angle du Vilebrequin.....	75
Figure4.11- Distribution de la pression hydrodynamique pour la théorie du palier court.	76
Figure4.12- Trajectoire du centre de l'arbre.....	77
Figure4.13- Epaisseur Minimale du film lubrifiant.....	78
Figure4.14- Couples de Frottement en fonction d'angle du Vilebrequin.....	79
Figure4.15- Débit de fuite en fonction d'angle du Vilebrequin.....	80
Figure4.16- Distribution de la pression hydrodynamique pour la théorie du palier court.	81
Figure4.17- Variation de l'épaisseur minimale du film lubrifiant.....	82
Figure4.18- Epaisseur Minimale du film lubrifiant en fonction de la viscosité.....	83
Figure4.19- Couple de Frottement en fonction de la viscosité.....	84
Figure4.20- Débit de fuite en fonction de la viscosité.....	85

#### **ANNEXE A:**

Figure A.1- Palier développé et discrétisé .....	97
--	----

# Liste des Tableaux

## Chapitre 3 :

Tableau3.1- Les paramètres utilisés dans le Calcul.....	53
---	----

## Chapitre 4 :

Tableau4.1- Caractéristiques géométrique et de fonctionnement du système Bielle-Manivel	70
Tableau4.2- Dimensionnement des paliers de Bielle du moteur de Mitsubishi.....	70
Tableau4.3- Comparaison des performances de calcul pour les théories PC et PL.....	86

## Notations :

C : Jeu radial (m)

F : Charge externe appliqué au contact (N)

H : Epaisseur du film fluide (m)

$h_{\min}$  : Epaisseur minimale du film (m)

L : Longueur du palier (m)

$O_a$  : Centre de l'arbre

$O_c$  : Centre du coussinet

P : Pression hydrodynamique du film (Pa)

$P_c$  : Pression critique (Pa)

$P_{\max}$  : Pression maximale (Pa)

Q : Débit axial du fluide (l /s)

R : Rayon du palier (m)

W : Charge supportée par le contact

Z : Coordonnée axiale adimensionnelle

e : Excentricité absolue (m)

$U_a, U_c$  : Vitesses linéaires de l'arbre et du coussinet du palier (m/s)

$\varepsilon$  : Excentricité relative

$\phi$  : Angle de calage (deg)

$\mu$  : Viscosité dynamique (Pa.s)

$\tau_{xy}$  : Contraintes de cisaillement dans le film fluide (N/m)

$\omega_a, \omega_c$  : Vitesses de rotation de l'arbre et du coussinet (rad/s)

$\theta$  : Coordonnée circonférentielle (deg)

$C_a, C_c$  : Couples de frottement sur l'arbre et le coussinet du palier (N.m)

$\delta$  : Déformation maximale de coussinet du palier en (m)

$T_b$  : Epaisseur du coussinet en (m)

E : Module de Young de coussinet en (MPa)

$\nu$  : Coefficient de Poisson de coussinet du palier

# Introduction Générale

La Tribologie couvre l'étude de la lubrification, du frottement, de l'usure et du contact mécanique. Elle contribue à comprendre les interactions entre surfaces en contact et suggérer des solutions aux problèmes fondamentaux. Les paliers fréquemment utilisés sont constitués d'un arbre tournant dans un alésage en présence d'un film lubrifiant. Ce type de palier correspond à la meilleure solution technologique existant actuellement, on les trouve sur la plupart des mécanismes tournants industriels (les moteurs thermiques, les turbomachines, les alternateurs, les Turbocompresseurs, les pompes, les réducteurs, etc....). L'arbre d'une machine tournante est un élément très important dont le rôle est de transmettre de la puissance. Il est souvent de technologie très compliquée, mais qui contribuent au bon fonctionnement et la stabilité de la machine, la réduction du frottement, l'amélioration de la fiabilité, l'augmentation des conditions sévères de travail et de la capacité de charge ainsi que la réduction de la consommation d'énergie.

Dans le présent travail, deux types de paliers hydrodynamiques cavitants lisses et travaillants en régime instationnaire sous chargement dynamique variable et constant sont étudiés. Ces types de paliers sont : palier de Turbocompresseur et palier de bielle moteur à combustion interne. Une méthode numérique basée sur la méthode des différences finies est utilisée ici pour trouver la tendance des propriétés tribologiques d'un palier lisse telles que l'épaisseur minimale du film, la pression maximale dans le contact, le débit axial du film fluide, le couple de frottement et la déformation, en utilisant un programme de calcul implementé en FORTRAN.

Le travail effectué est présenté en quatre Chapitres. Le premier est une étude bibliographique, le second présente la théorie de la lubrification des paliers lisse, et le troisième est consacré à l'étude de palier du turbocompresseur à très haute vitesse avec une déformation élastique. Enfin, le quatrième est focalisé sur l'étude des théories de palier court et longueur finie pour les paliers de la bielle (tête et pied de bielle).

Le chapitre 1 est une recherche bibliographique. Dans un premier temps, les travaux concernant les paliers en régime stationnaire et dynamique avec la prise en compte de la zone inactive sont brièvement retracés. Ensuite, un certain nombre fondamental de recherches réalisées récemment dans le monde de la lubrification des paliers en générale est décrit.

Le chapitre 2 présente la théorie de la lubrification hydrodynamique définie par l'équation fondamentale des films minces visqueux (Reynolds), les conditions aux limites, la configuration

géométrique du contact et les relations définissant la variation des propriétés du lubrifiant pour les paliers courts et les paliers de longueurs finies.

Le troisième chapitre de ce travail est consacré à l'étude des paliers cavitants à très haute vitesse de turbocompresseur avec une déformation élastique selon le modèle de Winkler en chargement constant. De plus on doit lancer l'implémentation en code Fortran d'un programme de calcul avec la prise en compte des paramètres descriptifs de la lubrification élastohydrodynamique. Le programme de calcul est basé sur la résolution par la méthode des différences finies de l'équation de Reynolds. Ce programme permet le calcul des paramètres les plus importants caractérisant le fonctionnement d'un palier lisse (la hauteur minimale du film lubrifiant, le champ de pression du fluide, débit de fuite, couple de friction et la déformation).

Le chapitre 4 traite de l'analyse des paliers de bielle en chargement dynamique variable, en se concentrant sur la rupture et la reformulation du film fluide dans la zone de contact, notamment dans la région de cavitation inactive. L'étude porte sur les paliers de longueur finie, pour la tête de bielle et pour le pied de bielle, et en comparant les résultats obtenus avec ceux issus de l'hypothèse simplifiée de paliers courts. Cette comparaison démontre que l'hypothèse des paliers courts permet de réduire considérablement le temps de calcul, tout en fournissant des résultats proches de ceux des modèles plus complexes.

La détermination de l'épaisseur minimale du film permet d'évaluer les risques de grippage des paliers de turbo et de bielle, qui sont caractérisés par leur grande vitesse de rotation lors de fonctionnement du moteur à combustion interne.

# Chapitre 1:

## Etude Bibliographique

## 1.1. Introduction :

Une partie importante de la recherche est concentrée aujourd'hui sur la nécessité d'économiser de l'énergie en termes de consommation ou de ressources. Ceci nécessite, pour de nombreux mécanismes de diminuer les frottements et de réduire l'usure. Le rendement des machines sera meilleur et les pertes d'énergie seront minimales. Ces pertes d'énergie sont liées, généralement aux problèmes de la lubrification et particulièrement à la lubrification hydrodynamique. La lubrification hydrodynamique est une forme de lubrification à film fluide avec génération de portance dans laquelle deux surfaces chargées sont séparées par une fine pellicule de lubrifiant. Les seules conditions à réunir pour ce que ce phénomène intervienne sont un mouvement relatif des surfaces, un pincement du fluide sur une portion de l'écoulement et une alimentation continue en lubrifiant, ce dernier ayant une viscosité suffisante.

## 1.2. Etude Bibliographique :

La lubrification des paliers de moteurs, est un problème complexe en raison des multiples paramètres qui agissent sur le comportement du film d'huile et sur les surfaces solides (température, pression, rugosité des surfaces, etc.). Les problèmes de lubrification d'un palier circulaire, ont été largement étudiés au cours des dernières années.

### 1.2.1. Paliers hydrodynamiques et Elastohydrodynamiques :

Notre étude bibliographique commence avec le travail de Desbord et al [1], qui analyse le comportement d'un palier lisse à patins inclinables sous chargement dynamique, y compris les déformations des patins dues au champ de pression hydrodynamique. Ils ont déduit que la pression maximale est également augmentée et l'épaisseur minimale du film est diminuée par les déformations des coussinets.

En 1957, Hahn et al [2] font les premiers à calculer la trajectoire du centre d'un arbre d'un palier soumis à une charge variable. Il a calculé deux champs de pressions distinctes, un dû à l'écrasement du film d'huile et l'autre dû à la vitesse tangentielle de l'arbre puis, en négligeant les pressions négatives, il a résolu les équations du mouvement à l'aide de la méthode de Rünge-Kutta.

En 1965, Booker [3] a mis au point une méthode appelée "mobilité" dans laquelle le mouvement de l'arbre est décomposé en deux composantes, une d'écrasement, et l'autre de mouvement tangentiel (effet de rotation). Ce sont les composantes du "vecteur de mobilité". Ce vecteur dépend de l'angle de calage et du rapport L/D. Booker a dressé les cartes de mobilité représentant les vitesses adimensionnées du centre de l'arbre pour une excentricité inférieure à 1. Mais, les cartes de mobilité ne sont utilisables que pour des paliers rigides.

Reddy, Arghyris et Scharpe (1968) [4] se basent sur les recherches de Zienkiewicz, Cheung et Visser (1965) pour proposer une solution par Éléments Finis à un problème de lubrification. Ces auteurs sont les premiers à introduire la technique des éléments finis dans le domaine de la lubrification.

La méthode des équations intégrales de frontière est employée par Herrebrugh (1968) [5] pour résoudre le problème d'un contact linéaire isotherme incompressible. Ces travaux sont utilisés par Taylor et O'Callaghan (1972) pour résoudre le problème du contact linéique isotherme piézovisqueux. Ils emploient des composants iso-paramétriques à 12 nœuds pour la discrétisation du domaine, l'approche de Galerkin, et une intégration par parties afin d'obtenir un système d'équations aux dérivées partielles du premier ordre plutôt que du second.

En 1972, Nicolas [6] applique la technique des éléments finis pour l'analyse d'un palier soumis à une charge quelconque.

Nicolas et Frêne (1973) [7] établissent une comparaison entre ces résultats théoriques et des données expérimentales.

En 1973, Fantino [8] présente une solution permettant de déterminer la position du centre de l'arbre d'un palier court. Il intègre analytiquement l'équation de Reynolds en fonction des vitesses du centre de l'arbre et résout les équations qui décrivent l'équilibre de la charge avec le champ de pression intégré sur la circonférence du palier.

En 1973, Wechsler [9] emploie la technique des différences finies pour la discretisation et la méthode de Gauss-Seidel avec sur-relaxation pour résoudre efficacement le système issu de la discrétisation de l'équation de Reynolds sur le domaine. Ils se servent des séries de Fourier afin de calculer les déformations élastiques.

Rhode et Oh [10], [11], [12] en 1975, développent à partir de ces travaux une nouvelle méthode dans laquelle ils expriment l'épaisseur du film dans un contact linéique par la relation  $H=H_0 + LP$  où  $H_0$  est l'épaisseur nominale,  $P$  la pression du film et  $L$  un opérateur matriciel défini pour un chargement unitaire appliqué perpendiculairement à la surface déformable. Ainsi ils arrivent à coupler l'équation de l'écoulement hydrodynamique à celles régissant la déformation des structures. La résolution est effectuée utilisant la méthode de Newton-Raphson. La convergence est atteinte rapidement ce qui montre la supériorité de la méthode par rapport aux méthodes itératives directes ou indirectes utilisées jusqu'à lors. Toutefois, pour des fortes charges, des oscillations apparaissent et peuvent mener à la divergence du processus. En remplaçant les éléments d'Hermite cubiques par des splines cubiques ils arrivent à résoudre ce problème.

Conway et Lee [13], examinent le scénario d'un palier à longueur infinie et traitent la question de la lubrification isotherme et isovisqueuse. L'équation de Reynolds, transformée en une forme unidimensionnelle, est intégrée de manière analytique. Le coussinet est perçu comme un tube fin installé dans une structure rigide. En 1977 [14], les mêmes auteurs exposent les résultats concernant le palier court en prenant en compte une distribution parabolique de la pression dans la direction axiale.

Pour la première fois en 1979, Fantino, Frêne et Du Parquet [15] examinent le comportement d'un palier de bielle élastique soumis à une charge statique en considérant l'hypothèse de la piézoviscosité. La résolution de l'équation de Reynolds est effectuée à l'aide de la technique des différences finies, en employant la méthode itérative de Gauss-Seidel avec sous-relaxation. Ils envisagent le palier comme un élément de longueur finie. Leurs observations indiquent la présence d'un pic de pression causé par la compression du film d'huile. Ils observent que l'étendue du film couvre presque la moitié de la circonférence du palier, en raison de l'élasticité des surfaces.

En 1981, Fantino [16] présente des solutions au problème EHD du palier court en régime transitoire. Il utilise la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 pour intégrer les équations de déplacement du centre de l'arbre. Afin d'éviter la divergence qui apparaît quand des valeurs des déformations deviennent supérieures au jeu radial, il applique une méthode de prédiction - correction.

En 1983, Pierre-Eugène, Frêne et Fantino, Roussel et du Parquet [17] mettent en parallèle les résultats théoriques et expérimentaux dans des conditions de fonctionnement statiques. Les calculs effectués par Fantino correspondent parfaitement aux expérimentations de Pierre-Eugène concernant les bielles en araldite. Les mesures de film d'huile sont effectuées par granulométrie laser. Ils étudient aussi les déformations de bielles réelles et trouvent que les résultats expérimentaux et théoriques concordent jusqu'à un chargement de 10 kN.

En 1984, Oh [18] aborde la recherche des étendues des régions de film active et inactive d'un contact sphère - plan comme un problème de complémentarité utilisant l'algorithme de Murty, algorithme qui sera décrit plus loin. Il est le premier à résoudre simultanément l'équation de Reynolds et l'équation de l'équilibre de la charge et de trouver en même temps la pression et l'excentricité. Jusqu'alors ces inconnues étaient déterminées successivement. La même année Goenka [19] utilise les hypothèses de complémentarité pour la résolution d'un problème de lubrification pour un palier lisse circulaire.

En 1995, Boedo et Booker [20] ont présenté un algorithme basé sur la méthode des éléments finis et qui assure la conservation de la masse.

En 1997, Ushijima et al. [21] présentent une méthode de prédiction de l'usure des paliers de tête de bielle, basée sur des résultats numériques. Ils considèrent la dépendance de la pression en fonction de la viscosité et des déformées élastiques du logement. L'analyse prend en compte la forme des surfaces usées. Ils montrent que les performances des paliers sont influencées considérablement par l'usure.

En 2000, Okamoto et al. [22] étudient les conséquences de la réduction des dimensions géométriques (largeur et diamètre) des paliers de tête de bielle associée à l'augmentation des cylindrées, dans les moteurs diesel. Afin de considérer la cavitation, ils emploient le modèle de Murty. Les déformées du logement sont calculées à partir des matrices de compliance, tandis que l'arbre est considéré rigide.

En 2002, Stefani et Rebora [23] ont étudié l'influence de la force de serrage des vis de fixation dans le cas d'un palier de tête de bielle, en ajoutant une déformation initiale. Cependant, la variation de cette déformation pendant le cycle de fonctionnement n'est pas considéré.

Wang et al. [24] proposent en 2004 une étude qui prend en compte les déformations dues au serrage des vis de fixation pendant le cycle de fonctionnement. Ils considèrent aussi l'influence des effets d'inertie et la déformation globale de la bielle sur les paramètres de lubrification. Toutes ces spécifications ont une influence non-négligeable dans l'étude des performances des paliers. Les mêmes auteurs [25] s'intéressent aussi aux performances des paliers de tête de bielle avec des formes non-circulaires.

En 2006 Caika et al. [26] proposent un modèle de simulation numérique pour paliers élastohydrodynamiques. Le modèle tient compte de la dépendance de la viscosité du lubrifiant sur la pression, la température et la vitesse de cisaillement. Température et de pression influencent fortement la viscosité des huiles lubrifiantes. En outre, les huiles de moteur multigrades présentent rhéofluidifiant en raison de l'indice de viscosité améliorante.

En 2008 A. Maoui et B. Benabès [27] présentent une modélisation numérique des comportements hydrodynamique et thermique d'un palier lisse cylindrique de longueur finie. Les déformations thermo élastiques des parties solides sont prises en compte. Une approche thermique est proposée afin de considérer la forme elliptique de l'équation de l'énergie dans le film fluide. La résolution numérique est effectuée par un couplage entre les méthodes des différences finies et des volumes finis. La méthode des différences finies centrées est utilisée pour la détermination du champ de pression. Par ailleurs, la détermination de la température dans les trois parties du contact (arbre, film fluide, coussinet) est effectuée par la méthode des volumes finis. Le calcul numérique est accompli à l'aide d'un processus itératif en résolvant simultanément les équations de Reynolds, de l'énergie dans le film et de conduction thermique

dans les parties solides. En outre, les termes convectifs et conductifs de l'équation de l'énergie dans le film sont traités à l'aide d'un schéma de la loi de puissance.

### 1.2.2. Paliers de Turbocompresseur :

Les turbocompresseurs sont des composants essentiels dans les moteurs à combustion interne modernes, améliorant considérablement l'efficacité et les performances. Les paliers des turbocompresseurs fonctionnent dans des conditions extrêmes, y compris à des vitesses élevées, sous de lourdes charge et avec de la cavitation. Des efforts de recherche significatifs ont été consacrés à garantir la performance optimale des turbines à grande vitesse.

Li et Rohde [28] et Li [29] ont développé des modèles à paramètres concentrés pour prédire la réponse de stabilité des paliers flottant, en examinant l'influence du déséquilibre et de la subsynchronicité sur la stabilité des rotors soutenus par ces paliers. Wan et al. [30] ont introduit un nouveau type de rotor de turbocompresseur de moteur diesel et par comparaison avec des données expérimentales, ont démontré que la méthode des éléments finis (EF) produit des résultats qui s'alignent étroitement avec les pratiques d'ingénierie.

Liu [31] a utilisé l'analyse par éléments finis (FE) pour calculer la résistance et les caractéristiques dynamiques des rotors, en analysant les caractéristiques dynamiques d'un moteur à turbine et en déterminant la vitesse critique du système de rotor. Yu et Lv [32] ont exploré les caractéristiques dynamiques des systèmes de rotors flexibles, en utilisant le rapport de vitesse de rotation, la quantité de déséquilibre, le rapport d'amortissement et la viscosité comme paramètres de contrôle. Ils ont présenté des résultats numériques de l'état à long terme du système par interpolation de Lagrange, et ont comparé le modèle de force de film d'huile dynamique avec le modèle de force de film d'huile statique, validant ainsi la rationalité du film d'huile non linéaire dynamique.

D'autres approches numériques pour résoudre l'équation de Reynolds incluent la méthode des éléments finis et la méthode des différences finies. Wang et al. [33] ont étudié l'impact des tolérances de fabrication sur les jeux de film, observant que la réponse non linéaire peut changer qualitativement avec des jeux variables. Zhang et al. [34] ont étudié la stabilité des turbocompresseurs en relation avec les jeux de roulements, tandis que les mesures et les simulations ont montré que les rotors soutenus par des paliers à bague flottante complète présentent divers effets d'oscillation non linéaire [35], [36], [37], y compris des vibrations superharmoniques et sous-harmoniques, des phénomènes de saut et des effets de synchronisation.

Les paramètres clés qui influencent de manière significative le comportement dynamique d'un turbocompresseur incluent les jeux de film et l'excentricité du rotor [38-39]. Ces incertitudes sont influencées par les tolérances de fabrication et les températures variables du turbocompresseur [40-41]. Papadopoulos et al. [42] ont développé une méthode pour identifier les jeux basés sur les réponses mesurées et ont discuté de leur impact sur la stabilité des roulements. Quintini et al. [43] ont étudié les coefficients dynamiques des paliers à coussinets inclinés et les effets des incertitudes de jeu et de précharge en utilisant la modélisation numérique.

### 1.2.3. Paliers de Bielles :

Le palier de bielle est un composant de friction important dans un moteur. Son état opérationnel impacte directement l'économie, la fiabilité, la durabilité et la durée de vie du moteur. Les avancées continues en recherche et en technologies connexes ont conduit à des améliorations significatives des capacités de conception des paliers de bielle de moteur (tête et pied de bielle).

De nombreuses études ont exploré la lubrification des paliers de bielle. Par exemple, Liu a examiné la performance tribodynamique transitoire du système vilebrequin-palier principal pendant le démarrage du moteur [44], tandis que Zammit a étudié la lubrification des paliers de vilebrequin pendant le réchauffement du moteur [45]. Des chercheurs comme Inui, Jia et Galera et al. [46-47-48] se sont concentrés sur les facteurs influençant la lubrification des paliers de vilebrequin, et Gu et al. [49] ont évalué la performance des paliers de vilebrequin texturés tout au long d'un cycle moteur.

De plus, Francisco, Lavie et Zhang et al. [50-51-52] ont exploré l'optimisation de la lubrification des paliers de vilebrequin. Ozasa et al. [53] ont introduit une méthode simplifiée pour estimer la lubrification des paliers de moteur. Tabrizi et al. [54] ont comparé différents modèles de simulation pour les paliers de bielle, et Toshihiro et al. [55] ont étudié la lubrification des paliers de bielle dans les moteurs à essence.

De plus, Bi et Chen et al. [56-57] ont étudié la lubrification dans les paliers principaux des moteurs turbocompressés. Choi et al. [58] ont analysé dynamiquement la lubrification élastohydrodynamique des paliers, en tenant compte du dynamique multi-corps flexibles. Shao et al. [59] ont examiné les performances de lubrification du système de palier principal du moteur, y compris le bloc-cylindres et la bielle du vilebrequin. Zhao et al. [60] ont analysé la performance de lubrification dans des conditions de fonctionnement typiques pour les paliers principaux des moteurs marins.

### 1.3. Généralités sur les paliers :

#### 1.3.1. Définition du palier hydrodynamique:

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés ; les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique qui tourne a l'intérieur d'un coussinet (alésage) [61].

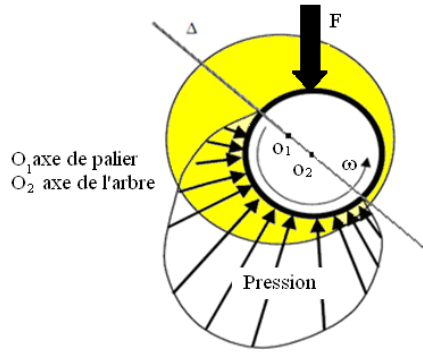


Figure 1.1- Paliers hydrodynamiques avec le champ de pression

#### 1.3.2. Caractéristiques d'un palier:

Un palier hydrodynamique est constitué de deux éléments, l'arbre de rayon  $R_a$  et le coussinet en bronze de rayon intérieur  $R_c$  de longueur  $L$ . La géométrie du palier est indiquée par la figure 1.2

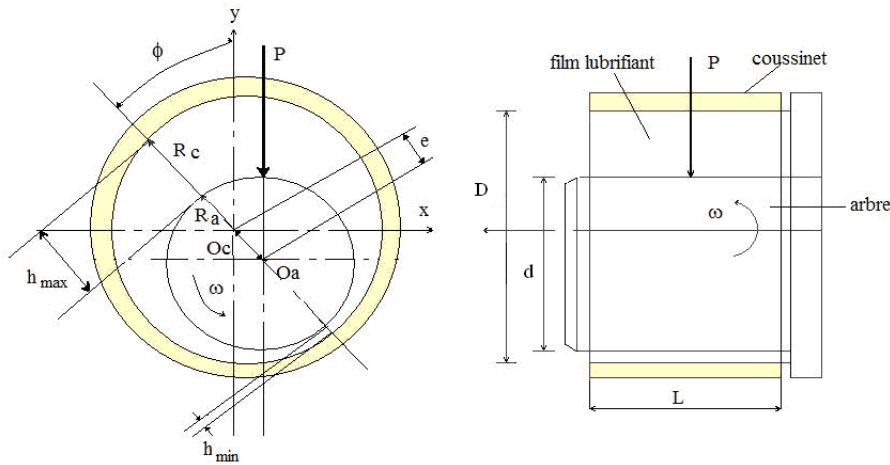


Figure 1.2- Géométrie du palier hydrodynamique

#### 1.3.3. Paramètre de calcul d'un palier hydrodynamique:

Les principaux paramètres qui interviennent dans la définition d'un palier cylindrique et qui sont indiqués dans la Figure 1.2 sont:

- Les paramètres géométriques : diamètre «  $D$  » et «  $d$  », longueur «  $L$  », jeu radial «  $C$  ».

- Les paramètres cinématiques: vitesse de rotation «  $\omega$  », charge «  $P$  », angle de calage «  $\phi$  », excentricité «  $e$  », l'épaisseur du film «  $h$  ».
- Les paramètres dynamiques: charge variable ou constante
- Les paramètres caractéristiques de lubrifiant : viscosité dynamique, masse volumique, chaleur spécifique.

#### 1.3.4. Types des paliers hydrodynamiques:

Selon leurs diamètres les paliers lisses cylindriques sont divisés en trois types, les paliers courts, infiniment longs et les paliers de longueur finie [61]:

**-Palier court:** Un palier est dit court lorsque le rapport ( $L/D$ ) de la longueur au diamètre du palier est faible, de  $L/D < 0,125$ .

Dans ce type de palier, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression circonferentiel négligeable, ce qui simplifie considérablement les calculs.

**-Palier infiniment long :** Lorsque le rapport ( $L/D$ ) de la longueur au diamètre de palier est grand, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonferentiel. En pratique, ce calcul s'applique aux paliers tels que ( $L/D > 4$ ).

Dans ce type des paliers, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression axial négligeable devant le gradient de pression circonferentiel.

**-Palier de longueur finie :** Dans le cas où le rapport ( $L/D$ ) est compris entre (0.125 et 4), le palier est considéré de longueur finie.

Les deux types de palier précédent constituent les configurations extrêmes, l'infiniment long et l'infiniment court le palier de longueur finie donne une configuration réelle du palier.

Les résultats obtenus par ce type de palier sont plus réels que ceux des deux types précédents, car dans ce type de palier ne tiennent par compte des hypothèses simplificatrices précédents. C'est le cas de notre application.

#### 1.3.5. Principe de fonctionnement du palier :

Le fonctionnement du palier repose sur le débit du film. L'adhérence du fluide lubrifiant en film mince aux parois en mouvement crée le débit. Dans le cas de la lubrification hydrodynamique, la génération de la pression se fait par conservation du débit dans la portance et le frottement. Dans le cas dans un palier hydrodynamique, la portance recherchée et le frottement une conséquence. Pour que le fluide soit une interface efficace, il faut que le champ de pression soit suffisant pour équilibrer la charge normale en fonction de l'aire du contact

disponible, mais aussi que l'épaisseur minimale du film soit supérieure aux éventuels défauts géométriques des surfaces [61].

La figure (1.3) présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous chargement.

**-Phase (a):** À l'arrêt, (figure. 1.3a), l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance «  $O_a O_c$  » est égale au jeu radial «  $C$  ».

**-Phase (b):** Au démarrage, (figure. 1.3b), l'arbre roule en glissement à l'intérieur de coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

**-Phase (c):** Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, (Figure 1.3c), il y a présence d'un champ de pression hydrodynamique qui supporte à la charge «  $P$  », le centre de l'arbre occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet. Si le torseur de forces extérieur se réduit à une force unique «  $P$  » qu'agit dans les plans de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et de coussinet sont parallèles.

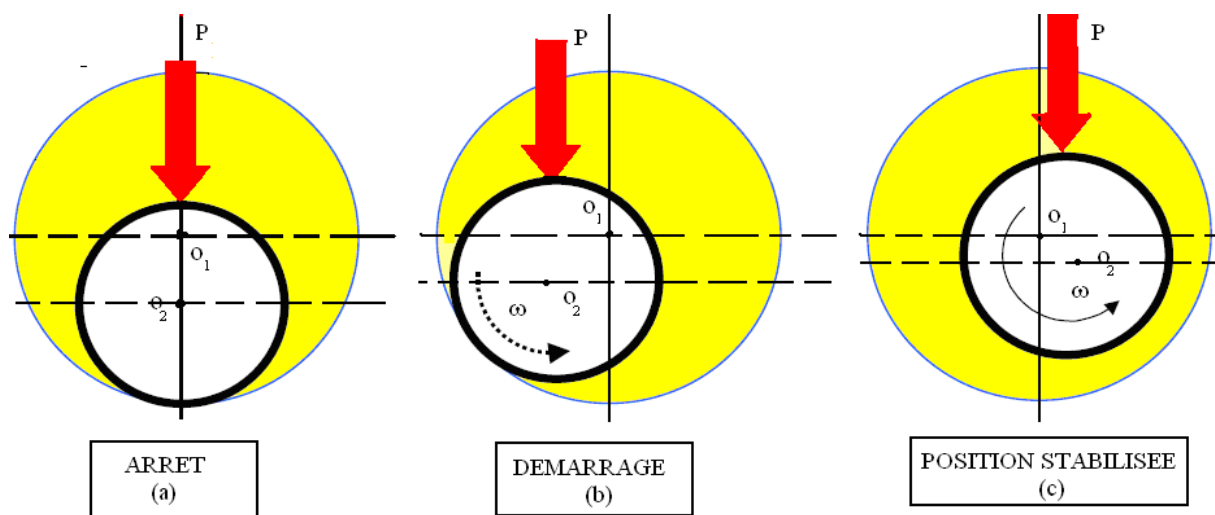


Figure 1.3- Phases de fonctionnement d'un palier

### 1.3.6. Les Régimes de lubrification :

Lubrification caractérise les conditions dans lesquelles l'arbre et le coussinet sont séparés par le lubrifiant. Leur spécificité repose sur l'existence d'un lubrifiant visqueux, en film complet ou non, et sur le mécanisme de génération de portance ou sein du film fluide. Selon la nature et les propriétés du lubrifiant. Diverses possibilités de lubrification se présentent [61]:

### 1/Régime de frottement sec :

Ce régime n'est utilisé que lorsqu'on recherche l'adhérence: freinage, embrayage, contact pneumatiques-sol,...etc., ou dans la lubrification de petits mécanismes (ceinture de sécurité) pour lesquels on utilise des vernis antifricition de glissement.

### 2/Régime de lubrification limite :

Il concerne les surfaces se déplaçant à faible vitesse pour lesquelles un film d'huile visqueux continu ne peut se former en raison des trop fortes pressions de contact. Dans les véhicules, ce régime est prépondérant durant le démarrage ou l'arrêt des mécanismes et au cours de certain phase transitoires de fonctionnement comme, par exemple, les contacts segment-piston-cylindre aux point morts.

### 3/Régime de lubrifiant fluide :

Ces régimes existent lorsque les surfaces sont complètement séparées par un film continu de lubrifiant. Selon la géométrie des deux surfaces en regard et selon l'amplitude des pressions exercées, on est en présence de l'un des trois régimes de lubrification fluide:

**-Le régime hydrostatique :** pour lequel la séparation des surfaces est assurée par une très forte mise en pression extérieure du fluide gazeux ou liquide; ce régime n'existe pas dans l'automobile.

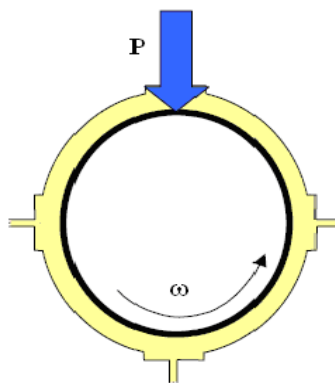


Figure 1.4- Régime hydrostatique

**-Le régime hydrodynamique (HD) :** pour lequel la viscosité du lubrifiant constitue le paramètre essentiel jouant sur la formation d'un film d'huile épais (palier lisse, contacts segments/piston/cylindre entre points morts...).

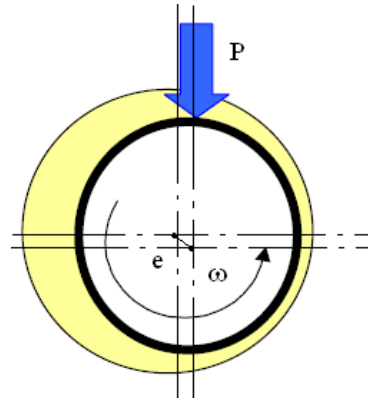


Figure 1.5- Régime hydrodynamique

**-Le régime élastohydrodynamique (EHD) :** qui fait intervenir la déformation élastique des surfaces et l'augmentation considérable de la viscosité du lubrifiant sous l'effet des très fortes pressions de contact pour former un film d'huile très résistant mais très mince (engrenage, roulement ...).

#### 4/Régime de lubrification mixte :

Souvent rencontré dans la pratique, il est intermédiaire entre le régime limite et les régimes de lubrifiant fluide: hydrodynamique ou élastohydrodynamique. il existe chaque fois qu'un film visqueux mince s'établit entre les surfaces dont l'épaisseur est insuffisante pour séparer totalement les aspérités les plus proéminentes; un certain nombre de contacts directs métal-métal se produisent alors, ce qui entraîne une augmentation du frottement, des températures de contact et de l'usure adhésive.

### 1.4. Conclusion :

La résolution de l'équation de Reynolds est la base des problèmes théoriques liés à la lubrification hydrodynamique. Les techniques de résolution fréquemment utilisées comprennent la méthode des différences finies et la méthode des éléments finis. Dans un souci de simplification, l'équation de Reynolds est désormais plus aisée à résoudre, y compris par des méthodes analytiques, bien que les résultats obtenus soient moins exacts.

Dans le cadre des différentes techniques de calcul visant à établir les paramètres de fonctionnement des paliers en régime instationnaire, certaines présentent des avantages plus marqués. Si l'on adopte l'hypothèse du palier court, les approches de résolution proposées par B. Fantino [15] et J.F. Booker [03] semblent être les plus appropriées pour ce genre de problème.

Pour les paliers de longueur finie, la technique la plus fréquemment adoptée et sans doute la plus efficace est celle de J.F. Booker [03]. Cette méthode permet d'effectuer des calculs rapides tout en conservant une précision élevée.

L'examen et la compilation des recherches réalisées sur le comportement dynamique des paliers révèlent qu'il y a souvent un écart significatif entre les conclusions théoriques et expérimentales, attribué à l'omission des déformations élastiques. Ces distorsions ont une grande importance dans le comportement dynamique des paliers et seules les recherches les plus actuelles les intègrent.

# Chapitre 2:

## Théories et Equations sur la Lubrification

## 2.1. Introduction :

Les paliers lisses sont des organes de machines tournantes soumis à des conditions de fonctionnements très sévères en transmettant des mouvements rotatifs. Pour qu'un palier présente un bon fonctionnement il faut mettre en évidence toutes ses caractéristiques hydrodynamiques. Les effets élastiques d'un palier lisse hydrodynamique, ont été largement étudiés au cours des dernières années. Vu la déformation de la face interne du coussinet due au frottement au cours du fonctionnement, une étude élastohydrodynamique (EHD) aussi a été menée dans le but de réduire les frottements, donc diminuer les résistances au mouvement et éviter l'usure et le grippage de la face interne du coussinet. L'étude consiste à déterminer l'effet des différents paramètres hydrodynamique sur les performances du palier.

## 2.2. Les hypothèses Utilisées en Lubrification :

Le champ de pression est calculé à partir de l'équation de Reynolds généralisée, obtenue à partir des équations de Navier-Stokes en posant les hypothèses suivantes :

- Le milieu est continu
- Le fluide est newtonien et incompressible
- L'écoulement est laminaire
- Le film est un milieu continu et la zone de rupture est considérée comme un mélange homogène de fluide et de gaz
- Les forces massiques extérieures et les forces d'inertie sont négligeables
- Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact
- L'épaisseur de film est très faible devant les autres dimensions du contact; c'est l'hypothèse de base de la lubrification.

## 2.3. Equations Utilisées en Lubrification :

La formation et le maintien d'un film de fluide impose l'existence d'une pression dans ce film afin d'équilibrer la charge appliquée entre les deux surfaces du mécanisme. Cette pression est créée par le déplacement relatif des surfaces. En considérant les hypothèses ci-dessus, Le calcul de cette pression permet de déterminer la charge qui peut supporter le contact, le couple de frottement et le débit. Ainsi pour déterminer les caractéristiques de fonctionnement d'un palier ou d'une butée, il faudra tout d'abord calculer la pression dans le film, cette dernière est obtenue que par résolution de l'équation de Reynolds. L'analyse d'un contact hydrodynamique s'effectue à partir des équations permettant de prédire le comportement du mécanisme [63]. Ces équations sont:

-L'équation de l'hydrodynamique des films minces visqueux (l'équation de Reynolds Généralisée) sous sa forme générale permet de prendre en compte tous les phénomènes de portances rencontrés en lubrification.

-Les conditions aux limites.

-L'équation définissant la géométrie du contact.

-Les équations définissant les différents paramètres du contact.

**2.3.1. Equation de Reynolds généralisé en coordonnées cartésiennes (x, y, z) :**

L'équation de Reynolds en lubrification peut être déduite des équations de la mécanique des milieux continus et la loi de comportement de fluides newtoniens, en tenant compte de la forme particulière du film lubrifiant, pour lequel l'épaisseur est très faible devant la largeur et la longueur du contact. L'équation de Reynolds traduit la loi de conservation du débit dans le contact, s'écrit [61] :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + 6h \frac{\partial}{\partial z} (W_1 + W_2) + 12V_2 \dots\dots\dots (2.1)$$

**2.3.1.1. Vitesse du Fluide et Contrainte de cisaillement :**

Un cas fréquent en lubrification est que la vitesse d'une paroi du contact est tangente à cette paroi (V<sub>1</sub>=0). En plaçant l'origine du système d'axes sur cette paroi (1) en utilisant les coordonnées cartésiennes (X, Y, Z), et l'épaisseur de fluide (h) est mesuré selon la direction Oy, voir la figure 2.1 :

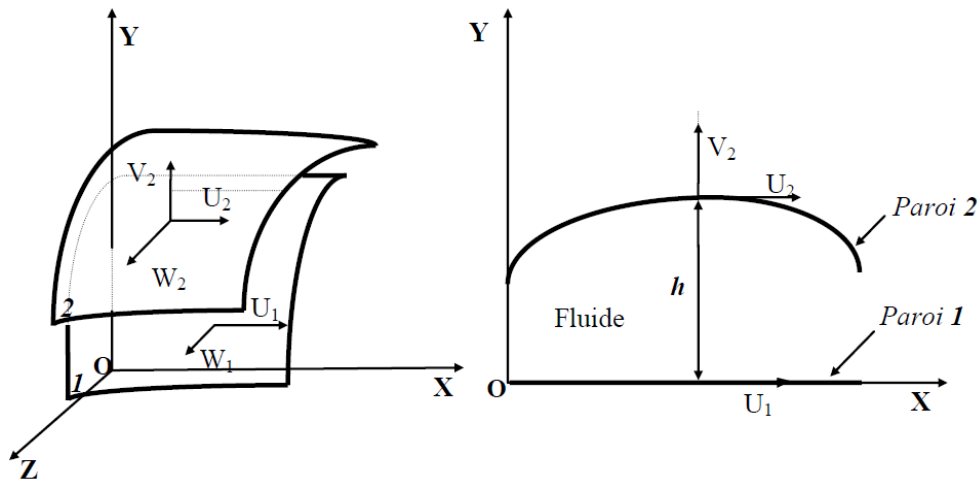


Figure 2.1- Système d'axe en coordonnées cartésiennes

Donc : D'après la figure 2.1 les conditions aux limites sur les vitesses s'écrivent [61-62] :

$$\begin{cases} \text{Selon la paroi (1) et pour } y = 0 : u = U_1, v = 0, w = W_1 \\ \text{Selon la paroi (2) et pour } y = h : u = U_2, v = V_2, w = W_2 \end{cases}$$

Avec :

$u, w$  : composantes de la vitesse du fluide selon les direction  $x, z$

$U_1, U_2, V_2, W_1$  et  $W_2$  : sont les vitesses des parois (1) et (2) dans la direction  $x, y, z$

La vitesse  $V_1$  de la paroi (1) dans la direction  $y$  est nulle ( $V_1=0$ ).

Alors : Les vitesses  $u$  et  $w$  du fluide s'écrivent:

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \dots\dots\dots (2.2) \\ w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} y(y-h) + \frac{h-y}{h} W_1 + \frac{y}{h} W_2 \dots\dots\dots (2.3) \end{cases}$$

En utilisant les relations précédentes, on déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x} (2y-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \dots\dots\dots (2.4) \\ \tau_{xz} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial z} (2y-h) + (W_2 - W_1) \frac{\mu}{h} \dots\dots\dots (2.5) \end{cases}$$

### 2.3.2. Equation de Reynolds généralisé en Coordonnées Cylindriques ( $r, \theta, z$ ) :

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 [61-62].

Deux types de conditions sont généralement employés :

- La frontière du domaine d'intégral supposée connu, avec la pression  $P$  connue dans tous les points,
- Le reste de la frontière où le film est rompu sera déterminé par une condition supplémentaire sur la pression.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{\mu r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) \dots\dots\dots (2.6) \\ = 6r(U_1 - U_2) \frac{\partial P}{\partial r} + 6(V_1 - V_2) \frac{\partial h}{\partial \theta} + 6rh \frac{\partial}{\partial r} (U_1 + U_2) + 6h \frac{\partial}{\partial \theta} (U_1 + U_2) + 6h(U_1 + U_2) + 12rW_2 \end{aligned}$$

**2.3.2.1. Vitesse du Fluide et Contrainte de cisaillement :**

L'épaisseur de filme d'huile (h) est mesurée dans la direction Oz, voire Figure 2.

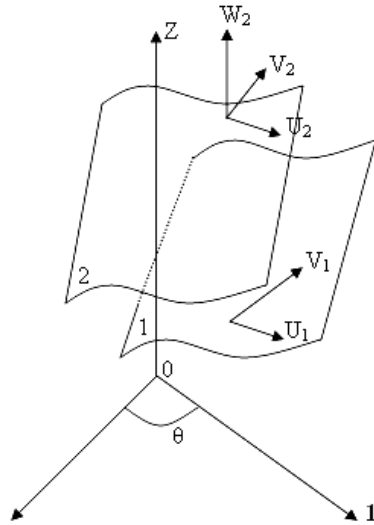


Figure 2.2- Système d'axe en coordonnées cylindriques

Donc : D'après la figure 2.2 les conditions aux limites sur les vitesses s'écrivent [61-62] :

$$\begin{cases} \text{Selon la paroi (1) et pour } z = 0 : u = U_1, v = V_1, w = 0 \\ \text{Selon la paroi (2) et pour } z = h : u = U_2, v = V_2, w = W \end{cases}$$

Avec :

u, w : composantes de la vitesse du fluide dans les direction radiale et tangentielle respectivement.

Alors : Les vitesses u et w du fluide s'écrivent:

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial r} Z(Z - h) + \frac{h-Z}{h} U_1 + \frac{Z}{h} U_2 \dots\dots\dots (2.7) \\ w = \frac{1}{2\mu r} \frac{\partial P}{\partial \theta} Z(Z - h) + \frac{h-Z}{h} V_1 + \frac{Z}{h} V_2 \dots\dots\dots (2.8) \end{cases}$$

En utilisant les relations précédentes, on déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\begin{cases} \tau_{ry} = \mu \frac{\partial u}{\partial Z} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial r} (2Z - h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \dots\dots\dots (2.9) \\ \tau_{\theta z} = \mu \frac{\partial w}{\partial Z} = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} (2Z - h) + (V_2 - V_1) \frac{\mu}{h} \dots\dots\dots (2.10) \end{cases}$$

### 2.3.3. Equation de Reynolds en régime instationnaire :

Dans cette étude nous intéressons à l'étude du comportement des paliers cylindriques hydrodynamiques en mode instationnaire en tenant compte de la hauteur minimale du film d'huile et en considérant aussi la variation de la charge en module et en direction, et le centre de l'arbre qui décrit une trajectoire à l'intérieure du coussinet.

L'équation de Reynolds est déduite à partir des équations de Navier-Stokes, qui permet de déterminer le champ de pression dans le film créé par le mouvement des surfaces du contact. La répartition de pression qui dépend des paramètres géométriques, et de la charge appliquée nécessite dans ce cas l'étude et la résolution. A partir d'une position de l'arbre dans le coussinet:

- Le champ de pression correspondant est déterminé,
- La charge supportée en intégrant la pression est calculée,
- La charge calculée est comparée à la charge appliquée.

Si la charge calculée est différente de la charge appliquée, il faut modifier la position de l'arbre. La procédure est poursuivie jusqu'à la convergence. La position du centre de l'arbre à l'intérieur du coussinet est ainsi connue. Puis, à partir des équations de base il est possible de déterminer :

- La pression maximale du film,
- La valeur minimale du film lubrifiant,
- Le couple de frottement,
- Le débit axial,

Les vitesses de l'arbre et de coussinet  $U_c, V_c, U_a, V_a$  sont données par les expressions si dessous [61] :

Pour l'arbre :

$$\begin{cases} U_a = e \sin\theta - e(\phi + \psi)\cos\theta + R_a \omega_a \cong R_a \omega_a \dots\dots\dots (2.11) \\ V_a = e \cos\theta + e(\phi + \psi)\sin\theta + R_a \omega_a + R_a \omega_a \frac{dh}{dx} \dots\dots\dots (2.12) \end{cases}$$

Pour le coussinet :

$$\begin{cases} U_c = R_c \omega_c \dots\dots\dots (2.13) \\ V_c = 0 \end{cases}$$

Sachant que :  $R_a \cong R_c \cong R$ , l'équation de Reynolds modifiée s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\mu C [(\dot{\varphi} - \varpi)\varepsilon \sin\theta + \dot{\varepsilon} \cos\theta] \dots\dots\dots (2.14)$$

Et en posant :  $\theta = x / R$  et  $H = h / C$  et  $Z = z / L$  et  $P = p(LD/F)$

Donc : l'équation de Reynolds sans dimension pour un palier de longueur finie s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 12\mu \frac{LD}{F \left( \frac{C}{R} \right)^2} [(\dot{\varphi} - \varpi)\varepsilon \sin\theta + \dot{\varepsilon} \cos\theta] \dots\dots\dots (2.15)$$

Avec :

P : Pression sans dimension

H : L'épaisseur sans dimension du film

L : Longueur du palier

$\varpi$  : est la vitesse moyenne de l'arbre et du coussinet rapporté à la charge, telle-que :

$$\varpi = \frac{\omega_a + \omega_c}{2} - \dot{\psi}$$

R : Rayon du palier

C : Le jeu radial du palier : (C = Rc-Ra)

$\mu$  : La viscosité dynamique du lubrifiant

$\dot{\psi}$  : La vitesse angulaire de la charge

$\dot{\varphi}$  : Vitesse angulaire de la ligne des centres par rapport à la charge

$\dot{\varepsilon}$  : Vitesse d'écrasement (  $\dot{\varepsilon} = \dot{e}/C$  )

**2.3.4. Conditions aux limites :**

La résolution de l'équation de Reynolds présente différents degrés de complexité. La précision du modèle employé varie en fonction des buts visés et de la précision requise. La sélection des conditions aux limites est un élément crucial pour la qualité du modèle.

La modélisation la plus précise consiste à diviser le domaine d'intégration  $\Omega$  en deux régions. Une zone  $\Omega^o$  où le film est interrompu et la pression reste constante (P=0) et un domaine  $\Omega^+$  où il y a production de pression (P>0).

$\Sigma^-$  et  $\Sigma^+$  représentent respectivement les limites où il y a reconstitution et rupture du film de lubrification (Fig.2.3).

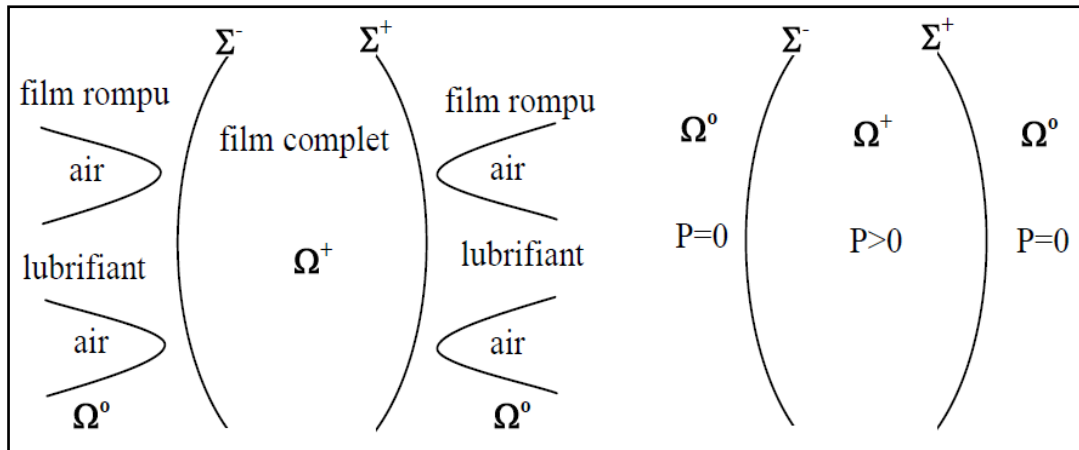


Figure 2.3-Domaine de film Lubrifiant

#### 2.3.4.1. Conditions aux limites de Reynolds :

Pour résoudre l'équation (2.15) il faut introduire les conditions aux limites de Reynolds en prenant la pression atmosphérique comme référence, ces conditions sont :

- Pour quelque soit  $\theta$  :  $P(Z = \pm 1/2) = 0$
- Pour quelque soit  $Z$  :  $P(\theta = 0) = P(\theta = 2\pi) = 0$
- Dans la frontière du fluide :  $P = 0$  et  $\frac{\partial P}{\partial \theta} = 0$
- Dans la zone de Cavitation :  $P = 0$

#### 2.3.4.2. Conditions aux limites d'ELROD :

Elrod [64] propose, dans l'équation (2.15), de travailler sur la proportion locale du fluide afin de détecter la cavitation au lieu de travailler sur la pression en effectuant un changement de variable (2.16). De cette façon, l'équation en question devient une équation aux dérivées partielles du second ordre dont la solution analytique est connue (2.17).

Soit :  $\Theta = \frac{P}{P_c}$  la proportion locale du fluide dans un domaine élémentaire, sachant que  $P_c$  et la pression critique dans la zone de cavitation.

$\Theta \geq 1$  : Dans la région  $\Omega^+$  où le film est complet et par conséquent  $P > 0$

$\Theta < 1$  : Dans la région  $\Omega^0$  où le film est rompu et par conséquent  $P = P_c$

Dans la définition du module de compressibilité  $\beta$ , Elrod a introduit une fonction bascule  $g$  qui a les particularités suivantes :

$g = 1$  si  $\Theta \geq 1$  : Dans la région où le film est complet.

$g=0$  si  $\theta < 1$  : Dans la région où le film est rompu (région de cavitation).

En utilisant les conditions aux limites de Elrod en remplaçant la pression par :

$$P = g \cdot \beta \cdot \ln \theta + P_c \dots\dots\dots (2.16)$$

Et on obtient l'équation de Reynolds avec les Conditions limites d'Elrod sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \beta H^3 g \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( \beta H^3 g \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) = 12 \mu \frac{LD}{F \left( \frac{C}{R} \right)^2} \left[ (\omega - \dot{\varphi}) \frac{\partial H \theta}{\partial \theta} + \theta \dot{\varepsilon} \cos \theta + \frac{\partial H \theta}{\partial t} \right] \dots\dots\dots (2.17)$$

**2.3.5. Epaisseur Minimal de Film :**

L'équation géométrique entre l'épaisseur du film lubrifiant  $h$  et la position relative par rapport à l'arbre qui est définie par l'excentricité  $\varepsilon$  à chaque instant s'écrit :

$$h(\theta, t) = C \cdot (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) \dots\dots\dots (2.18)$$

Ainsi, pour une position angulaire :  $\theta = \pi$ , elle s'écrit :

$$h_{\min} = C (1 - \varepsilon) \dots\dots\dots (2.19)$$

**2.3.6. Trajectoire du centre de l'arbre :**

La trajectoire du centre de l'arbre à l'intérieure du coussinet est obtenue pour le pas du temps considéré, par intégration de la vitesse du centre de l'arbre à un instant donné. L'équation du mouvement du centre de l'arbre s'écrit :

$$\frac{d\vec{\varepsilon}}{dt} = \frac{F \left( \frac{C}{R} \right)^2}{\mu LD} \vec{M} + \overline{\omega} \wedge \vec{\varepsilon} \dots\dots\dots (2.20)$$

Puisque l'excentricité varie dans le temps, donc il faut choisir un intervalle de temps entre deux points successifs.

**2.3.7. Le débit de fuite du palier :**

Le débit de fuite du palier est obtenu par intégration de la vitesse du fluide dans la direction axiale, à travers la section du film :

$$Q = - \frac{R}{6\mu} \int_0^{2\pi} h^3 \frac{\partial P}{\partial z} d\theta \quad ; \text{ Pour } (z = L/2) \dots\dots\dots (2.21)$$

### 2.3.8. Couple de frottement :

Le calcul du couple de frottement s'effectue par intégration des contraintes de cisaillement à la surface de l'arbre ( $y = h$ ) ou du coussinet ( $y = 0$ ) :

$$C = \iint R \tau_{xy} ds \quad (2.22)$$

En introduisant l'expression de la contrainte de cisaillement, le couple de frottement s'écrit [61]:

- Sur l'arbre : ( $y=h$ )

$$C_a = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} h d\theta dz + \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h} \mu d\theta dz + \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_s}^{\theta_e + \pi} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h^2} h_s d\theta dz \quad (2.23)$$

- Sur le Coussinet : ( $y=0$ )

$$C_c = - \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} h d\theta dz + \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h} \mu d\theta dz + \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_s}^{\theta_e + \pi} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h^2} h_s d\theta dz \quad (2.24)$$

Où :  $h_s$  est la hauteur du film d'huile pour  $\theta = \theta_s$  et  $\theta_e$  et  $\theta_s$  sont les limites respectivement d'entrée et de sortie du film d'huile. L'intervalle  $[\theta_e, \theta_s]$  délimite la zone active du film ( $P \geq 0$ ) tandis que  $[\theta_s, \theta_{e+2\pi}]$  correspond à la zone inactive du film ( $P = 0$ ).

- Pour un palier de longueur finie ( $0.125 < L/D < 4$ ), les bornes  $\theta_e$  et  $\theta_s$  change à chaque instant et sont obtenues numériquement.

Le couple de frottement peut être écrit comme suite :

$$C = C_p + C_g^{\theta_e \theta_s} + C_{ina} \quad (2.25)$$

Telle-que :

- Due au gradient de pression :

$$C_p = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} h d\theta dz$$

- Due au glissement des surfaces :

$$C_g^{\theta_e \theta_s} = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h} \mu d\theta dz$$

- Dans la zone inactive :

$$C_{ina} = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_s}^{\theta_e + \pi} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h^2} h_s d\theta dz$$

-Pour un palier court ( $L/D < 0.125$ ), les couples de friction sur l'arbre et le coussinet, dus uniquement à la vitesse de glissement des surfaces, sont égaux. Les expressions des couples de friction sont les suivantes :

- En prenant en compte uniquement la zone active :

$$Ca = Cc = \frac{R^3 L \mu}{C} \frac{2(\omega_a - \omega_c)}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \left[ \text{Arctg} \left( \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{1 + \varepsilon}} \text{tg} \frac{\theta}{2} \right) \right]_{\theta_e}^{\theta_s} \quad (2.26)$$

Où:  $\theta_s = \theta_e + \pi$

- En supposant que le palier soit solide (plain) :

$$Ca = Cc = \frac{R^3 L \mu}{C} (\omega_a - \omega_c) \frac{2\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \quad (2.27)$$

## 2.4. Conclusion :

Ce chapitre nous a permis de présenter une étude théorique pour la résolution des problèmes hydrodynamiques. Les équations de base régissant l'ensemble des problèmes liés à la lubrification hydrodynamique sont décrites. Nous avons procédé à une vue d'ensemble des conditions et hypothèses nécessaires pour la résolution de cette problématique.

Nous nous sommes intéressés plus particulièrement à l'écriture de ces différentes équations permettant la description du comportement hydrodynamique du palier en régime instationnaire. L'équation de l'hydrodynamique des films minces visqueux présentée peut s'appliquer à n'importe quel type de contact lubrifié pour un fluide Newtonien.

# Chapitre 3:

## Analyse du Palier de Turbocompresseur

### 3.1. Introduction :

La rotation des paliers de turbocompresseur est liée à l'écoulement des gaz d'échappements d'un moteur à combustion interne, qui entraîne les aubes de la turbine. A cause du mouvement alternatif des pistons, la simulation du palier et le calcul de ses caractéristiques de lubrification est dans les conditions instationnaires.

Cette étude simule les paliers élastohydrodynamiques cavitants à grande vitesse dans les turbocompresseurs en utilisant des modèles de calcul avancés implémentés en FORTRAN. Elle vise à comprendre la dynamique des performances des paliers sous divers paramètres de fonctionnement, fournissant des informations pour optimiser la conception et améliorer la fiabilité et la longévité des turbocompresseurs.

Le comportement du film lubrifiant dans les paliers lisses est décrit par l'équation de Reynolds. Pour les paliers circulaires en régime instationnaire, l'équation de Reynolds est résolue en utilisant la méthode de mobilité de Booker, définissant des conditions optimales pour contrer les instabilités vibratoires et l'usure due à la cavitation de l'huile.

Le programme de calcul a été développé pour déterminer les paramètres clés des paliers de turbocompresseurs en mode dynamique, y compris le champ de pression, l'épaisseur minimale du film lubrifiant, le débit de fuite et les couples de friction. Le calcul de l'épaisseur minimale du film lubrifiant aide à évaluer le risque de friction. Nous effectuerons les calculs dans le cas hydrodynamique (sans prise en compte de la déformation) et dans le cas élastohydrodynamique (avec prise en compte des déformations), puis nous comparerons les résultats obtenus entre les deux modèles.

### 3.2. Problématique et Solution :

La formation et le maintien d'un film de fluide nécessitent l'existence d'une pression dans ce film afin d'équilibrer la charge appliquée entre les deux surfaces du roulement.

Lors du fonctionnement cinématique ou dynamique des paliers, il doit y avoir une génération d'un champ de pression à l'intérieur du film lubrifiant qui crée à son tour une déformation de surface du coussinet et de l'arbre. Cette déformation engendre également une modification de l'épaisseur du film fluide lubrifiant. En même temps, les conditions d'alimentation peuvent modifier la forme du champ de pression et donc celle de l'épaisseur du film de fluide.

Pour déterminer les caractéristiques de fonctionnement d'un roulement lubrifié par un fluide newtonien, il faudra d'abord calculer la pression dans le film lubrifiant, cette dernière s'obtient uniquement en résolvant l'équation de Reynolds qui est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique. L'analyse d'un contact hydrodynamique est réalisée à l'aide d'équations et de conditions aux limites permettant de prédire le comportement du palier.

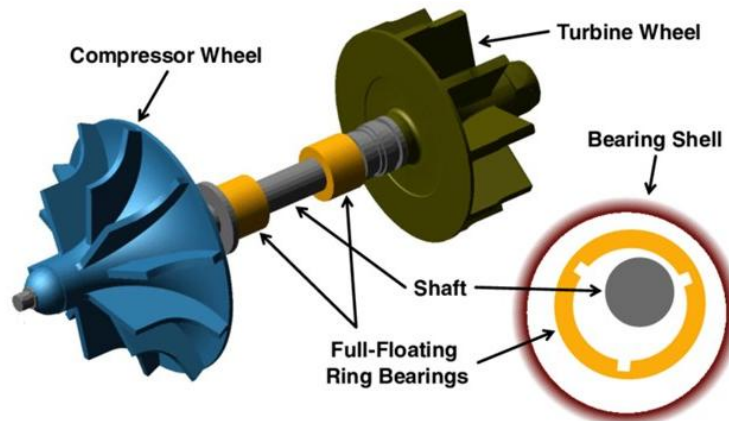


Figure 3.1- Système de palier de Turbo

Pour déterminer le champ de pression et les paramètres de lubrification, il faut faire la résolution numérique de l'équation de Reynolds par la méthode des différences finies. Mais le système linéaire ne peut être résolu directement, il faut utiliser l'un des conditions aux limites (Reynolds, Elrod ou Gümbel). Nous avons donc appliqué la méthode itérative de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation en utilisant le code de calcul FORTRAN.

### 3.3. Modélisation Théorique:

La méthode utilisée dans cette étude est la méthode de mobilité. Cette méthode est introduite par Booker [3] qui est une technique d'évaluation directe de la vitesse instantanée de l'arbre en fonction de la charge appliquée et de la géométrie du palier. La raison de choisir la méthode de mobilité c'est leur efficacité de calcul des performances des roulements et des paliers et de sa capacité de prédiction rapide, même si de nombreuses autres méthodes complètes ont été développées pour l'analyse compliquée des paliers. En fait, la méthode de mobilité est suffisamment précise et facile à comprendre et à appliquer par des concepteurs et des ingénieurs qui n'ont pas besoin d'être experts dans le domaine de la tribologie.

L'équation de Reynolds en régime instationnaire s'écrit comme suit [3]:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\mu CR^2 [(\dot{\phi} - \varpi)\varepsilon \sin\theta + \dot{\varepsilon} \cos\theta] \quad (3.1)$$

En utilisant les changements de variable :

$$Z = z / L \quad \text{et} \quad P = p(LD/F) \quad \text{et} \quad H = h / C$$

Et on obtient l'équation de Reynolds sans dimensions:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 12\mu \frac{LD}{F \left( \frac{C}{R} \right)^2} [(\dot{\phi} - \varpi)\varepsilon \sin\theta + \dot{\varepsilon} \cos\theta] \quad (3.2)$$

Dont :

P : Pression sans dimension

H : L'épaisseur sans dimension du film

L : Longueur du palier

R : Rayon du palier

$\mu$  : La viscosité dynamique du lubrifiant

C : Le jeu radial du palier ( $C = R_c - R_a$ )

$\dot{\psi}$  : La vitesse angulaire de la charge

$\dot{\phi}$  : La vitesse angulaire de la ligne des centres par rapport à la charge

$\dot{\varepsilon}$  : La vitesse d'écrasement ( $\dot{\varepsilon} = \frac{\dot{e}}{C}$ )

$\omega_a, \omega_c$  : Vitesses de rotation de l'arbre et du coussinet (rad/s)

$\varpi$  : est la vitesse moyenne de l'arbre et du coussinet rapporté à la charge, telle-que :

$$\varpi = \frac{\omega_a + \omega_c}{2} - \dot{\psi} \text{ Erreur ! Source du renvoi introuvable.}$$

### 3.4. Méthode de Mobilité pour un palier court:

Afin de simplifier l'équation de Reynolds, Booker a proposé d'exprimer deux vitesses  $\dot{\varepsilon}$  et  $\dot{\phi}$  en fonction des composants de mobilité comme dans [3], ces deux fonctions  $M_\varepsilon$  et  $M_\phi$ , peuvent être considérées comme des composantes du vecteur de mobilité  $\vec{M}$ .

Les deux vitesses  $\dot{\varepsilon}$  et  $\dot{\phi}$  en fonction des fonctions  $M_\varepsilon$  et  $M_\phi$  s'exprime comme suit :

$$\begin{cases} \dot{\varepsilon} = \frac{F(C/R)^2}{\mu LD} M_\varepsilon \\ \dot{\phi} = \frac{F(C/R)^2}{\mu LD \varepsilon} M_\phi + \varpi \end{cases} \quad (3.3)$$

Les deux fonctions définis les deux composants de vecteur de mobilité avec  $\alpha$  est l'angle entre le vecteur de mobilité et la direction d'excentricité, telle que :

$$\begin{cases} M_\varepsilon = +M.\cos\alpha \\ M_\phi = -M.\sin\alpha \end{cases} \quad (3.4)$$

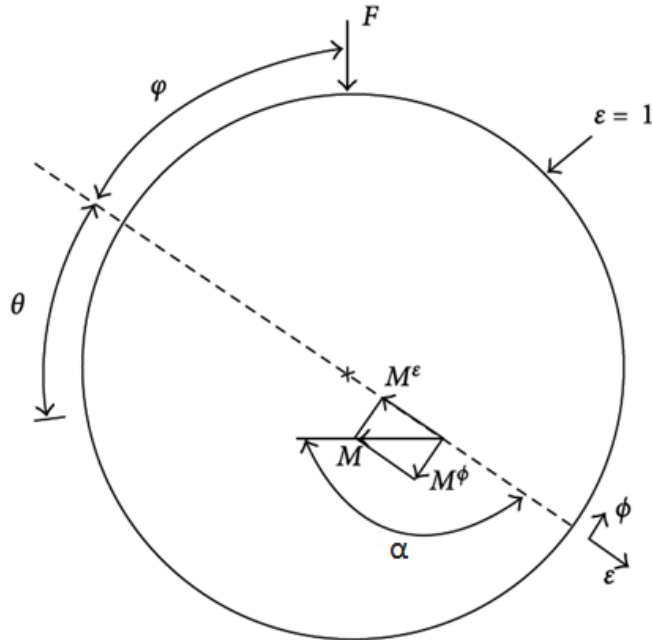


Figure 3.2 – Désignation des vecteurs de mobilité

En remplaçant les expressions de vitesses  $\dot{\varepsilon}$  et  $\dot{\phi}$  et de  $M_\varepsilon$  et  $M_\phi$  dans l'équation de Reynolds (3.2), on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 12M \cos(\theta + \alpha) \dots \dots \dots (3.5)$$

Lorsque le rapport L/D (rapport longueur/diamètre) du palier est faible, c'est-à-dire inférieur à (0.125), le gradient de pression circonférentiel  $\left( \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)$  peut être négligé par rapport au gradient de pression axial  $\left( \frac{\partial P}{\partial Z} \right)$ . Compte tenu de cette hypothèse, l'équation de Reynolds adimensionnelle s'exprime ainsi:

$$\left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 12M \cos(\theta + \alpha) \dots \dots \dots (3.6)$$

La théorie d'un palier court ne permet pas d'utiliser les conditions aux limites de Reynolds. Par conséquent, les conditions aux limites les plus satisfaisantes sont celles de Gumbel, qui sont :

$$\begin{cases} P(\theta, Z=-L/2) = P(\theta, Z=+L/2) = 0 \\ P(\theta, Z) \geq 0 \quad \forall \theta \text{ et } Z \end{cases}$$

L'utilisation de ces conditions aux limites nous permet d'obtenir la solution de l'équation (3.7), ce qui donne :

$$P(\theta, Z) = 24 \frac{(L/D)^2}{H^3} \left( Z^2 - \frac{1}{4} \right) M \cos(\theta + \alpha) \quad (3.8)$$

Cette équation s'en trouve donc simplifiée, car l'inconnue dans le second membre est uniquement la direction de mobilité  $\alpha$ , donc la résolution de cette équation est la détermination de  $\alpha$ , et après pour une excentricité donnée, la fonction de l'angle de calage  $\phi$  nécessite l'utilisation d'une méthode numérique d'interpolation.

### 3.4.1. La charge hydrodynamique et l'angle de calage :

La résolution de l'équation de Reynolds permet de déterminer le champ de pression sans dimension dans le film et donc de permettre de calculer les composantes de la charge sans dimension. Ces composantes s'écrivent :

$$\begin{cases} \overline{W}_\varepsilon = \int_{-1/2}^{+1/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} p(\theta, Z) \cdot \cos \theta \cdot d\theta \cdot dZ \\ \overline{W}_\phi = \int_{-1/2}^{+1/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} p(\theta, Z) \cdot \sin \theta \cdot d\theta \cdot dZ \end{cases} \quad (3.9)$$

Le module de la charge est donné par :

$$\overline{W} = \sqrt{\overline{W}_\varepsilon^2 + \overline{W}_\phi^2} \quad (3.10)$$

Ce qui permet de calculer le module du vecteur mobilité et l'angle de calage :

$$M = \frac{2}{W} = \frac{2}{\sqrt{\overline{W}_\varepsilon^2 + \overline{W}_\phi^2}} \quad \text{et} \quad \phi = \text{Artg} \left[ -\frac{\overline{W}_\phi}{\overline{W}_\varepsilon} \right] \quad (3.11)$$

La charge hydrodynamique dimensionnée est égale à la charge appliquée F et s'écrit :

$$\begin{cases} W_\varepsilon = \frac{F}{2} M \overline{W}_\varepsilon \\ W_\phi = \frac{F}{2} M \overline{W}_\phi \end{cases} \quad (3.12)$$

### 3.4.2. Trajectoire du centre de l'arbre:

La trajectoire du centre de l'arbre à l'intérieur du coussinet est obtenue, pour le pas du temps considéré, par intégration de la vitesse du centre de l'arbre à un instant donné. L'équation du mouvement du centre de l'arbre dans le repère de calcul fixé au coussinet s'écrit :

$$\frac{d\vec{\varepsilon}}{dt} = \frac{F\left(\frac{C}{R}\right)^2}{\mu LD} \vec{M} + \overline{\omega} \wedge \vec{\varepsilon} \quad (3.13)$$

Remarque: Puisque l'excentricité varie dans le temps, donc il faut choisir un intervalle du temps entre deux points successifs, soit :

$$\Delta t = \left| \frac{\Delta \theta_2}{6\omega_v} \right| \text{ et } \begin{cases} \omega_v \text{ (tr/mn)} : \text{vitesse de rotation du vilebrequin (arbre)} \\ \theta_2 \text{ (}^\circ\text{)} : \text{Le pas entre deux points successifs} \end{cases}$$

### 3.4.3. Couple de frottement:

Le calcul du couple de frottement s'effectue par intégration des contraintes de cisaillement à la surface de l'arbre (y=h) où du coussinet (y=0). Le couple de frottement s'écrit :

$$C = \int_s R \tau_{xy} dS \quad (3.14)$$

Le couple de frottement peut être écrit de cette façon :

$$C = C_p + C_g \theta_e \theta_s + C_{ina} \quad (3.15)$$

En régime instationnaire et pour un palier de longueur finie, les bornes  $\theta_e$  et  $\theta_s$  change à chaque instant et sont obtenues numériquement aussi, le calcul de ses intégrales est effectué de façon numérique.

$$C_p = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} h d\theta dz \quad \text{du au gradient de pression}$$

$$C_g \theta_e \theta_s = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h} \mu d\theta dz \quad \text{du au glissement des surfaces}$$

$$C_{ina} = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_s}^{\theta_e + 2\pi} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h^2} h_s \mu d\theta dz \quad \text{dans la zone inactive}$$

La valeur réel du couple de frottement est comprise entre les deux valeurs du couple prenant en compte la zone active (  $C = C_p + C_g^{\theta_c \theta_s}$  ) est celui qui suppose que le palier est plein de fluide (  $C = C_p + C_g^{0,2\pi}$  ).

#### 3.4.4. Débit de fuite du palier:

Le débit de fuite du palier est obtenu par l'intégration de la vitesse du fluide dans la direction axiale, à travers la section du film, son expression est celle déterminée au Chapitre 2, qui s'écrit :

$$Q = -\frac{R}{6 \cdot \mu} \cdot \int_0^{2\pi} h^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial Z} \cdot d\theta \quad , Z=L/2 \quad (3.16)$$

#### 3.4.5. Epaisseur minimale du film fluide:

Pour une trajectoire parfaitement alignée, l'équation géométrique entre l'épaisseur du film lubrifiant H et la position relative par rapport à l'arbre qui est définie par l'excentricité  $\varepsilon$  à chaque instant est :

$$h(\theta, t) = C \cdot (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) \quad (3.16)$$

Ainsi, pour une position angulaire :  $\theta = \pi$ , elle s'écrit :

$$h_{\min} = C (1 - \varepsilon) \quad (3.17)$$

### 3.5. Théorie sur la déformation des Paliers :

Il s'agit de contacts lubrifiés de type élastohydrodynamique car la déformation des solides n'est pas négligeable devant l'épaisseur de film lubrifiant. Cette étude est basée sur le calcul des déformations à partir des résultats du champ de pression calculé dans le chapitre précédent.

Cette analyse est réalisée en utilisant le code de calcul FORTRAN, la résolution des équations du déplacement est assurée par le calcul EHD. La déformation du palier est obtenue par l'utilisation du modèle de Winkler [65], qui fournit une manière pour calculer les déformations et qui a été utilisé dans certaines littératures et nous a donné des résultats très fiables et satisfaisants [66-67]. L'objet déformable est modélisé comme un ensemble d'éléments de ressort (Figure 3.3). Le modèle utilisé suppose que la déformation élastique locale ne dépend que de la pression locale du film.

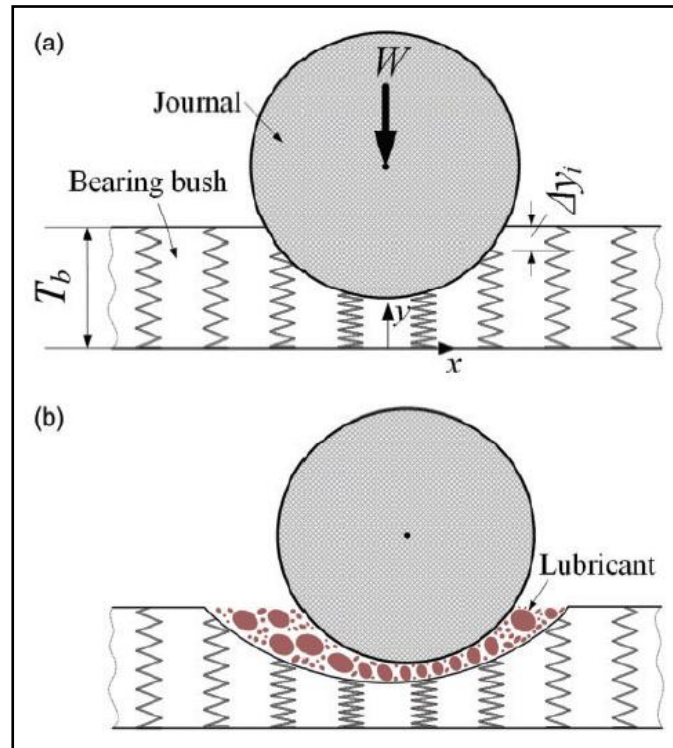


Figure 3.3- Modèle de fondation élastique de Winkler

Dans le modèle de surface de Winkler ou le modèle de fondation élastique, l'action de cisaillement entre deux barres élastiques voisines est négligée, de sorte que la déformation réelle en un point ne dépend que de la pression de contact en ce point, des paramètres matériels et géométriques des corps de contact. La déformation élastique peut donc être exprimée en équation :

$$\delta(\theta, z) = \frac{[(1+\nu)(1-2\nu)]}{(1-\nu)} \frac{T_b}{E} P(\theta, z) \quad (3.18)$$

Où :

- $\delta$  : Déformation maximale sur le coussinet du palier en (m)
- $P$  : Pression du film fluide en (Mpa)
- $T_b$  : L'épaisseur du coussinet en (m)
- $E$  : Module de Young de coussinet en (Mpa)
- $\nu$  : Coefficient de Poisson de coussinet du palier

L'arbre est souvent supposé rigide (indéformable). Le champ de pression hydrodynamique engendré dans le film d'huile par la rotation de l'arbre, peut provoquer des déformations élastiques (sur le coussinet) qui sont de l'ordre de grandeur de l'épaisseur du film. Pour un palier

élastohydrodynamique (EHD) l'épaisseur du film tient compte de la déformation des surfaces sous l'effet de la pression hydrodynamique. L'épaisseur totale du film s'écrit dans ce cas [68] :

$$h(\theta, z) = h_0(\theta, z) + \delta(\theta, z) \quad (3.19)$$

$$h(\theta, z) = C \cdot (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) + \delta(\theta, z) \quad (3.20)$$

### 3.6. Boucle de suralimentation de Turbo :

#### 3.6.1. Sous-programme TCHDYN :

L'accélération du turbocompresseur est calculée à partir de l'inertie de la turbine et de la différence entre le couple de la turbine et le couple du compresseur (une différence négative provoque une décélération).

$$\frac{dN}{dt} = \frac{C_{Turbine} - C_{Compresseur}}{I_{Turbocompre\ sseur}} \frac{1000 \times 60}{2\pi} \text{ [Tr/min/s]} \quad (3.21)$$

Où la dernière parenthèse convertit C de KNm en Nm et N de rad/s en tr/min. Notez que les pertes dans les paliers sont toujours incluses dans les valeurs de l'efficacité de la turbine du turbocompresseur fournies par les fabricants.

La vitesse du turbocompresseur à la fin de l'étape ( $N_2$ ) est calculée à partir de la valeur initiale (N) et d'une moyenne pondérée de  $dN/dt$ , calculée en utilisant une technique Adams-Bashford [69] et [70].

#### 3.6.2. Sous-programme COMP :

Cela calcule le point de fonctionnement instantané du compresseur et ses performances. Les performances du compresseur sont obtenues à partir de la courbe caractéristique (Figure 3.4) et stockées sous forme d'un tableau de points sur une carte du rapport de pression ( $P_2/P_1$ ) par rapport au paramètre de débit massique  $m\sqrt{T_{01}/P_{01}}$  (où 1 désigne l'entrée, 2 désigne la sortie). Une série de lignes de grille couvre cette carte, la première étant la ligne de surpression du compresseur. Traversant les lignes de la grille se trouvent une série de lignes de vitesse de rotation constante (en réalité constante  $N/\sqrt{T_1}$ ), les données sont stockées aux intersections à chaque point, à savoir :

$$N/\sqrt{T_1} \quad P_2/P_1 \quad m\sqrt{T_1}/P_1 \quad \eta$$

Dont les unités sont les suivantes :

$$\begin{array}{ll} N/\sqrt{T_1} & \text{Tr/min}/\sqrt{K} \\ P_2/P_1 & \text{sans dimension (pressions absolues)} \end{array}$$

$m\sqrt{T_1/P_1}$        $\text{kg/s} \times \sqrt{\text{K}/\text{KN/m}^2}$   
 $\eta$                       efficacité, exprimée sous forme de fraction

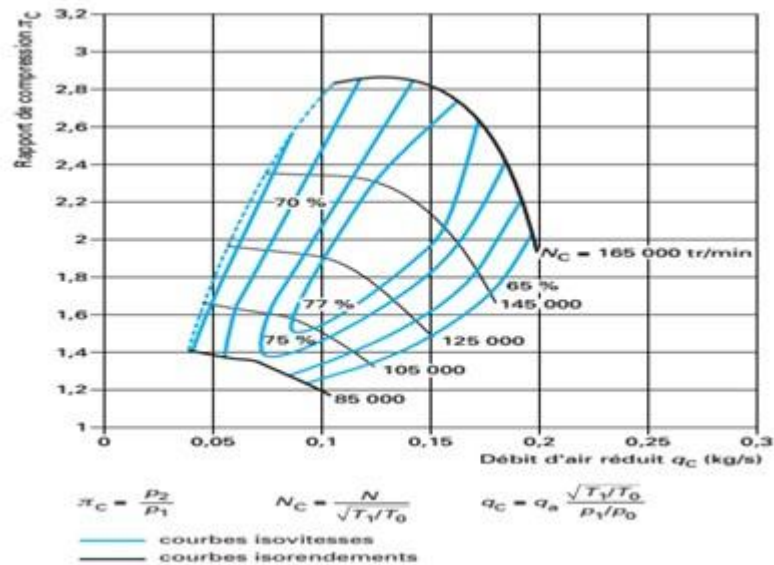


Figure 3.4- Caractéristique débit-pression d'un compresseur (champ compresseur) de moteur automobile (compresseur Garrett)

L'entrée du sous-programme est la vitesse du compresseur (provenant de TCHDYN) et  $P_2/P_1$  (provenant des pressions en amont et en aval). Cela définit un point sur la carte, où  $m\sqrt{T_1/P_1}$  et  $\eta$  peuvent être trouvés par interpolation linéaire, comme expliqué ci-dessous.

Notez que les lignes constantes  $N/\sqrt{T_1}$  doivent toujours avoir une pente négative, jusqu'à la ligne de décrochage. Certaines cartes de compresseur montrent une légère pente positive près de la ligne de décrochage. Cela doit être évité dans les données car :

- (a) Deux solutions (c'est-à-dire pour le même  $N/\sqrt{T_1}$  et  $P_2/P_1$ ) sont possibles.
- (b) La solution LHS se trouve dans une zone de fonctionnement instable, ce qui peut provoquer une instabilité du programme, tout comme le coup de bélier du compresseur.

Tout d'abord, la carte de  $N/\sqrt{T_1}$  réel est évaluée et vérifiée par rapport à chaque ligne de vitesse, jusqu'à ce qu'elle se situe entre deux lignes de vitesse. La fraction d'interpolation est stockée pour une utilisation ultérieure. L'interpolation entre les lignes de grille est ensuite effectuée, pour correspondre au rapport de pression d'entrée. En utilisant les fractions d'interpolation dans les directions de la ligne de vitesse et de la ligne de grille, une interpolation bidimensionnelle est utilisée pour calculer  $m\sqrt{T_1/P_1}$  et  $\eta$  au point de fonctionnement.

### 3.6.3. Sous-programme TURB :

Cela calcule le point de fonctionnement instantané sur les cartes caractéristiques de la turbine, le couple et la chute d'enthalpie. Les entrées sont la vitesse (N), provenant de TCHDYN, la pression en amont et en aval (provenant de MAIN, dans les volumes de contrôle adjacents ou la condition de sortie) et la température en amont (entrée) (T<sub>1</sub>) et l'enthalpie (h<sub>01</sub>).

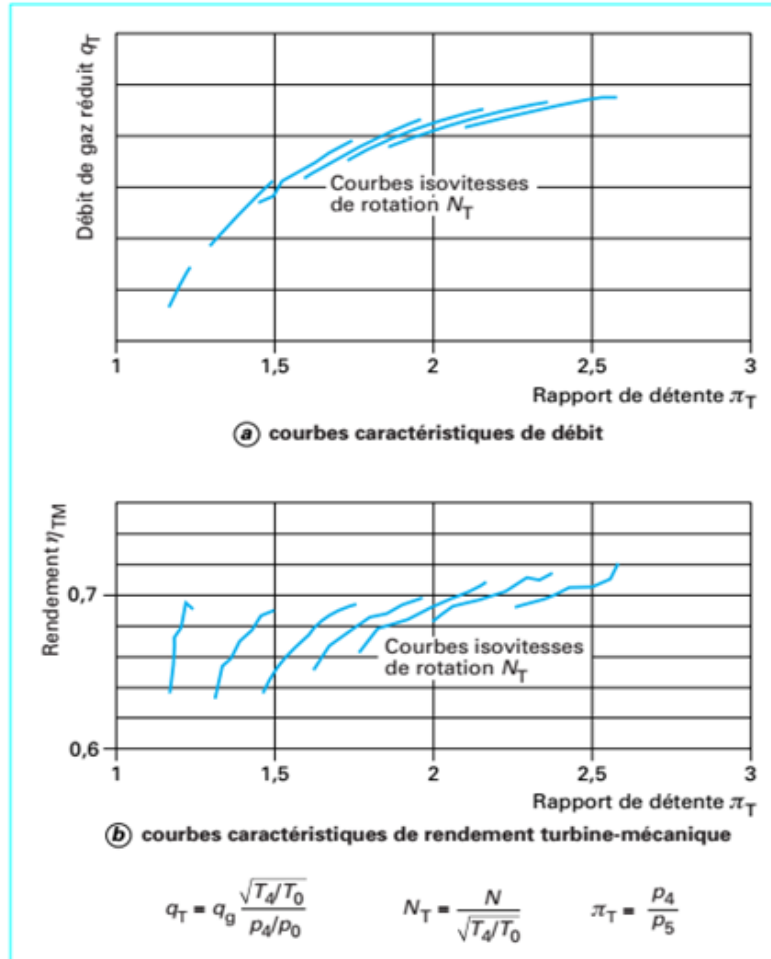


Figure 3.5- Courbes caractéristiques d'une turbine centrifète

La courbe de capacité de débit est supposée asymptotique au-dessus de  $P_1/P_2 = 3$ . La courbe d'efficacité ( $\eta$ , en fraction) est mise à l'échelle par rapport à l'efficacité maximale réelle de la turbine à partir de  $\eta_{max}$  (selon les données). Ainsi :

$$\eta = \left( \frac{\eta}{\eta_{MAX}} \right)_{courbe} \times (\eta_{MAX})_{données} \quad (3.22)$$

### 3.7. Caractéristiques du palier:

Le palier étudié dans ce travail est un palier court lisse, spécifiquement conçu pour un turbocompresseur de la marque HOLSET. Ses dimensions sont les suivantes : une longueur de 0,008 m et un diamètre de 0,014 m.

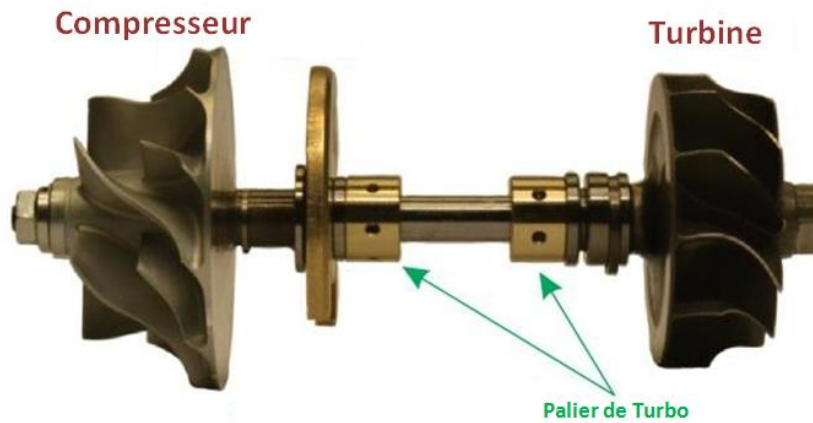


Figure 3.6 - Modèle d'assemblage du palier de Turbocompresseur

Le matériau utilisé pour la fabrication de ce palier est le bronze. Ce choix de matériau est courant pour les paliers hydrodynamiques de turbocompresseurs, où l'acier inoxydable, le bronze et le laiton sont les matériaux les plus fréquemment employés.



Figure 3.7 - Coussinet en Bronze de palier de Turbocompresseur

Le module de Young, qui s'élève à 124 000 MPa pour le bronze, est une mesure importante de la rigidité du matériau utilisé dans les paliers hydrodynamiques de turbocompresseurs automobiles. Ce module détermine la capacité du matériau à résister à la déformation lorsqu'une charge est appliquée. Plus le module de Young est élevé, plus le matériau est rigide, ce qui signifie qu'il se déformera moins sous l'effet de la charge.

En mécanique des milieux continus, le coefficient de Poisson, noté  $\nu$ , est une constante élastique adimensionnelle qui mesure la déformation d'un matériau solide perpendiculairement à la direction de la force appliquée. Pour le bronze, ce coefficient est de 0,32 indiquant ainsi comment le matériau se contracte ou s'étire dans des directions orthogonales à la direction de la force appliquée.

### 3.8. Paramètres de Calcul :

Le programme de calcul numérique implementé en Fortran permettant la résolution du problème de la lubrification d'un palier hydrodynamique avec une forme géométrie circulaire et surface lisse. Le Tableau 3.1 montre les conditions de fonctionnement et les paramètres géométriques injectés dans le programme de calcul:

Diamètre du Palier	D (m)	0,014
Longueur du Palier	L (m)	0,008
Le rapport	L/D (m)	0,57
Jeu radial du Palier	C (m)	$6 \cdot 10^{-5}$
Module de Young (Bronze)	E (Mpa)	124000
Coefficient de Poisson (Bronze)	$\nu$	0.32
Masse volumique du fluide	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	3
Viscosité dynamique du fluide à 40°C	$\mu$ (Pa.s)	$13 \cdot 10^{-3}$
Excentricité relative de départ selon (x)	$\varepsilon(x)$	0,0001
Excentricité relative de départ selon (y)	$\varepsilon(y)$	0,0001

Tableau 3.1- Les paramètres utilisés dans le Calcul

### 3.9. Organigramme de Calcul:

Les calculs ont été réalisés pour un palier court de turbocompresseur qui permet de simplifier l'équation de Reynolds en supposant que  $\partial P / \partial \theta = 0$ , ce qui a facilité une intégration analytique. Ces calculs ont été menés à différents instants ( $T = t + \Delta t$ ) en utilisant la vitesse instantanée du turbocompresseur et de charge dynamique constant. Pour déterminer le champ de pression au sein du film fluide, la méthode des différences finies a été appliquée à l'équation de Reynolds. Le système d'équations linéaires résultant a ensuite été résolu en utilisant la méthode itérative de Gauss-Seidel avec un coefficient de sur-relaxation. L'intégration du champ de pression obtenu a permis de calculer la charge supportée par le palier  $W(T)$  ainsi que son orientation  $\phi$  pour une direction de mobilité  $\varepsilon$  donnée. Enfin, les paramètres opérationnels ont été déterminés sur la base de ces résultats en utilisant un programme implementé en FORTRAN.

Voici ci-dessous l'organigramme représentant le processus de calcul des paliers hydrodynamiques en prenant en compte la déformation élastohydrodynamique (EHD), avec le

calcul de la vitesse du turbocompresseur à partir des couples de frottement de la turbine et du compresseur en entrée.

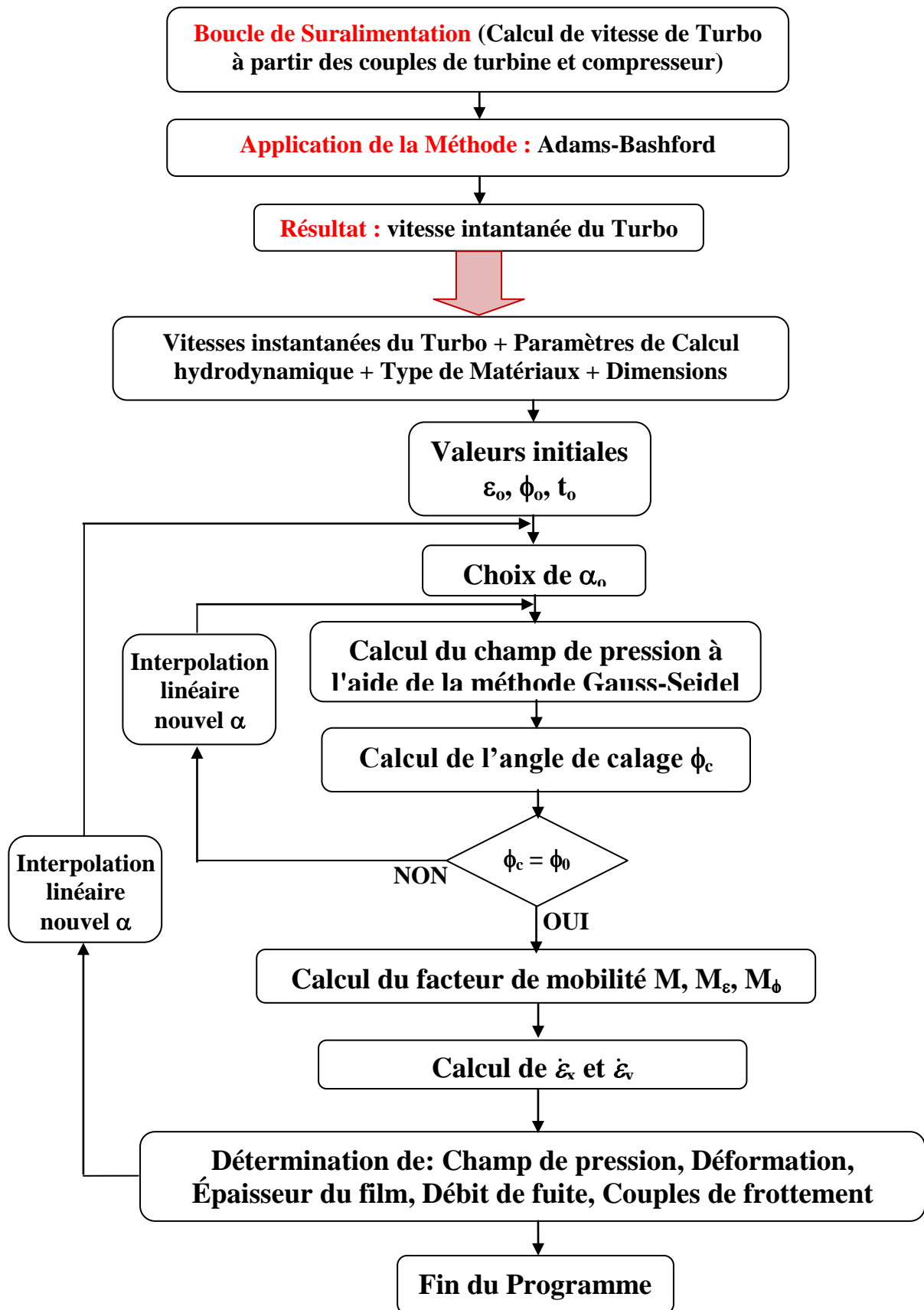


Figure 3.8 - Organigramme de Calcul

### 3.10. Résultats Numériques :

Pour calculer le champ de pression dans le film lubrifiant, nous employons une approche numérique impliquant l'équation de Reynolds (3.8). Pour résoudre cette équation, nous utilisons la méthode des différences finies. Cependant, résoudre directement le système linéaire résultant n'est pas faisable. Pour ce faire, nous avons mis en œuvre la méthode itérative de Gauss-Seidel, en incorporant un coefficient de sur-relaxation (voir l'Annexe). Le programme FORTRAN développé pour les calculs numériques permet de résoudre le problème de lubrification des paliers hydrodynamiques, en s'adressant spécifiquement aux paliers courts à géométrie circulaire et surfaces lisses.

#### 3.10.1. Influence de la vitesse de rotation du vilebrequin sur la vitesse du Turbocompresseur :

La courbe montre la vitesse du turbocompresseur en tr/min en fonctions du temps en (s).

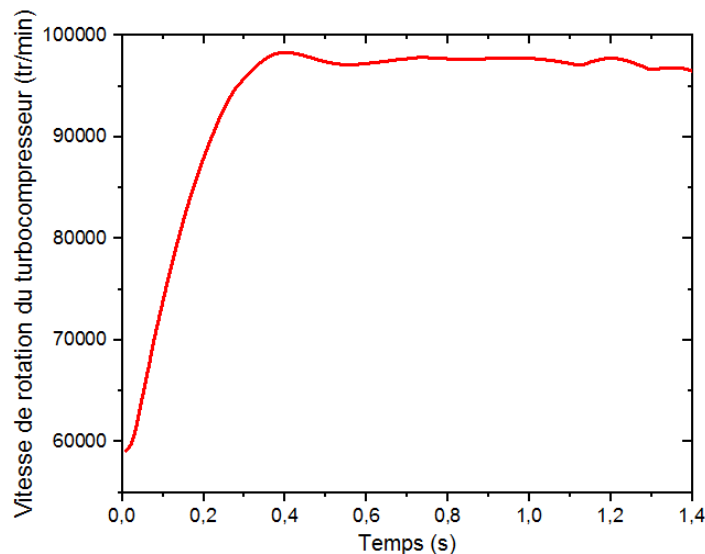


Figure 3.9 – Variation de vitesse du turbocompresseur en fonction du temps

\* Phase 1 (0 - 0,4s) : Le turbocompresseur est à un faible régime (~60000 tr/min) lorsqu'il est d'abord activé et commencera à accélérer rapidement. Cette montée montre le turbocompresseur qui se met en route alors que la vitesse du vilebrequin (5500 Rpm) commence à affecter le système du turbocompresseur.

\* Phase 2 (0,4– 1,4s) : La vitesse du turbocompresseur commence à se stabiliser, ce qui signifie qu'elle approche de sa limite de fonctionnement maximale.

Le turbocompresseur met un court laps de temps (environ 1 seconde) pour atteindre sa vitesse presque maximale (~98315 tr/min) lorsque le vilebrequin atteint 5500 tr/min. Cette augmentation rapide suivie d'une stabilisation implique que le système de turbocompresseur est conçu pour atteindre une efficacité maximale rapidement.

La vitesse de rotation du vilebrequin d'un moteur affecte directement la vitesse du turbocompresseur. Le turbocompresseur fonctionne en utilisant l'énergie des gaz d'échappement du moteur, qui entraînent la turbine qui est reliée au compresseur. Ce compresseur comprime l'air ambiant entrant avant de le livrer dans les cylindres du moteur, augmentant ainsi la puissance et le couple du moteur.

Lorsque le vilebrequin tourne à grande vitesse, il expulse les gaz d'échappement plus rapidement, ce qui entraîne une rotation accélérée de la turbine du turbocompresseur. Cette augmentation de la vitesse de la turbine permet au compresseur de comprimer un plus grand volume d'air et de le livrer au moteur à des pressions plus élevées, ce qui se traduit finalement par une puissance moteur accrue.

#### 3.10.2. Calcul de la pression hydrodynamique :

La distribution de la pression hydrodynamique du film lubrifiant à l'intérieur d'un palier de turbocompresseur à une vitesse de vilebrequin de (5500 tr/min) est montrée dans la figure 3.10. La distribution de la pression est affichée en fonction de la position axiale  $z$  et de l'angle  $\theta$ .

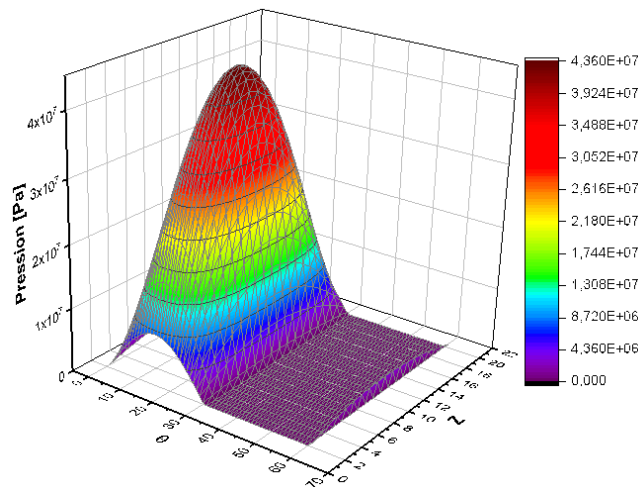


Figure 3.10 - Pression hydrodynamique du fluide

- La pression la plus élevée est observée dans la région centrale du palier (zone rouge), atteignant environ ( $P_{max}=4,36 \times 10^7$  Pa). Cela correspond à la région de portance du palier.
- Près des bords des roulements, il y a une chute de pression notable qui pourrait être un signe d'effets de cavitation ou de rupture du film d'huile.
- Les conditions de charge et de vitesse variables provoquent une évolution dynamique de la pression hydrodynamique dans le mode transitoire du système, ce qui explique les variations de pression et l'asymétrie de distribution.
- Un niveau de pression élevé indique que la viscosité du film lubrifiant reste constante, empêchant ainsi le contact direct entre les métaux.

- La réduction de la pression peut potentiellement indiquer une pression de vapeur, ce qui pourrait entraîner l'apparition de la cavitation. La cavitation peut entraîner une usure et détériorer progressivement les performances des paliers.

### 3.10.3. Proportion local de film fluide :

Ce graphique 3D ci-dessous représente la proportion locale de film fluide  $\Theta$  du lubrifiant dans un palier de turbocompresseur à une vitesse de vilebrequin de 5500 tr/min. Cela suggère des effets instationnaires dus à des conditions de pression variables et à des interactions dynamiques avec l'arbre rotatif.

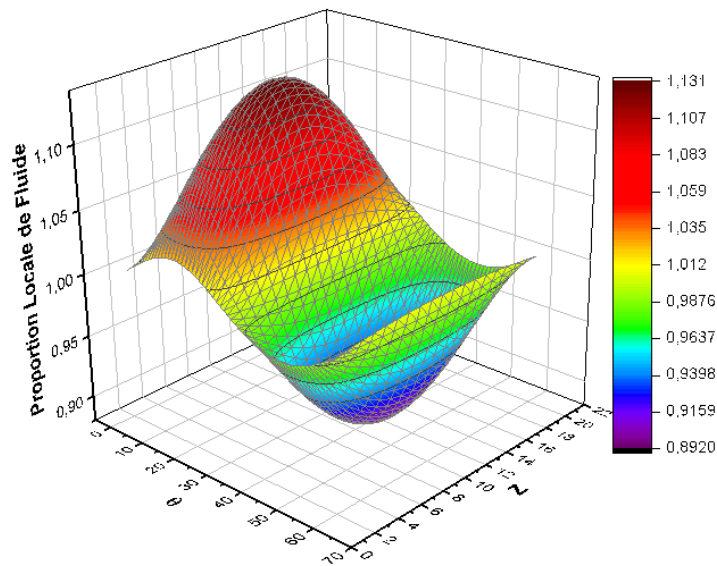


Figure 3.11 - Proportion locale du film fluide  $\Theta$

- Régions rouges, orange et jaunes ( $\Theta \geq 1$ ) : Film de lubrification complet, ces zones sont situées dans la partie centrale du palier, suggérant que la charge est bien supportée dans cette zone.
- Régions vertes, bleues et violettes ( $\Theta < 1$ ) : Risque de rupture du film fluide et confirme une cavitation potentielle, ce qui peut entraîner la formation de bulles de vapeur de cavitation. Cela se produit généralement près des bords du palier où la pression chute considérablement.

La proportion locale de fluide de lubrification au sein des paliers hydrodynamiques est influencée par divers facteurs, y compris la vitesse de rotation, la viscosité du lubrifiant et la géométrie du palier.

### 3.10.4. Calcul de déformation :

En considérant le cas élastohydrodynamique en utilisant le modèle de Winkler à une vitesse de vilebrequin de 5500 tr/min, ce graphique illustre la déformation du palier  $\delta(\theta, z)$  en raison de la pression hydrodynamique. La coordonnée axiale  $z$  et l'angle circonférentiel  $\theta$  sont utilisés pour exprimer la zone de déformation.

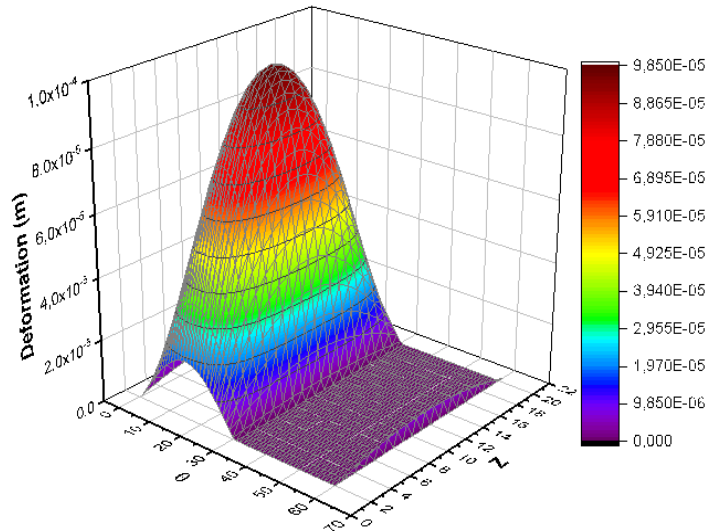


Figure 3.12 - Zones de déformation sur le palier

- Le centre du palier présente les valeurs de déformation les plus élevées (environ  $9,85 \times 10^{-5}$  m), qui correspondent à la zone de pression maximale indiquée dans le graphique de pression hydrodynamique. Cela valide la prédiction du modèle de Winkler selon laquelle la déformation est directement proportionnelle à la pression appliquée.

- Les valeurs de déformation chutent (près de zéro) vers les extrémités axiales, ce qui correspond à des zones de faible pression hydrodynamique. Lorsque la structure de support résiste à de grandes déformations à ses extrémités, cette tendance suggère un effet de bord stable.

-L'idée que la déformation élastique contribue à la fluctuation de l'épaisseur du film est validée par la forme du profil de déformation, qui ressemble étroitement à la distribution de la pression hydrodynamique. Des valeurs de déformation modérées (environ  $10^{-5}$  m) indiquent que la flexibilité des roulements est significative et doit être prise en compte dans les applications à grande vitesse. Avec une déformation mineure aux bords et des valeurs élevées dans les régions de pression maximale, le modèle de Winkler décrit avec précision les tendances de déformation.

### 3.10.5. Épaisseur Minimale du Film :

Ce graphique compare l'épaisseur minimale du film ( $H_{\min}$ ) au fil du temps pour deux cas : HD (Hydrodynamique) et EHD (Élastohydrodynamique) pour le palier du turbocompresseur à une vitesse de vilebrequin de 5500 tr/min.

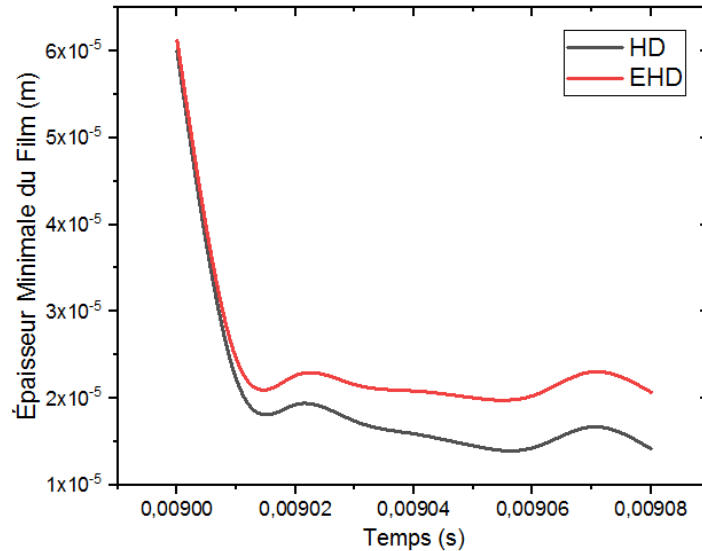


Figure 3.13 - Épaisseur minimale du film HD et EHD

-L'épaisseur initiale du film dans les deux situations montre une forte diminution. Cette baisse initiale est typique du contact à haute pression, lorsque le contact entre les surfaces provoque l'expulsion du lubrifiant et la diminution de l'épaisseur du film.

-Après la baisse initiale, l'EHD (courbe rouge) maintient une épaisseur minimale de film plus élevée que l'HD (courbe noire). Ce résultat implique qu'en répartissant la pression, la déformation élastique du modèle de Winkler aide à maintenir une couche de fluide plus épaisse. Le cas HD, en revanche, ne prend pas en compte la distorsion, ce qui fait que le film s'amincit plus significativement.

Bien que la cavitation ne soit pas explicitement représentée sur cette carte, les emplacements possibles de cavitation peuvent être corrélés à l'épaisseur réduite du film de HD (particulièrement dans les zones où le film est plus mince). En EHD, le film plus épais maintient probablement le film de fluide stable et plus épais à des vitesses élevées du turbocompresseur et aide à éviter ou à réduire la cavitation.

### 3.10.6. Influence de variation de viscosité, pour :

#### 3.10.6.1. Épaisseur Minimale du Film :

Ce graphique montre la variation de l'épaisseur minimale du film ( $H_{\min}$ ) dans le temps pour des lubrifiants de viscosités différentes (0,013-0,017-0,020-0,040Pa.s) sous lubrification élastohydrodynamique (EHD) pour le palier du turbocompresseur à une vitesse de vilebrequin de 5500 tr/min.

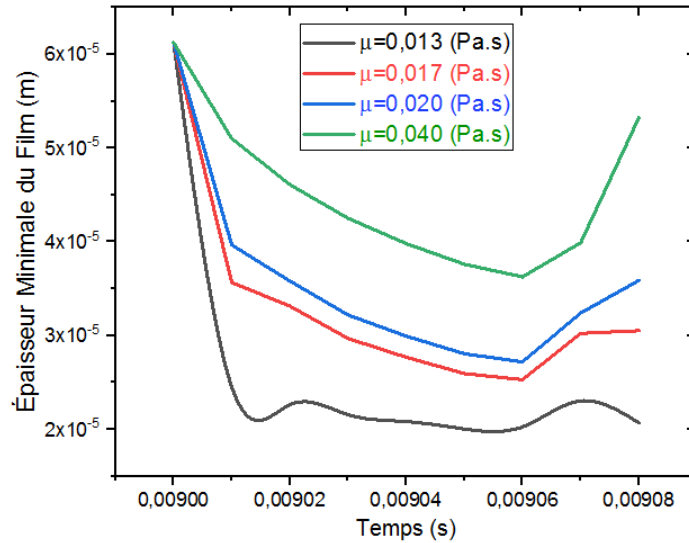


Figure 3.14 – Épaisseur minimale du film pour différentes viscosités

Comparées à des viscosités plus faibles, comme la courbe noire ( $\mu = 0,013$  Pa.s), qui affiche la couche la plus mince, des viscosités plus élevées, comme la courbe verte ( $\mu = 0,040$  Pa.s), maintiennent un film visiblement plus épais.

L'épaisseur du film commence élevée, diminue de manière spectaculaire à mesure que le vilebrequin tourne en raison de l'augmentation du stress et de la compression hydrodynamique, puis se stabilise finalement. La couche reste mince pour les lubrifiants à faible viscosité (courbe noire), ce qui augmente la possibilité de cavitation, de rupture et de contact métal sur métal.

Des viscosités plus élevées, en revanche (courbes rouges, bleues et vertes), préservent mieux l'épaisseur du film et réduisent ces dangers. Les courbes montrent une légère augmentation à  $t = 0,00906$  s, ce qui indique une redistribution du lubrifiant et une brève augmentation de l'épaisseur du film.

Dans l'ensemble, la viscosité du lubrifiant joue un rôle crucial dans l'épaisseur du film EHD. Des viscosités plus élevées fournissent un film plus épais et plus stable, réduisant ainsi la probabilité de défaillance et d'usure. Les lubrifiants à faible viscosité, bien qu'ils produisent des films plus fins, peuvent entraîner une augmentation de la friction et de l'usure des roulements,

tandis que les viscosités plus élevées offrent une meilleure protection, en particulier dans des conditions instationnaires à grande vitesse.

### 3.10.6.2. Débit de Fuite :

La figure ci-dessous présente les courbes de débit de fuite au fil du temps pour diverses viscosités de lubrifiant sous lubrification élastohydrodynamique (EHD) pour le palier de turbocompresseur à une vitesse de vilebrequin de 5500 tr/min.

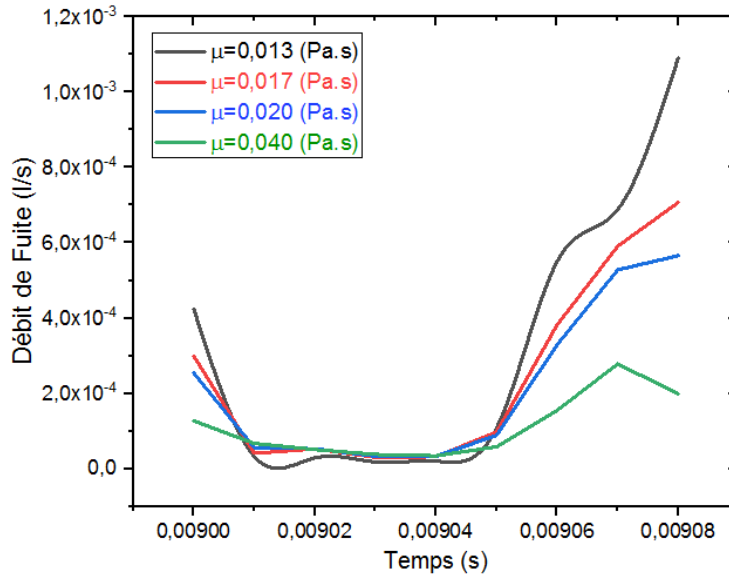


Figure 3.15 - Débit de fuite pour différentes viscosités

Une viscosité plus élevée ( $\mu = 0,040$  Pa.s) entraîne un débit de fuite plus faible en générant un revêtement de lubrifiant plus épais et plus stable qui inhibe les fuites, tandis qu'une viscosité plus faible ( $\mu = 0,013$  Pa.s) entraîne un débit de fuite plus élevé, en particulier pendant la phase transitoire.

À mesure que les surfaces de palier se rapprochent, l'effet de squeeze-out provoque une augmentation initiale du débit de fuite.

Les lubrifiants de plus haute viscosité atteignent une fuite à l'état stationnaire plus faible après le pic initial, et le flux se stabilise ensuite. Alors que la viscosité plus faible augmente les fuites, ce qui peut diminuer l'efficacité de la lubrification et augmenter l'usure, une viscosité plus élevée améliore la stabilité du film et diminue les fuites.

### 3.10.6.3. Couple de frottement :

Ce graphique montre le couple de frottement au fil du temps pour diverses viscosités de lubrifiant sous lubrification élastohydrodynamique pour le roulement du turbocompresseur à une vitesse de vilebrequin de 5500 tr/min.

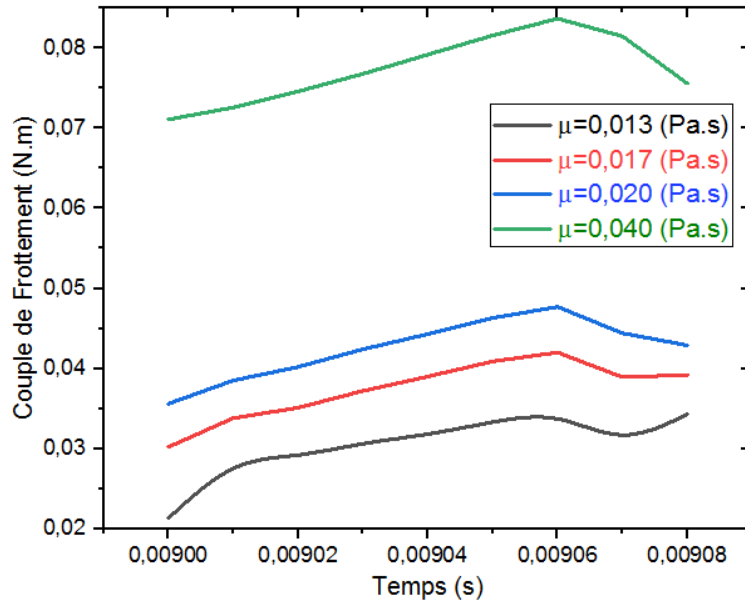


Figure 3.16 - Couple de frottement pour différentes viscosités

Les lubrifiants à viscosité plus élevée (courbe verte,  $\mu=0,040$  Pa.s) entraînent le couple de frottement le plus élevé, indiquant une plus grande résistance due à un film de lubrifiant plus épais. En revanche, les lubrifiants de plus faible viscosité (courbe noire,  $\mu=0,013$  Pa.s) entraînent un couple de frottement plus faible, car le film plus mince réduit la résistance, mais cela peut également augmenter l'usure et les fuites.

Au fur et à mesure que le temps passe, le couple de frottement augmente pour toutes les viscosités, les viscosités plus élevées montrant une augmentation plus marquée du couple. Cela reflète une résistance accrue due à des films plus épais à des viscosités plus élevées.

### 3.11. Conclusion :

La viscosité joue un rôle important dans la détermination des performances des systèmes de lubrification, surtout lorsqu'on considère des facteurs clés tels que la déformation, la pression hydrodynamique, l'épaisseur minimale du film et leurs interactions avec la vitesse du turbocompresseur et la vitesse du vilebrequin. Les lubrifiants à viscosité plus élevée aident à maintenir un film plus épais, ce qui améliore le soutien de charge du roulement en stabilisant la pression hydrodynamique et en réduisant le flux de fuite. Cela conduit à une protection améliorée contre la cavitation et l'usure, garantissant que le système reste efficace sous des charges élevées. Cependant, des films plus épais entraînent également un couple de frottement plus élevé, provoquant plus de résistance et une perte d'énergie potentielle. Inversement, les lubrifiants de viscosité inférieure forment des films plus fins, réduisant le couple de frottement et

les pertes d'énergie, mais provoquant une augmentation du débit de fuite et une usure accrue au fil du temps en raison de la formation de films plus fins.

Les lubrifiants à faible viscosité, qui forment généralement des films plus fins, augmentent également le risque de cavitation car l'épaisseur minimale du film devient insuffisante pour empêcher le contact métal à métal dans le palier. Dans la lubrification élastohydrodynamique (EHD), la déformation du roulement joue un rôle clé dans la stabilisation du film, aidant à maintenir son épaisseur même en présence de charge, surtout dans les cas de haute viscosité.

La vitesse du vilebrequin influence ces dynamiques en impactant la vitesse du turbocompresseur, ce qui à son tour affecte la charge et le régime de lubrification du roulement. Bien que des viscosités plus élevées offrent une meilleure protection et une stabilité du film, elles s'accompagnent du compromis d'un couple de frottement accru, ce qui peut affecter l'efficacité globale du système.

En résumé, le choix de la viscosité doit équilibrer la déformation, l'épaisseur du film, la pression hydrodynamique, le couple de frottement et le débit de fuite pour optimiser la performance des paliers. Comprendre comment ces facteurs interagissent est essentiel pour garantir à la fois la protection à long terme des paliers et l'efficacité énergétique, en particulier dans des conditions de lubrification instationnaire à grande vitesse.

# Chapitre 4:

## Analyse des Paliers de Bielle

## 4.1. Introduction :

Le palier de bielle est un composant de friction important dans un moteur. Ses conditions de fonctionnement ont un impact direct sur l'économie, la fiabilité, la durabilité et la longévité du moteur. Les avancées continues dans la recherche et les technologies associées ont conduit à des améliorations significatives des capacités de conception des paliers de bielle (paliers du pied et de la tête de bielle) dans les moteurs thermiques.

Dans cette étude, nous avons analysé le comportement d'un palier sous une charge dynamique variable en mode instationnaire (charge variable dans le temps, en module et en direction), en utilisant l'analyse hydrodynamique avec prise en compte des performances de calcul. Nous nous intéressons particulièrement à l'hypothèse de palier court, où le rapport longueur sur diamètre ( $L/D$ ) est faible et où le gradient de pression circonférentiel est négligé; mais dans ce cas, il serait intéressant de comparer les résultats obtenus avec l'hypothèse de palier de longueur finie.

La modélisation du problème de la lubrification hydrodynamique en mode transitoire nous conduit à une équation aux dérivées partielles, connue sous le nom « équation de Reynolds » [61], qui régit l'écoulement du fluide dans le contact. Cette équation est intégrée numériquement en utilisant la méthode des différences finies associée à une méthode itérative en tenant compte des conditions aux limites de Reynolds [61].

### 4.1.1. Tête de bielle :

La tête de bielle est l'extrémité la plus large et la plus épaisse de la bielle, généralement attachée au vilebrequin. Le palier à cette extrémité est appelé « palier de tête de bielle ». Il joue un rôle important dans la liaison du piston au vilebrequin et dans la transmission du mouvement linéaire du piston au mouvement rotatif du vilebrequin.

### 4.1.2. Pied de bielle :

Le pied de bielle est l'extrémité la plus petite de la bielle, habituellement attachée au piston. Le palier à cette extrémité est connu sous le nom de « palier de pied de bielle ». Il se connecte à l'axe du piston, permettant au piston de pivoter et de se déplacer à l'intérieur du cylindre, comme illustré dans la Figure 4.1.

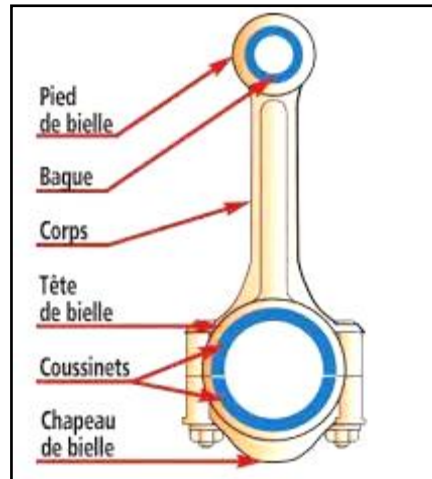


Figure 4.1- Paliers de bielle

## 4.2. Formulation du problème :

L'étude du comportement hydrodynamique d'un contact lubrifié par un fluide newtonien consiste à résoudre l'équation hydrodynamique des films visqueux minces (équation de Reynolds), qui est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique, dont le principal facteur inconnu 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 retenues lors de la résolution.

Parmi toutes les méthodes de résolution proposées, celle de Booker [3] associée à une méthode itérative, semble la mieux adaptée à ce type de problème. Un code informatique a été élaboré en langage de programmation FORTRAN, permettant ainsi le calcul des paramètres les plus importants caractérisant le fonctionnement d'un palier en mode dynamique (la trajectoire du centre de l'arbre dans le palier, l'épaisseur minimale du film lubrifiant dans le contact, le couple de frottement, le débit de fuite du fluide et le champ de pression).

Un palier hydrodynamique est composé de deux éléments : l'arbre de rayon  $R_a$ , et le palier de rayon interne  $R_c$  et de longueur  $L$ , comme illustré dans la Figure 4.2.

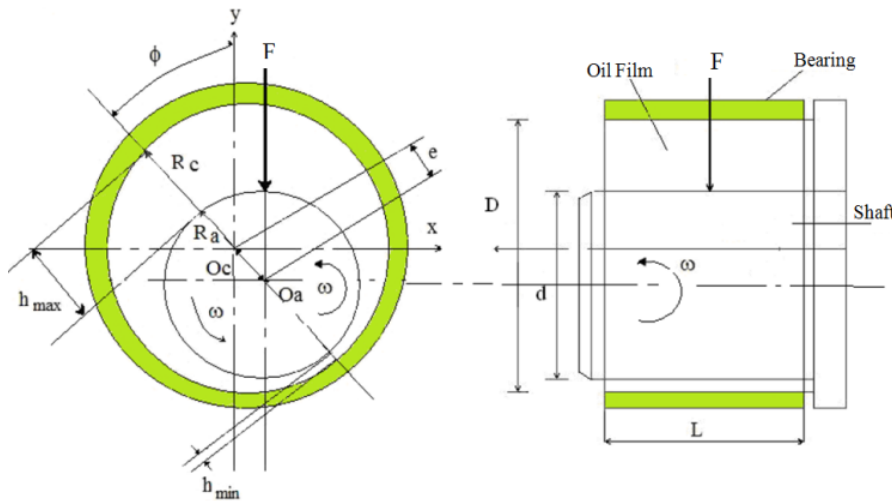


Figure 4.2 - Dessin d'un palier hydrodynamique

### 4.3. Algorithme de Résolution :

Les calculs ont été effectués pour un palier de longueur finie et pour un palier court. Dans le cas du palier court, l'équation de Reynolds a été simplifiée en supposant que  $\partial P / \partial \theta = 0$ , ce qui a facilité une intégration analytique. Ces calculs ont été réalisés à différents instants ( $T = t + \Delta t$ ) en utilisant les données de charge dynamique  $F(T)$ . Pour déterminer le champ de pression au sein du film fluide, la méthode des différences finies a été appliquée à l'équation de Reynolds.

Le système d'équations linéaires obtenu a été résolu en utilisant la méthode itérative de Gauss-Seidel avec un coefficient de sur-relaxation. L'intégration du champ de pression obtenu a permis de calculer la charge supportée par le palier  $W(T)$ , ainsi son orientation  $\phi$  pour une direction de mobilité donnée  $\varepsilon$ .

Enfin, les paramètres opérationnels ont été déterminés sur la base de ces résultats en utilisant un programme implémenté en FORTRAN, comme illustré dans l'organigramme ci-dessous :

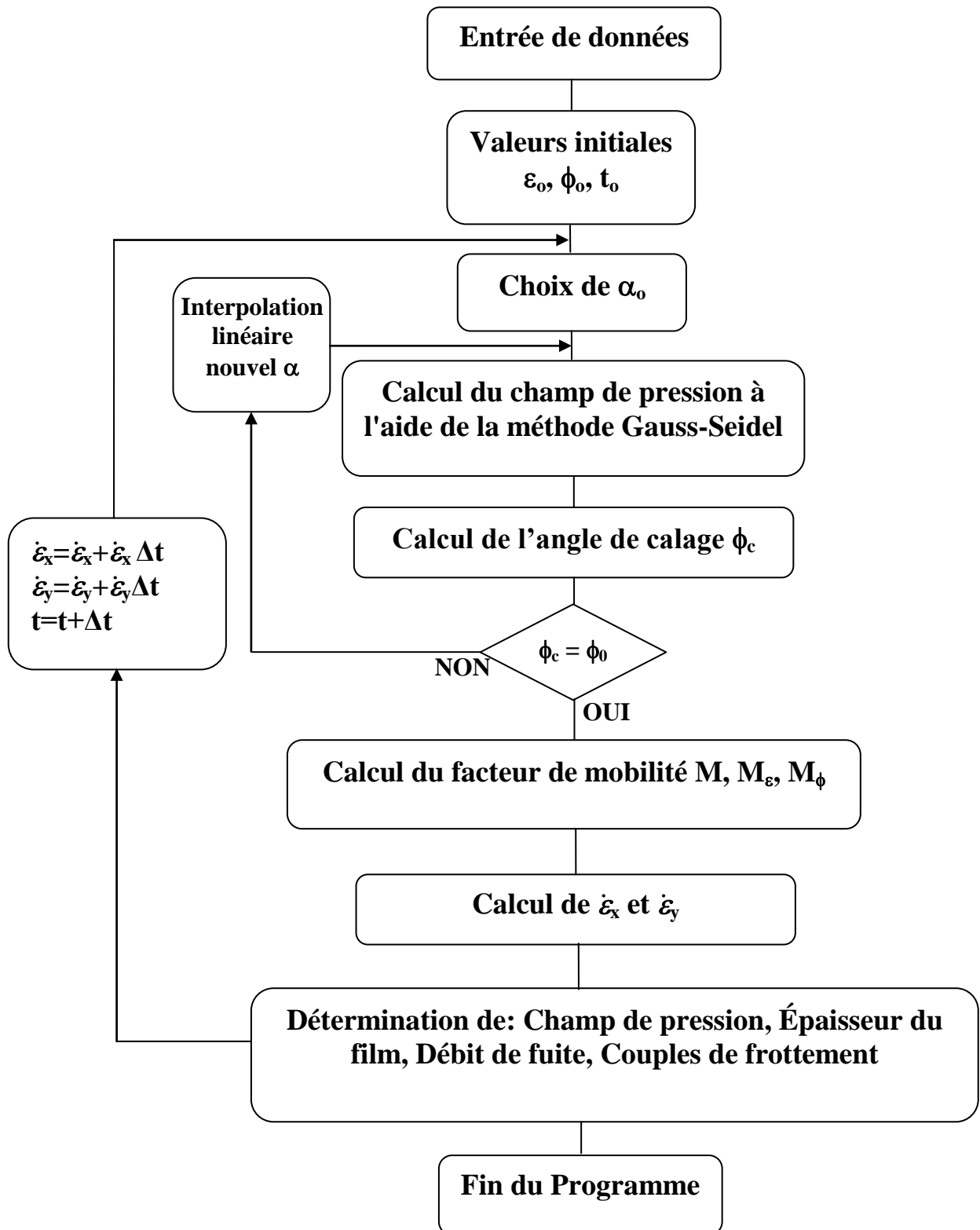


Figure 4.3 - Organigramme de Calcul

#### 4.4. Caractéristiques Géométriques du palier :

Nous avons établi une analogie entre le système de bielle-vilebrequin et un diagramme cinématique de bielle-manivelle. Dans ce schéma, **O** représente le centre de rotation du vilebrequin (manivelle), **O<sub>2</sub>** désigne le centre de la tête de bielle, et **O<sub>3</sub>** correspond au centre du pied de bielle. De plus, **A** désigne l'alésage du piston, tandis que **B** représente la course du piston. Aussi, Nous avons supposé que la masse de la bielle est 1 kg et positionné au centre d'inertie **G** à  $\frac{2}{3}$  de sa longueur à partir de l'axe du piston **O<sub>3</sub>**.

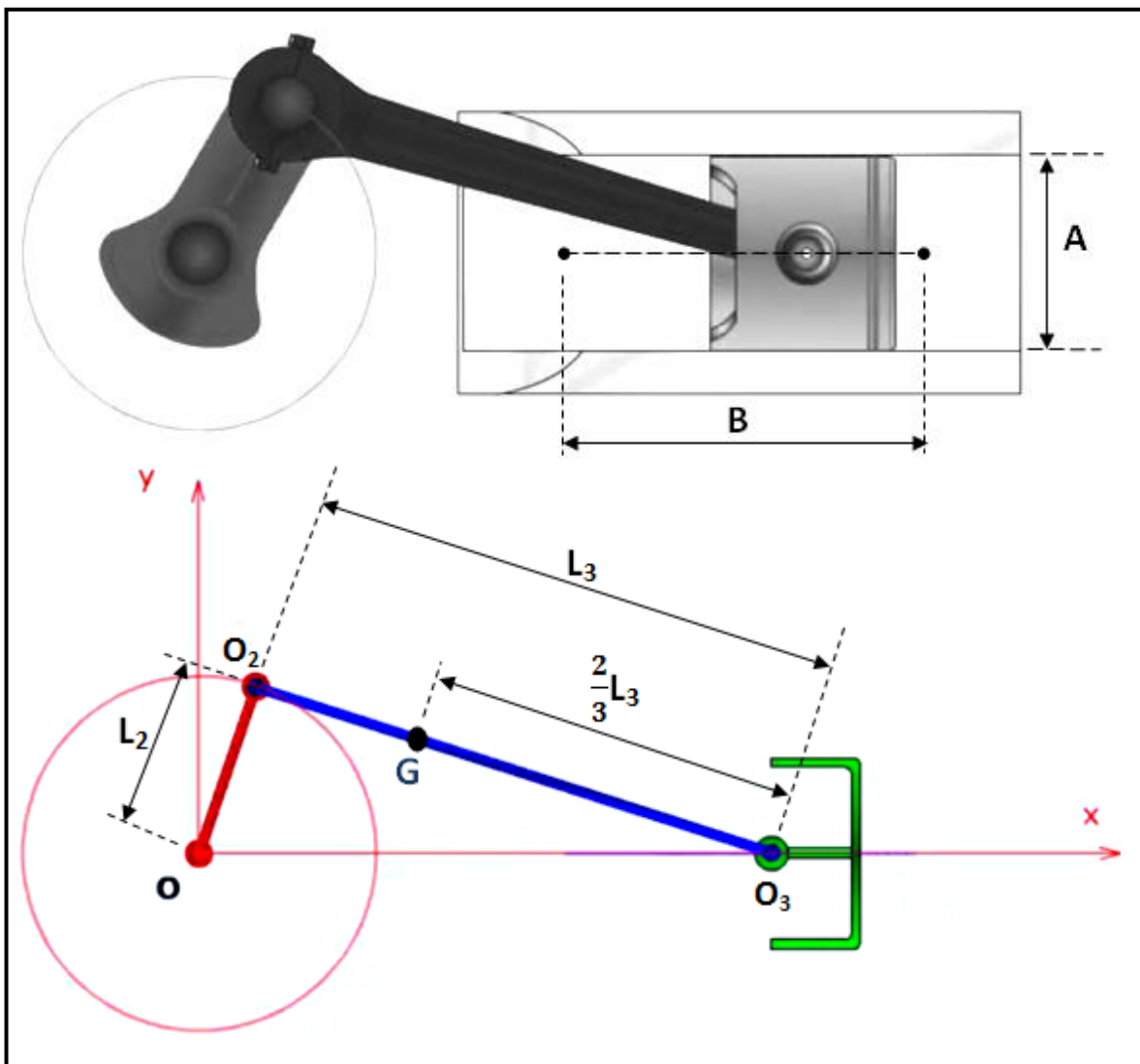


Figure 4.4 - Géométrie du Système Bielle-Manivelle

L'exemple utilisé dans cette étude est le système de palier de bielle d'un moteur à essence Mitsubishi à quatre cylindres, qui a été précédemment étudié par Huruma et Furuhami [72], dont les caractéristiques sont détaillées dans les tableaux ci-dessous :

<b>Caractéristiques</b>	<b>Unités</b>	<b>Valeurs</b>
Alésage x Course du piston : A x B	mm	35 x 66
Entraxe de la Bielle : $L_3$	mm	119
Rayon de Vilebrequin : $L_2$	mm	33
Masse de la Bielle : m	Kg	1
Vitesse de Rotation du Vilebrequin : $\omega_v$	Tr/min	4000
Viscosité Dynamique du Lubrifiant à 40°C : $\mu$	Pa.s	0.0367
Maillage du film fluide : $N_\theta \times N_z$	points	71 x 31

**Tableau 4.1- Caractéristiques géométrique et de fonctionnement du système Bielle-Manivelle du moteur à quatre cylindres de Mitsubishi**

<b>Dimension</b>	<b>Unité</b>	<b>Tête de Bielle</b>	<b>Pied de Bielle</b>
Longueur du palier : L	mm	25	23
Diamètre du palier : D	mm	60	23
Jeu Radial du palier : C	mm	0.036	0.015
Rapport de Longueur au diamètre : L/D	mm	0.42	1

**Tableau 4.2- Dimensionnement des paliers de Bielle du moteur à quatre cylindres de Mitsubishi**

## 4.5. Diagramme de charge appliqué sur le palier:

### 4.5.1. Pour le palier de Tête de bielle :

Le diagramme de charge appliqué au Tête de bielle, fourni par le constructeur du moteur (Mitsubishi), est illustré à la Figure 4.5.

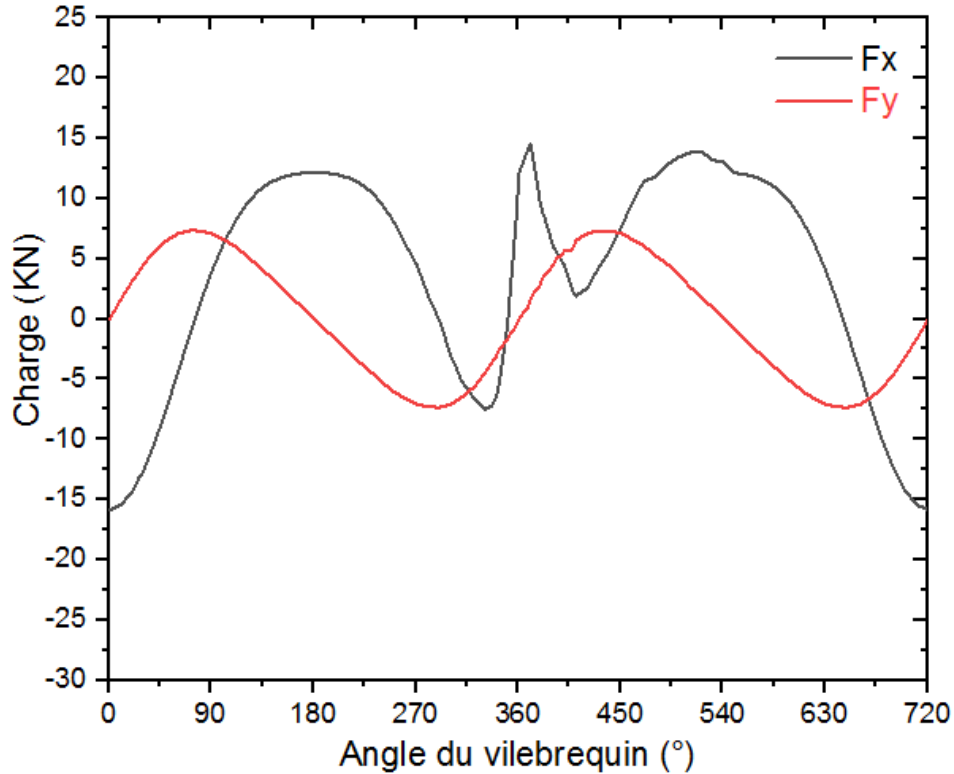


Figure 4.5- Diagramme de charge (Tête de bielle)

### 4.5.2. Pour le palier de Pied de bielle :

Prendre en compte l'inertie de la bielle permet de calculer les efforts au niveau du pied de bielle. Le diagramme de charge (Figure 4.6) appliqué au palier du pied de bielle ( $F_p$ ) est calculé à partir du diagramme de charge (Figure 4.5) appliqué au palier de la tête de bielle ( $F_t$ ) en utilisant l'équation cinématique suivante :

$$\begin{cases} F_t \bar{X}_0 + F_p \bar{X}_0 = m \frac{d^2 X_G}{dt^2} \bar{X}_0 \\ F_t \bar{Y}_0 + F_p \bar{Y}_0 = m \frac{d^2 Y_G}{dt^2} \bar{Y}_0 \end{cases}$$

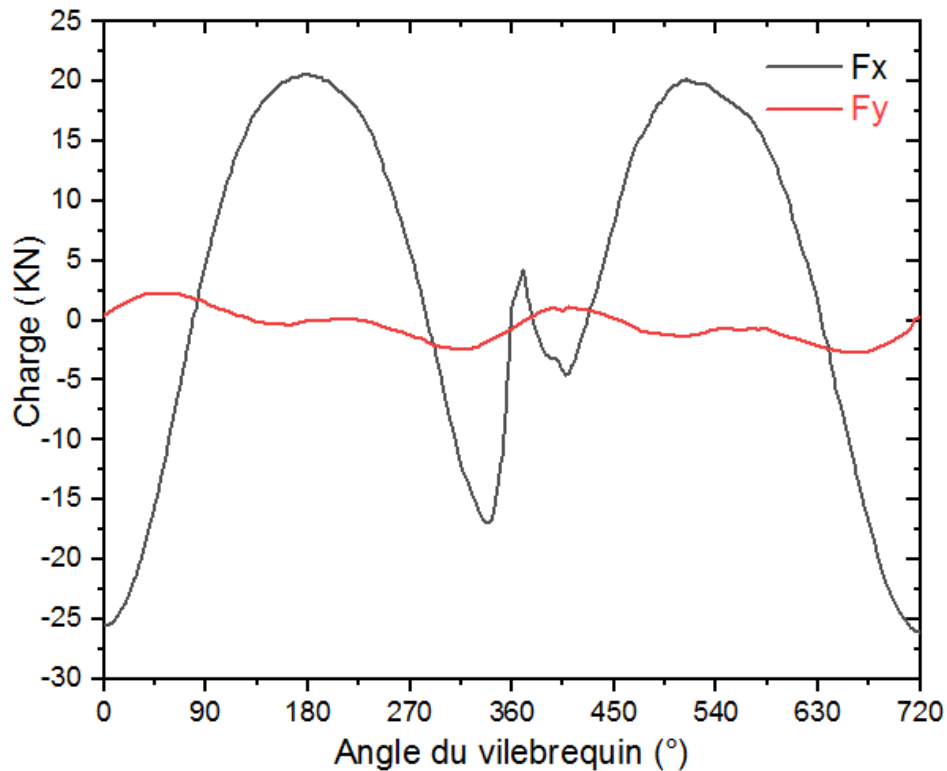


Figure 4.6- Diagramme de charge (Pied de bielle)

Une distinction notable est observée entre le diagramme de charge appliqué au tourillon de la tête de bielle (Figure 4.5) et celui appliqué au palier du pied de bielle (Figure 4.6), principalement en raison des effets de l'inertie.

## 4.6. Résultats Numériques :

Les résultats obtenus par l'application de l'hypothèse de palier de longueur finie sont comparés à ceux obtenus en appliquant la simplification du palier court (négligence du membre  $\partial P/\partial \theta$ ) pour les deux paliers de bielle (Tête et Pied de bielle) en utilisant les paramètres détaillés dans les tableaux 4.1 et 4.2 et les diagrammes de charge illustrés dans les figures 4.5 et 4.6 ci-dessus.

### 4.6.1. Résultats pour le cas de Tête de Bielle :

En utilisant le diagramme de charge (Figure 4.5) comme données d'entrée, les résultats obtenus pour l'hypothèse de palier de longueur finie sont cohérents avec ceux obtenus en appliquant l'hypothèse simplificatrice de palier court, pour le cas de tête de bielle (le rapport  $L/D=0.42$ ), les résultats sont illustrés dans les Figures (4.7, 4.8, 4.9 et 4.10) ci-dessous:

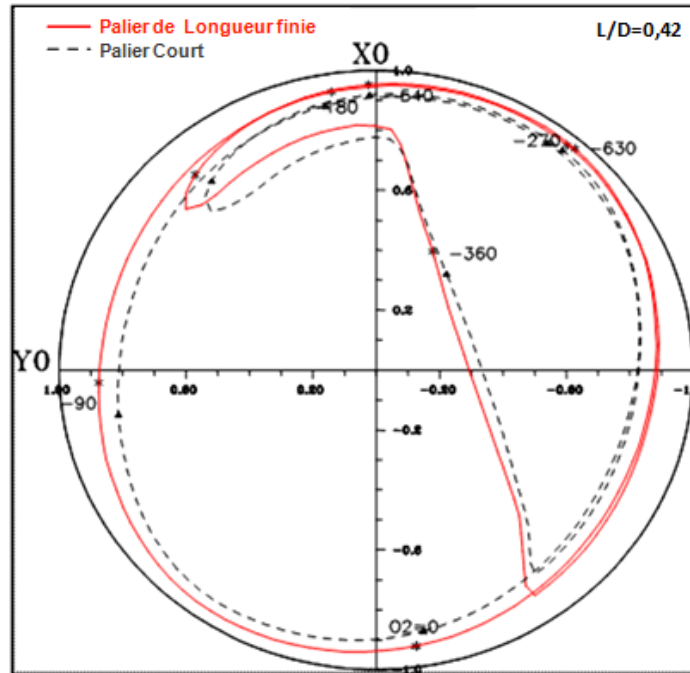


Figure 4.7- Trajectoire du centre de l'arbre

Les trajectoires du centre de l'arbre à l'intérieur du palier pour les deux cas (palier court et longueur finie) présentent la même allure et sont étroitement alignées dans les deux scénarios.

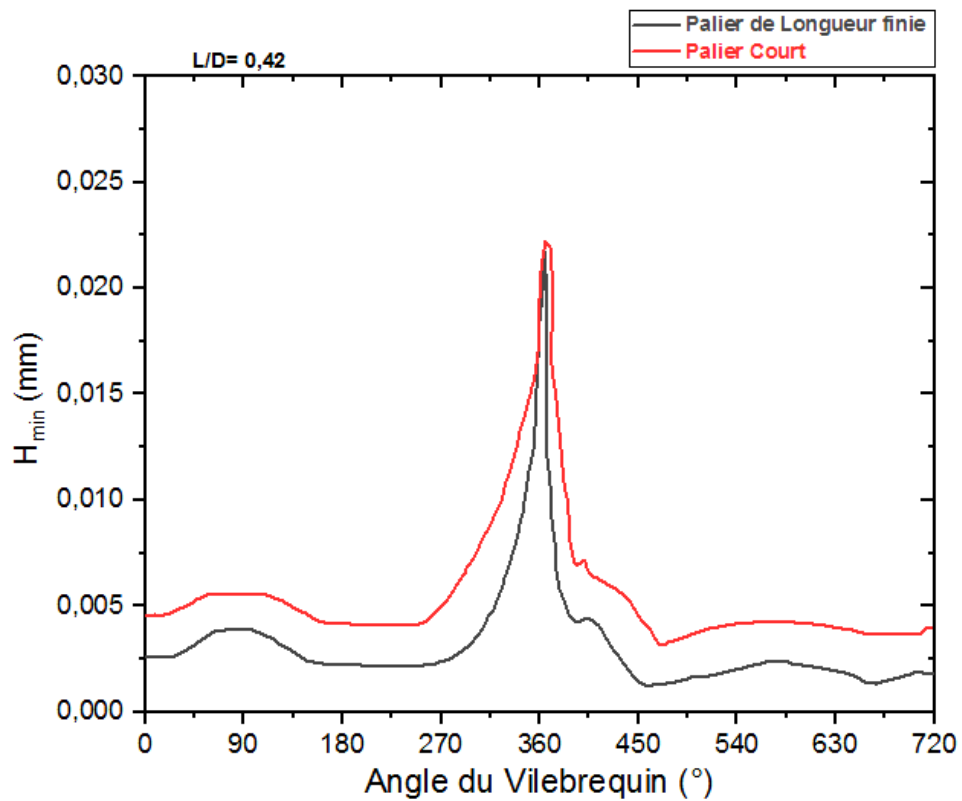


Figure 4.8- Epaisseur Minimale du film lubrifiant

L'hypothèse d'un palier court impliquant de négliger le gradient de pression circonférentiel ( $\partial P/\partial \theta$ ), donc on constate dans la figure 4.8 que l'épaisseur minimale du film lubrifiant obtenue pour le palier court est légèrement supérieure à celle du palier de longueur finie. Cette différence se traduit donc par une pression plus élevée pour le cas du palier court.

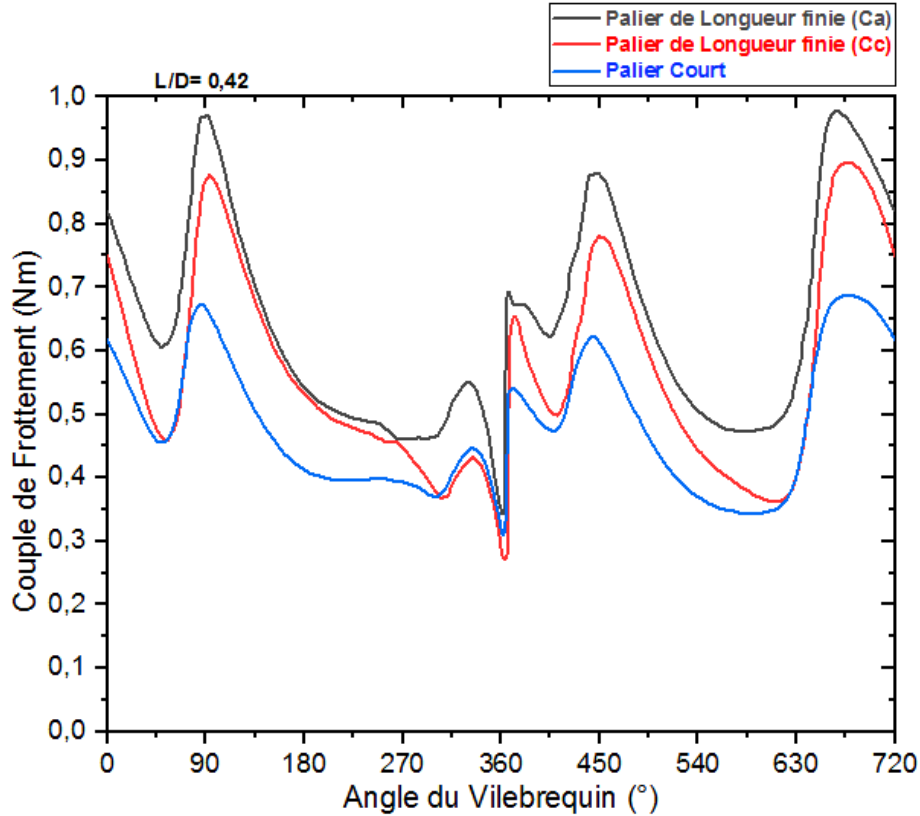


Figure 4.9- Couples de Frottement en fonction d'angle du Vilebrequin

La figure 4.9 montre l'évolution du couple de frottement en fonction de l'angle du vilebrequin en appliquant l'hypothèse de palier de longueur finie dont (Cc: frottement sur le coussinet et Ca: frottement sur l'arbre) et celle de palier court.

On observe des pics aux alentours de 90°, 450°, et 670°, indiquant des positions où le frottement est maximal. Le couple sur l'arbre est généralement plus élevé que sur le coussinet, et le palier court présente un couple globalement plus faible que les deux autres configurations et ceci est principalement attribué à l'épaisseur accrue du film et à la négligence du gradient de pression circonférentiel dans ce cas.

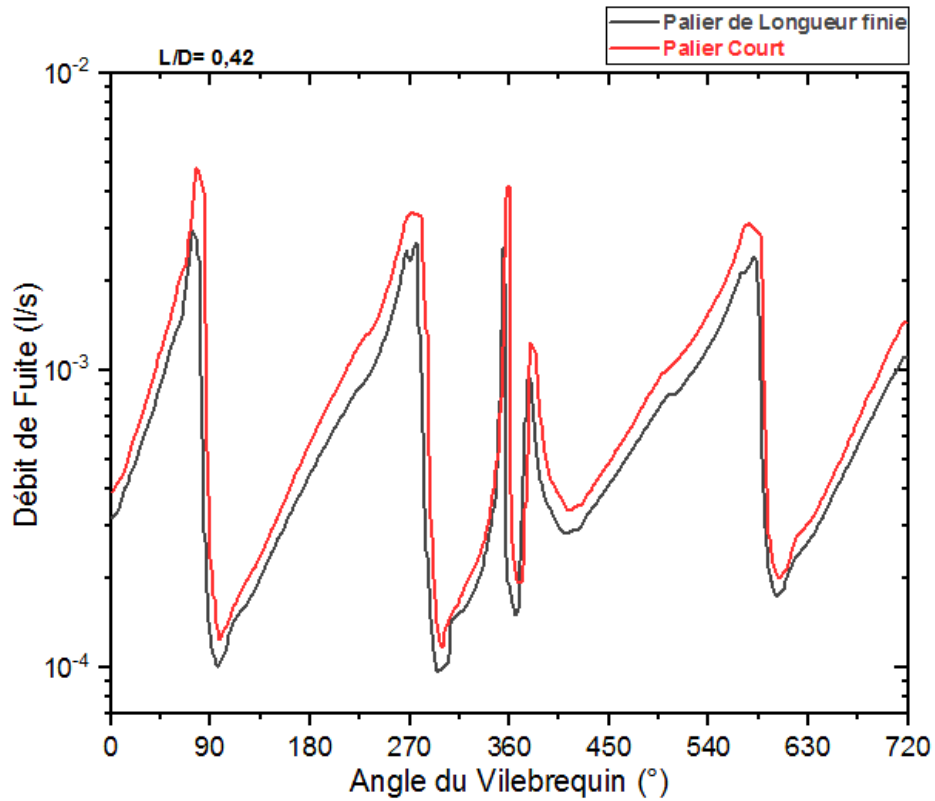


Figure 4.10 - Débit de fuite en fonction d'angle du Vilebrequin

La figure 4.10 montre l'évolution du débit de fuite axial dans un palier de tête de bielle en fonction de l'angle du vilebrequin pour le cas du palier court et un palier de longueur finie. Le débit de fuite présente des pics marqués autour des positions de 90°, 270°, 360° et 540°, correspondant probablement aux moments où la charge sur le palier est la plus élevée.

On observe que les deux courbes sont similaires, bien que le palier court ait des fuites légèrement plus élevées que le palier de longueur finie.

La compréhension et la gestion du débit de fuite sont essentielles pour assurer un fonctionnement parfait, minimiser les frottements et prolonger la durée de vie du palier de Tête bielle.

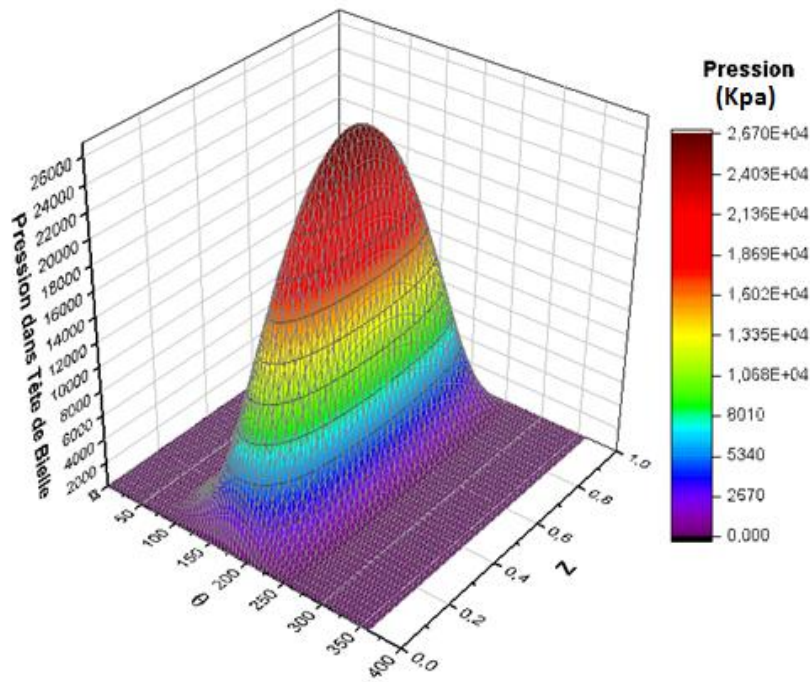


Figure 4.11- Distribution de la pression hydrodynamique pour la théorie du palier court

La Figure 4.11 représente la distribution de la pression hydrodynamique dans un palier de tête de bielle, selon la théorie du palier court. Comme la pression circonférentielle est négligée dans l'équation de Reynolds pour cette hypothèse, la pression est principalement distribuée dans la direction axiale, avec un maximum d'environ ( $P_{MAX}=2,67.10^4$  KPa) au centre de la zone de lubrification Pour cette coordonnée ( $\theta = 180^\circ$  ;  $z = 0,5$ ).

La figure montre aussi les zones de cavitation ( $P = 0$ ) qui signifient la rupture du film fluide et l'endommagement de la surface du palier, cette zone correspond à :  $\theta \in [0 ; 82^\circ]$  et  $\theta \in [257 ; 360^\circ]$ .

L'hypothèse du palier court ne signifie pas qu'il n'y a pas de pression sur la circonférence du palier, mais qu'elle simplifie la méthode de calcul en négligeant les variations circonférentielles. La pression existe bien sur toute les surfaces du palier, mais cette hypothèse facilite les calculs en se concentrant principalement sur les variations axiales.

### 4.6.2. Résultats pour le cas de Pied de Bielle :

En utilisant le diagramme de charge (Figure 4.6) comme données d'entrée, les résultats obtenus pour l'hypothèse de palier de longueur finie sont cohérents avec ceux obtenus en appliquant l'hypothèse simplificatrice de palier court, pour le cas de pied de bielle (le rapport  $L/D=1$ ), les résultats sont illustrés dans les Figures (4.12, 4.13, 4.14 et 4.15) ci-dessous:

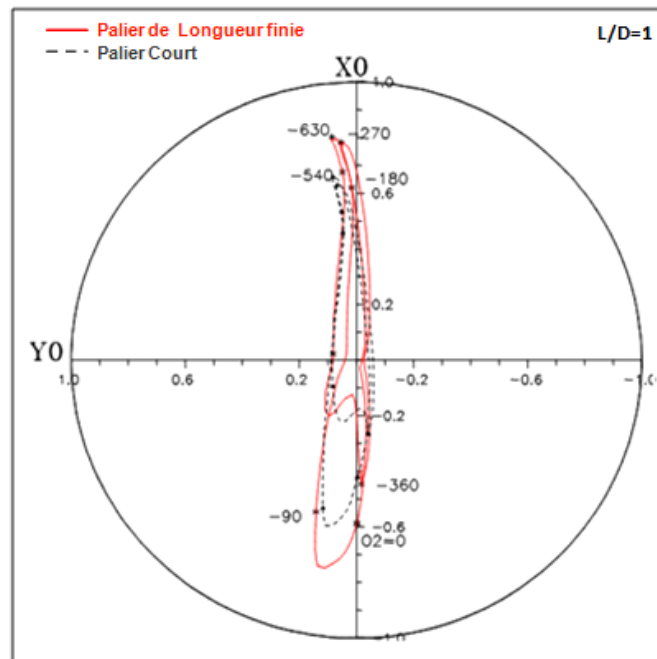


Figure 4.12- Trajectoire du centre de l'arbre

Ce graphique représente la trajectoire du centre de l'arbre dans un palier de pied de bielle pour les deux hypothèses : palier de longueur finie et palier court. Contrairement à la trajectoire observée dans les paliers de tête de bielle, celle-ci est plus concentrée le long de l'axe X, avec des déplacements réduits, indiquant une meilleure stabilité.

La trajectoire du pour hypothèse du palier court est plus contenue, tandis que celle du palier de longueur finie montre des déplacements légèrement plus grands, surtout aux alentours de  $90^\circ$  et  $270^\circ$ , suggérant des effets différents de la géométrie du palier.

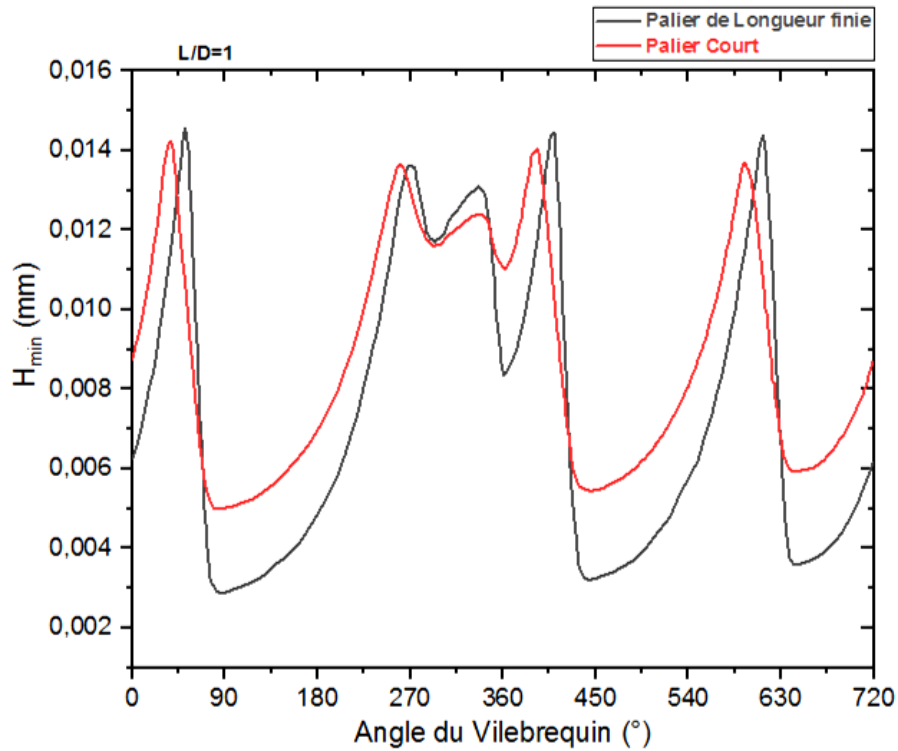


Figure 4.13- Epaisseur Minimale du film lubrifiant

La figure 4.13 montre l'épaisseur minimale du film lubrifiant ( $H_{min}$ ) en fonction de l'angle du vilebrequin pour le palier de pied de bielle avec un rapport  $L/D = 1$ . Le palier court montre une épaisseur minimale légèrement plus élevée que le palier de longueur finie, suggérant une meilleure capacité à maintenir le film lubrifiant dans les phases critiques du cycle.

La zone où le film lubrifiant est très faible est lorsque la vitesse de rotation moyenne du palier est nulle. Cette description est satisfaite par cette équation :

$$\omega = 1/2 \cdot \omega_v \cdot (L_2/L_3) \cdot \text{Cos}(\theta_v)$$

Ces zones (angles) correspondent à trois positions critiques de l'arbre du vilebrequin dans le palier de pied de bielle par un fort cycle de chargement, qui sont :  $\theta_v = 90^\circ, 450^\circ$  et  $630^\circ$ .

La pression du palier au niveau du contact lubrifié est générée par deux effets : le premier est dû aux gradients de pression, et le second est causé par le mouvement de rotation des deux surfaces en contact.

Lorsque la vitesse de rotation du vilebrequin est nulle, la pression du palier est uniquement attribuée à l'effet des gradients de pression, ce qui entraîne une réduction de l'épaisseur du film lubrifiant et un risque de rupture du film, ce qui pourrait conduire à un contact sec entre les deux surfaces (cavitation).

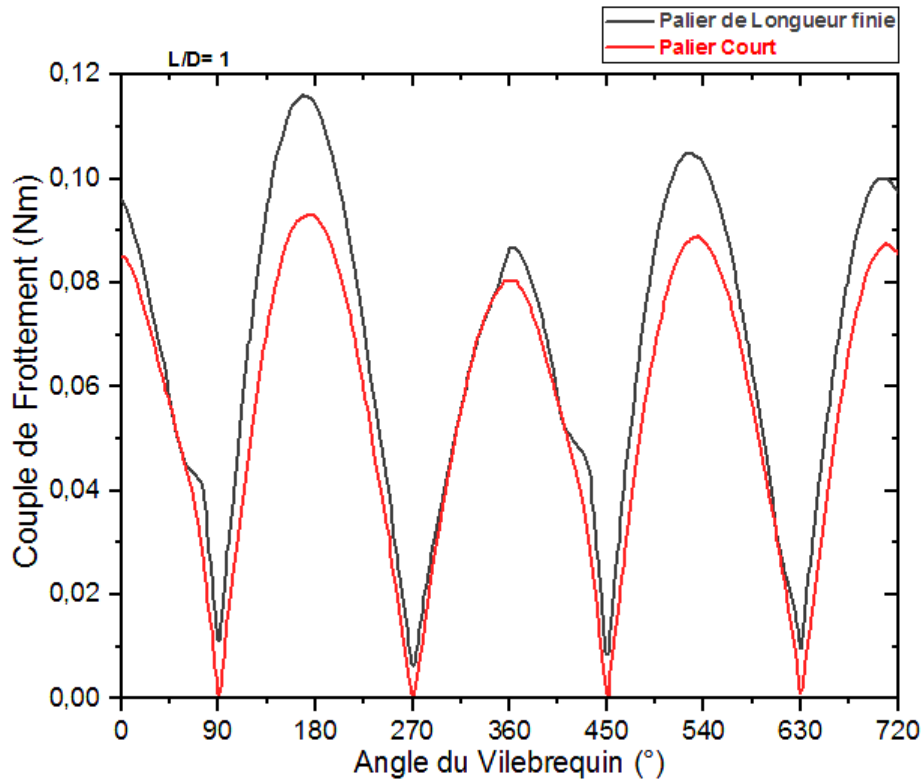


Figure 4.14- Couples de Frottement en fonction d'angle du Vilebrequin

La figure 4.14 présente les couples de frottement en fonction de l'angle du vilebrequin pour un palier de pied de bielle avec un rapport  $L/D = 1$ , en utilisant deux hypothèses distinctes : l'hypothèse de palier court et l'hypothèse de palier de longueur finie. Le couple de frottement suit une tendance périodique avec des pics autour de 90°, 270°, 450° et 630°, correspondant aux positions de charge maximale.

L'hypothèse de longueur finie conduit à des couples de frottement légèrement plus élevés par rapport à l'hypothèse de palier court, particulièrement aux pics, ce qui suggère que la prise en compte de la longueur finie accroît la résistance au frottement dans cette configuration.

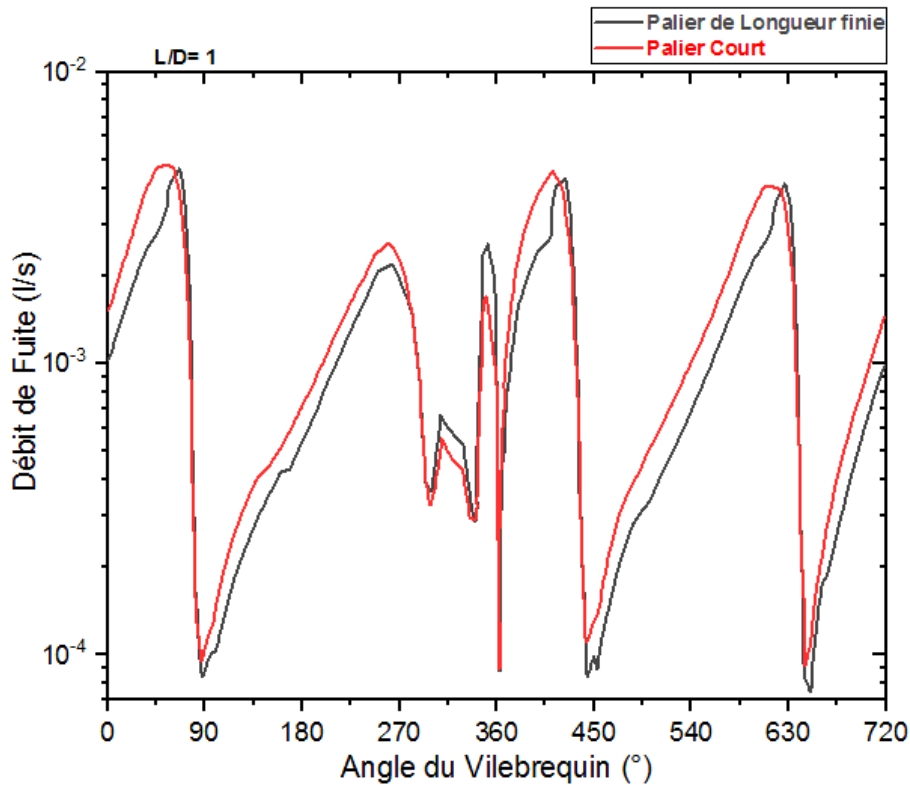


Figure 4.15- Débit de fuite en fonction d'angle du Vilebrequin

La figure 4.15 montre le débit de fuite en fonction de l'angle du vilebrequin pour un palier de pied de bielle avec un rapport  $L/D = 1$ , en comparant deux méthodes de calcul : l'hypothèse de palier court et l'hypothèse de palier de longueur finie. Les variations dans le débit de fuite sont marquées par des pics prononcés.

La différence entre les courbes obtenues en utilisant l'hypothèse de palier court et celles obtenues en utilisant l'hypothèse de palier de longueur finie est très faible, ce qui implique que cette simplification est correcte.

Il convient de noter que l'utilisation de l'hypothèse de palier court avec la méthode de mobilité réduit considérablement le temps de calcul requis par rapport à l'utilisation de la théorie de palier de longueur finie.

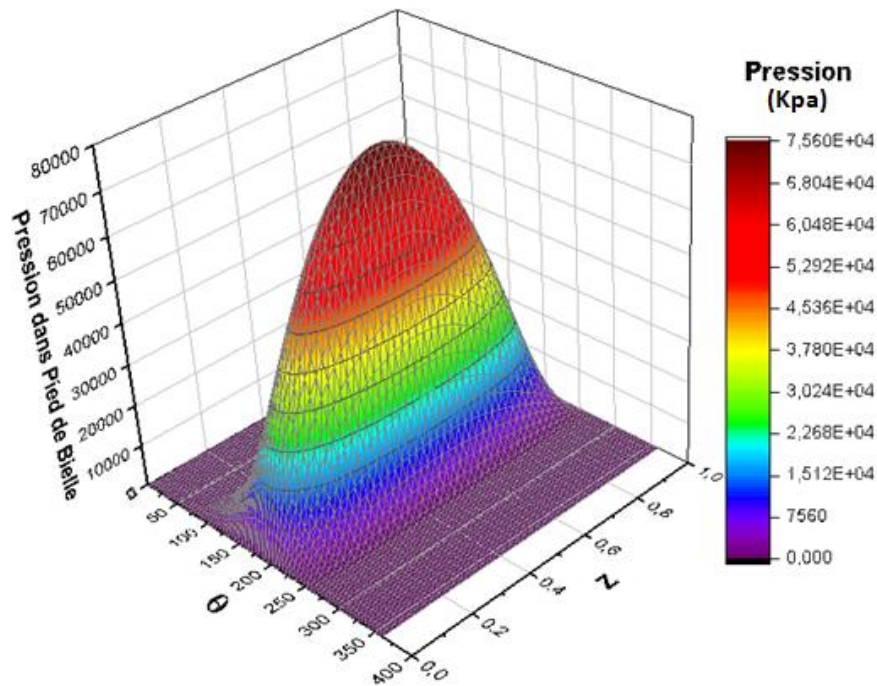


Figure 4.16- Distribution de la pression hydrodynamique pour la théorie du palier court

La Figure 4.16 représente la distribution de la pression hydrodynamique dans un palier de pied de bielle, selon la théorie du palier court. Comme la pression circonférentielle est négligée dans l'équation de Reynolds pour cette hypothèse, la pression est principalement distribuée dans la direction axiale, avec un maximum d'environ ( $P_{MAX}=7,56 \cdot 10^4$  KPa) au centre de la zone de lubrification Pour cette coordonnée ( $\theta = 180^\circ$  ;  $z = 0,5$ ).

La figure montre aussi les zones de cavitation ( $P = 0$ ) qui signifient la rupture du film fluide et l'endommagement de la surface du palier, cette zone correspond à :  $\theta \in [0 ; 82^\circ]$  et  $\theta \in [257 ; 360^\circ]$ .

Bien que l'hypothèse simplifie les calculs en négligeant les variations circonférentielles, elle permet tout de même d'illustrer la répartition de la pression dans le palier et met en évidence la zone de charge principale.

### 4.6.3. Validation des Résultats :

La figure 4.17 montre une similitude remarquable avec les résultats rapportés par notre étude car les courbes d'épaisseur minimale du film fluide pour notre étude et celle de Bonneau D [73] ont presque la même allure, et atteignent leur maximum à l'angle vilebrequin de  $360^\circ$ .

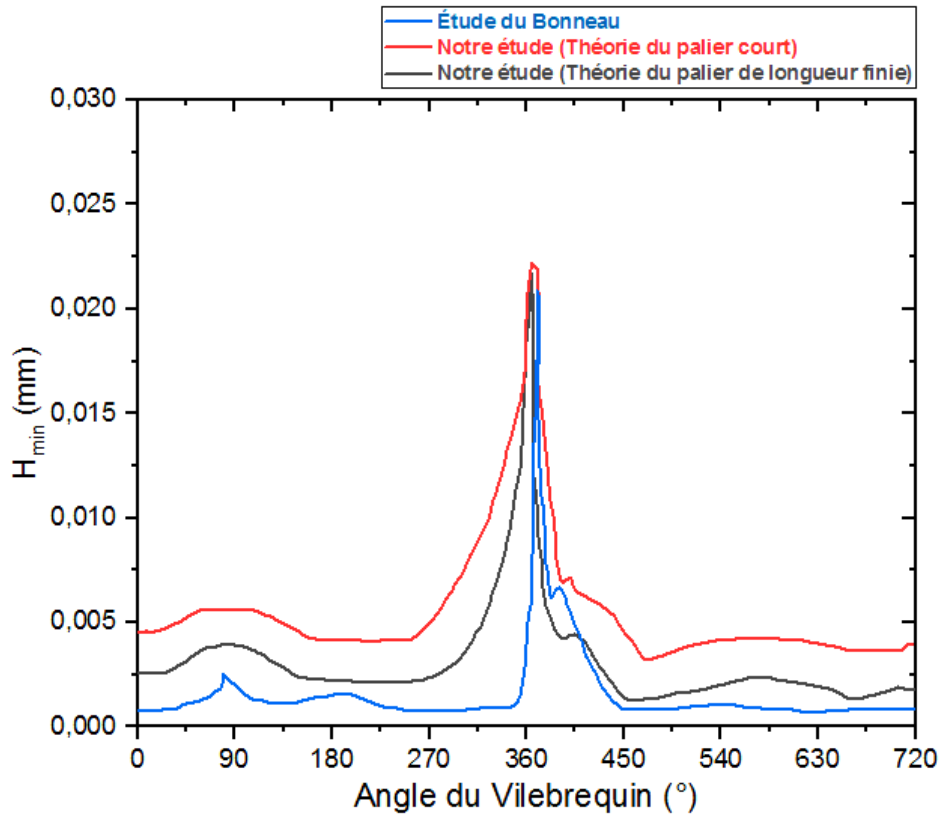


Figure 4.17- Variation de l'épaisseur minimale du film lubrifiant en fonction de l'angle du vilebrequin  
"comparaison entre notre étude et celle de Bonneau"

Les résultats de nos calculs montrent un alignement remarquable avec les tendances et comportements observés dans les recherches et simulations précédentes réalisées par Bonneau D [73] qui concernent le tourillon de tête de bielle d'un moteur à essence. Cette convergence renforce la validité de notre approche et confirme la robustesse de notre modèle.

Une bonne concordance entre un modèle et une expérience ne peut pas être considérée comme une vérification de la validité des résultats du modèle approximatif. Au contraire, une telle concordance doit être considérée comme une validation de l'utilité du modèle pour des prédictions dans les mêmes conditions que celles utilisées lors de l'expérience.

#### 4.6.4. Influence de la viscosité sur les caractéristiques de la tête de bielle :

Dans cette étape on fait l'étude l'évolution des caractéristiques hydrodynamiques en fonction de la viscosité dynamique de l'huile, pour un palier de tête de bielle avec un rapport  $L/D=0,42$ . Ce rapport est conforme aux conditions d'application de la théorie du palier court, qui est adaptée à la géométrie de tête de bielle où la longueur du palier est faible par rapport à son diamètre.

La viscosité dynamique du film lubrifiant varie entre (0,001 et 0,040 Pa.s), dans cette gamme de viscosités, et pour un cycle de lubrification complet, on observe une augmentation de l'épaisseur minimale du film lubrifiant (Figure 18), une réduction du débit de fuite (Figure 19) et également une augmentation des couples de frottement (Figure 20).

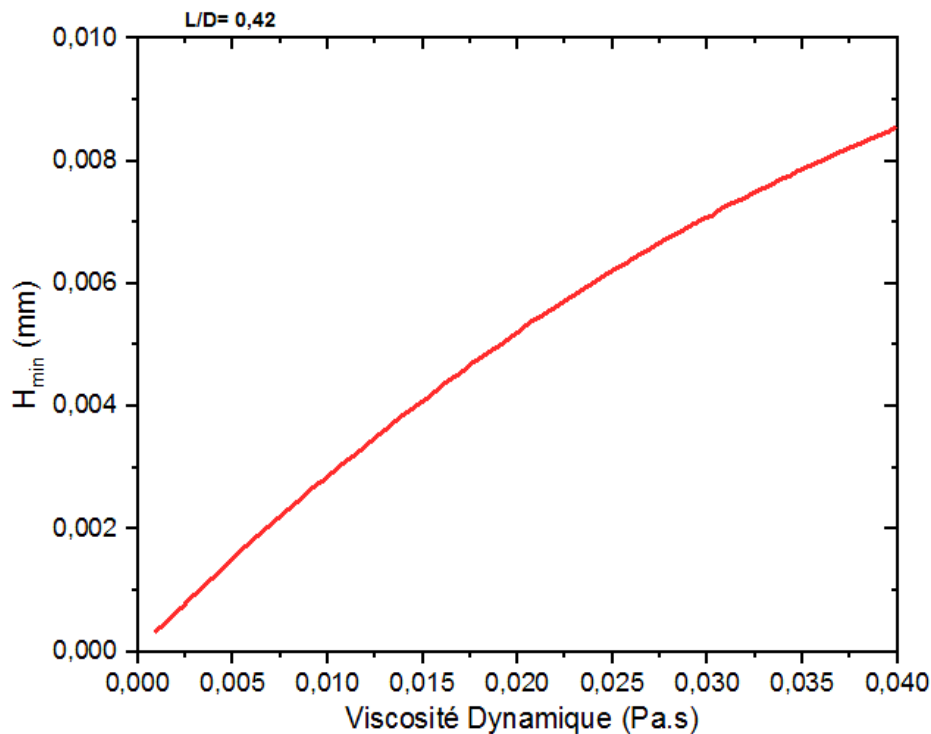


Figure 4.18- Epaisseur Minimale du film lubrifiant en fonction de la viscosité

La figure 4.18 montre l'évolution de l'épaisseur minimale du film lubrifiant  $H_{\min}$  en fonction de la viscosité dynamique de l'huile. L'évolution observée indique une relation croissante entre la viscosité dynamique et l'épaisseur minimale du film lubrifiant  $H_{\min}$ . Cela signifie que plus la viscosité de l'huile augmente, plus l'épaisseur minimale du film lubrifiant augmente, ce qui est cohérent avec les prédictions théoriques des paliers hydrodynamiques.

Une viscosité plus élevée favorise la formation d'un film lubrifiant plus épais, qui protège mieux les surfaces en contact.

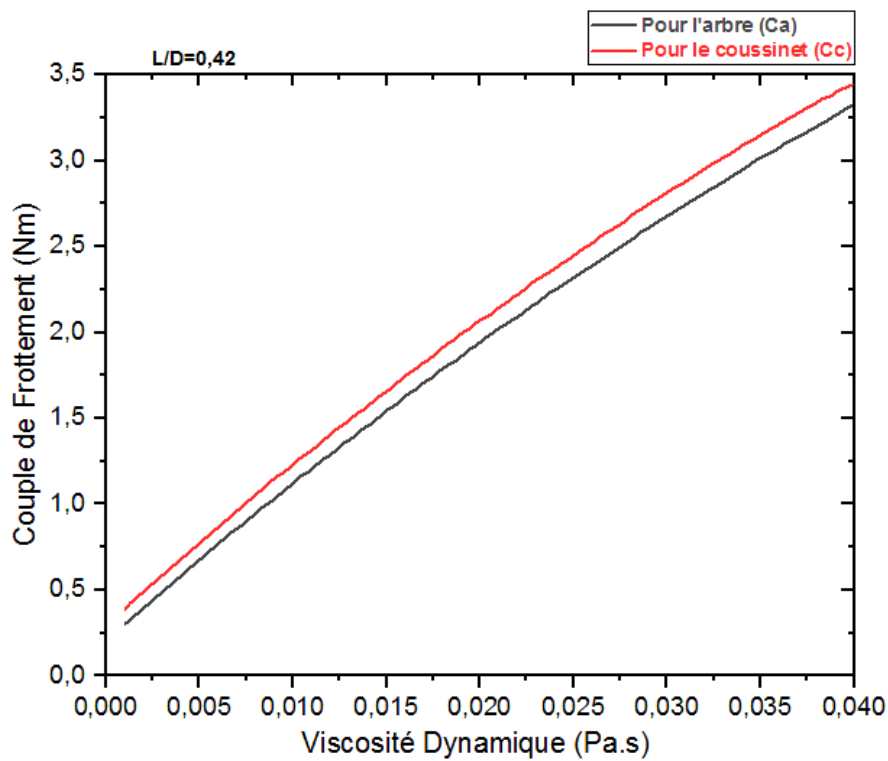


Figure 4.19- Couple de Frottement en fonction de la viscosité

La figure 4.19 présente le couple de frottement en fonction de la viscosité dynamique de l'huile. On observe que le couple de frottement pour les deux composants augmente avec la viscosité dynamique de l'huile. Le couple sur le coussinet (Cc) est légèrement supérieur à celui sur l'arbre (Ca) pour les mêmes valeurs de viscosité, ce qui suggère que le coussinet subit une résistance au frottement un peu plus importante.

Cela correspond bien à la théorie des paliers hydrodynamiques, où une augmentation de la viscosité entraîne une augmentation du couple de frottement en raison de la résistance accrue du fluide lubrifiant entre les surfaces en mouvement relatif.

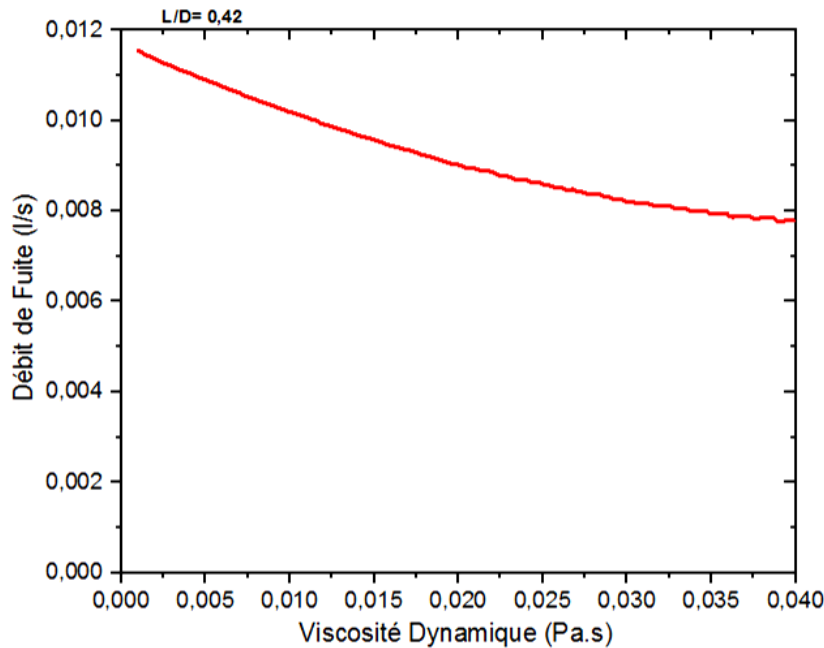


Figure 4.20- Débit de fuite en fonction de la viscosité

La figure 4.20 montre l'évolution du débit de fuite en fonction de la viscosité dynamique de l'huile pour un palier de tête de bielle, avec un rapport  $L/D=0,42$ . On observe une diminution du débit de fuite à mesure que la viscosité de l'huile augmente. Cela est conforme aux attentes théoriques, car une huile plus visqueuse s'écoule plus difficilement, réduisant ainsi les pertes par fuite.

Le débit de fuite semble se stabiliser pour les viscosités plus élevées, ce qui suggère que la résistance à l'écoulement atteint un certain seuil, au-delà duquel l'augmentation de la viscosité n'a qu'un effet marginal sur la réduction du débit.

Les résultats (Figures 4.18 - 4.19 - 4.20) montrent que l'augmentation de la viscosité de l'huile offre un compromis entre une meilleure lubrification, via l'augmentation de l'épaisseur du film lubrifiant et la réduction du débit de fuite, et une augmentation des pertes par frottement. Cela suggère que le choix d'une viscosité optimale est important pour maintenir un équilibre entre la réduction de l'usure et les pertes d'énergie dans le système. En effet, un choix de lubrifiant inapproprié qui entraîne une réduction de l'épaisseur minimale du film peut augmenter de manière substantielle le risque d'usure et de dommages par la rupture du film de fluide lubrifiant dans le contact.

#### 4.6.5. Analyse des performances de calcul :

Le tableau 4.3 résume la comparaison du temps moyen d'utilisation du processeur (CPU) en secondes (s), des exigences en mémoire vive (RAM) en mégaoctets (Mo), du nombre d'itérations et des précisions (%) par rapport aux expériences, pour les théories de palier court (PC) et de palier de longueur finie (PL) avec des maillages de (71 x 31 et 100 x 100) [74].

		Palier Court (PC)	Palier de Longueur finie (PL)
Maillage 71 x 31	CPU (s)	727	1019
	RAM (Mb)	40	51
	Nombre d'itérations	32	28
	Precision (%)	-10% ±10	-3% ±3
Maillage 100 x 100	CPU (s)	955	1391
	RAM (Mb)	45	53
	Nombre d'itérations	51	32
	Precision (%)	-5% ±5	-1% ±1

Tableau 4.3- Comparaison des performances de calcul pour les théories PC et PL avec différents maillage [74]

La comparaison des performances de calcul entre les théories du palier court (PC) et du palier de longueur finie (PL) montre que l'augmentation du nombre de mailles améliore la précision, mais au détriment des temps de calcul (CPU) et de la mémoire vive (RAM).

Le modèle PL exige plus de ressources, notamment en termes de RAM et de CPU, par rapport au modèle PC. Cependant, le modèle PL offre une meilleure précision, même avec un nombre d'itérations réduit.

La mise en œuvre détaillée des calculs PC et PL peut être très difficile, car la consommation de RAM devient très importante, dépassant nos possibilités informatiques actuelles. En résumé, le choix du modèle dépend d'un compromis entre la précision souhaitée et les ressources de calcul disponibles.

## 4.7. Conclusion :

Une bonne concordance est observée entre les résultats de calcul utilisant l'hypothèse du palier court (où le gradient de pression circonférentiel est négligé :  $\partial P/\partial \theta = 0$ ) et l'hypothèse du palier de longueur finie. L'utilisation de l'hypothèse du palier court dans les calculs est justifiée pour des cas avec de faibles rapports  $L/D$  (typiquement  $L/D < 0,5$ ). Cela s'applique aux paliers de tête de bielle des moteurs à combustion interne (dans notre étude,  $L/D = 0,42$ ). De plus, utiliser cette hypothèse en conjonction avec la méthode de la mobilité en dynamique réduit considérablement le temps de calcul (CPU) et la mémoire (RAM) par rapport à l'utilisation de la théorie du palier de longueur finie.

Les paliers de pied de bielle sont sujets à des risques de grippage en raison de leur exposition à des charges dynamiques importantes; ainsi, la détermination des paramètres de fonctionnement, en particulier l'épaisseur minimale du film lubrifiant, permet d'évaluer le risque de dommages par contact dus à la rupture du film.

Dans un palier, la viscosité du lubrifiant est un paramètre important qui peut être modifié pour ajuster les caractéristiques de fonctionnement du palier et prolonger sa durée de vie. Le code informatique développé et les résultats obtenus sont d'une grande importance dans un contexte industriel, car ils permettent de prévoir et de comprendre le comportement des paliers lubrifiés, qui représentent actuellement la meilleure solution technologique disponible.

Ces observations convergentes soulignent la fiabilité de notre méthodologie et renforcent la confiance dans la pertinence de nos conclusions en comparaison avec les travaux précédents, notamment celui de Bonneau D [73].

## Conclusion et Perspective

Cette recherche a facilité une meilleure compréhension des paliers cavitants exposés à des charges dynamiques (variables et constantes) en régime instationnaire, mettant l'accent sur les paliers de turbocompresseur et ceux de bielle utilisés dans les moteurs à combustion interne. La recherche a démontré que la viscosité du lubrifiant est déterminante pour le fonctionnement de ces paliers, affectant considérablement la stabilité du film de lubrification, la pression hydrodynamique et l'épaisseur minimale du film. L'optimisation de la performance du palier peut être réalisée en sélectionnant judicieusement la viscosité, équilibrant ainsi la déformation du film, la protection contre la cavitation et l'usure, tout en minimisant les pertes dues à la friction.

Néanmoins, cette décision doit tenir compte du compromis entre la minimisation des pertes énergétiques (couple de frottement) et l'amélioration de la défense contre la cavitation, surtout dans des conditions opérationnelles instationnaires à haute vitesse.

Cette recherche a aussi révélé une correspondance appréciable entre les hypothèses des paliers courts et des paliers de longueur finie, particulièrement pour les paliers de tête de bielle avec des ratios  $L/D$  bas ( $L/D < 0,5$ ). Cela permet d'abaisser considérablement le temps nécessaire au calcul et l'utilisation de la mémoire, tout en préservant une précision adéquate. Il est essentiel de veiller attentivement sur les paliers de pied de bielle pour prévenir tout risque de grippage, surtout dans les situations où les charges dynamiques sont élevées.

Le modèle numérique élaboré dans ce travail de recherche, qui s'appuie sur la méthode de mobilité de Booker et prend en compte les facteurs élastohydrodynamiques, a réussi à anticiper avec exactitude le fonctionnement des paliers dans diverses conditions de lubrification. Ce modèle constitue une ressource précieuse pour le secteur industriel, proposant un instrument de simulation solide pour l'optimisation des paliers lubrifiés dans des applications de haute performance.

Cette étude envisage plusieurs volets de recherche pour approfondir la compréhension du comportement des paliers dans des conditions extrêmes. Il serait judicieux, d'une part, d'étudier l'effet des lubrifiants utilisant des formulations récentes (par exemple : les lubrifiants à viscosité réduite ou à base de nanoparticules) sur la stabilité du film lubrifiant et la diminution des phénomènes de cavitation. D'autre part, une étude plus approfondie sur l'impact des variations

thermiques sur la viscosité et la déformation du film dans des environnements dynamiques pourrait permettre d'améliorer d'avantage la précision des modèles numériques.

Finalement, des recherches expérimentales supplémentaires destinées à confirmer les résultats numériques obtenus avec diverses sortes de paliers dans des conditions d'opération réelles pourraient accroître la signification industrielle de cette étude. Cette recherche pourrait aussi être élargie à d'autres formes de paliers et de systèmes de lubrification dans les moteurs haut de gamme, y compris pour les utilisations dans les moteurs technologiques avancés, comme les moteurs électriques à grande vitesse.

## Références Bibliographiques

### Chapitre 1:

- [1] Desbord H., Fillon M., Chan Hew Wai C. Et Frêne J. 'Dynamic Analysis of tilting-pad of journal bearing - Influence of pad deformations' journal of Tribology, July 1994, Vol 116, Page 621.
- [2] Hahn, H.W., 1957, "Dynamically Loaded Journal Bearing of Finite Length," IME Proceeding of the Conference of Lubrication and Wear, 99. 100-110.
- [3] Booker, J.F., 1965, "Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution," Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME, series D, pp. 537.
- [4] Reddy, M.M., 1969, "Finite Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem," ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 91, pp. 524-533.
- [5] Herrebrugh, K., 1968, "Solving the Incompressible and Isothermal Problem in Elastohydrodynamic Lubrication Through an Integral Equation," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, pp. 262-270.
- [6] Nicolas, D., 1972, "Les Paliers Hydrodynamiques Soumis à un torseur de Forces Quelconques," Thèse de docteur ingénieur, INSA de Lyon.
- [7] Nicolas, D. et Frêne, J., 1973, "Tilting Torque Permissible in Plain Bearing. Theory, Experimental Results and Application to Machine Design," Ist European Tribology Congress.
- [8] Fantino B., "Influence des Défauts de Forme dans la Lubrification Hydrodynamique", Thèse de troisième cycle de l'Université Claude Bernard de Lyon, 1973.
- [9] Wechsler, L., 1973, "An Analysis of Partial Arc Bearing Including Effects of Elasticity and Viscosity," Naval Engineers Journal, Vol. 85, pp.50-58, USA.
- [10] Rhode, S.M., Oh, K.P., 1975, "A Unified Treatment of Thick and Thin Film Elastohydrodynamic Problems by Using Higher Order Element Methods," Proc. Of R. Soc., Londre, Vol. A. 343, pp. 315-331.
- [11] Rhode, S.M., Oh, K.P., 1975, «Higher Order Finite Element Methods for the Solution of Compressible Porous Bearing Problem," Int. J. Num. Meth. Eng., Vol. 9, pp. 903-911.
- [12] Rhode, S.M., Whickler, D. et Browne, A.L., 1978, "On the Solution of Elastohydrodynamic Lubrication Problems," Transaction of the ASLE, Vol. 21, pp. 264-270.
- [13] Conway, H.D., Lee, H.C., 1975, "The Analysis of the Lubrication of a Flexible Journal Bearing," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, pp. 559-604.

- [14] Conway, H.D., Lee, H.C., 1975, « The Lubrication of a Short Flexible Journal Bearing » Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, pp. 376-378.
- [15] Fantino, B., Frêne, J. et Du Parquet, J., 1979, "Elastic Connecting-Rod Bearing with Piezoviscous Lubricant: Analysis of the Steady State Characteristics," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol., 101, pp. 190-200.
- [16] Fantino, B., 1981, "Influence des défauts de forme et des Déformation Élastiques des Surfaces en Lubrification Hydrodynamique sous Charge Statiques et Dynamiques," Thèse n° 1-DE-8122, INSA de Lyon, France.
- [17] Pierre-Eugene, J., Frêne, J., Fantino, B., Roussel, G., du Parquet, J., 1983, "Theory and Experiments on Elastic Connecting-Rod Bearings Under Steady State Conditions," 9<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, Grande-Bretagne, Sept. 1982.
- [18] Oh, K.P., 1984, "The Numerical Solution of Dynamically Loaded Elastohydrodynamic Contact as a Nonlinear Complementarity Problem," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 106, pp. 88-95.
- [19] Goenka, P.K., 1984, "Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 106, pp. 429-439.
- [20] Boedo, S., and Booker, J. F., 1995, "Cavitation in Normal Separation of Square and Circular Plates," ASME, Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 403-410.
- [21] Ushijima K., Arai T., Goto T., Aoyama S., "A Study on Engine Bearing Performance Using EHL Analysis and Experimental Analysis", Society of Automotive Engineers of Japan, JSAE, pp 263-269, 1997.
- [22] Okamoto Y., Hanahashi M., Katagiri T., "Effects of Housing Stiffness and Bearing Dimension on Engine Bearing Performance by Elastohydrodynamic Lubrication Analysis", ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, pp 697-704, 2000.
- [23] Stefani F.A., and Reborá A.U., "Finite Element Analysis of Dynamically Loaded Journal Bearings: Influence of the Bolt Preload", ASME Journal of Tribology, Vol. 124, pp 444-454, 2002.
- [24] Wang D., Keith G., Yang Q., "Lubrication Analysis of a Connecting-Rod Bearing in a High-Speed Engine. Part I: Rod and Bearing Deformation", STLE Tribology Transaction, Vol. 47, pp 280-289, 2004.
- [25] Wang D., Keith G., Yang Q., "Lubrication Analysis of a Connecting-Rod Bearing in a High-Speed Engine. Part II: Lubrication Performance Evaluation for Non-Circular Bearings", STLE Tribology Transaction, Vol. 47, pp 290-298, 2004.

- [26] V. CAIKA, S.BUKOVNIK, G. OFFNER, W.J.BARTZ, "Elasto-Hydrodynamic Journal Bearing Model with Pressure, Temperature and Shear Rate dependent Viscosity", International Conference on Tribology, 2006.
- [27] A. Maoui et B. Benabès, "Modélisation numérique du comportement TEHD des paliers lisses cylindriques," *Revue des Energies Renouvelables CISM 08 Oum El Bouaghi* (2008) 239 – 255.
- [28] Li CH and Rohde SM. On the steady state and dynamic performance characteristics of floating ring bearings. *J Lubr Technol* 1981; 103: 389–397.
- [29] Li CH. Dynamics of rotor bearing systems supported by floating ring bearings. *J Lubr Technol* 1982; 104: 469–476.
- [30] Wan KH, Zhang YT, Ren GQ, et al. Research of the solution method on the critical speed of turbo supercharger rotor. *New Technol New Proc* 2009; 10: 18-20.
- [31] Liu X. Strength and rotor dynamics analysis of one type turbocharger. Master Degree Dissertation, Dalian Maritime University, Dalian, China, 2013.
- [32] Yu HJ and Lv HX. The bifurcation and chaos of the flexible rotor system with dynamic p-oil film bearing supports. *Acta Mech Sin* 2002; 34: 827–831.
- [33] Wang L, Bin G, Li X, et al. Effects of floating ring bearing manufacturing tolerance clearances on the dynamic characteristics for turbocharger. *Chin J Mech Eng* 2015; 28: 530-540.
- [34] Zhang H, Shi Z, Gu F, et al. Modelling of outer and inner film oil pressure for floating ring bearing clearance in turbochargers. *J Phys Conf Ser* 2011; 305: 012021.
- [35] Deligant M, Podevin P and Descombes G. CFD model for turbocharger journal bearing performances. *Appl Therm Eng* 2011; 31: 811–819.
- [36] Hagedorn P. Non-linear oscillations. London: Oxford University Press, 1988.
- [37] Nayfeh AH and Mook DT. Nonlinear oscillations. New York: Wiley, 1995.
- [38] Schweizer B. Oil whirl, oil whip and whirl/whip synchronization occurring in rotor systems with full-floating ring bearings. *Nonlinear Dynam* 2009; 57: 509–532.
- [39] Schweizer B and Sievert M. Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines. *J Sound Vib* 2009; 321: 955–975.
- [40] Schweizer B. Vibrations and bifurcations of turbocharger rotors. In: *SIRM 2009 – 8th international conference on vibrations in rotating machines*, Vienna, 23–25 February 2009, pp. 1–18. Vienna: Technical University of Vienna.
- [41] Kim YB and Noah ST. Bifurcation analysis for a modified Jeffcott rotor with bearing clearances. *Nonlinear Dynam* 1990; 1: 221–241.

- [42] Papadopoulos CA, Nikolakopoulos PG and Gounaris GD. Identification of clearances and stability analysis for a rotor-journal bearing system. *Mech Mach Theory* 2008; 43: 411–426.
- [43] Quintini JCR, Pineda S, Matute JA, et al. Determining the effect of bearing clearance and preload uncertainties on tilting pad bearings rotordynamic coefficients. In: *Proceedings of the ASME turbo expo 2014 turbine technical conference and exposition, Dusseldorf, 16–20 June 2014*, paper no. gt2014–26773.
- [44] R C Liu, X H Meng, P Li. Transient tribodynamic analysis of crankshaft main bearing system during engines starting up. *Proc IMechE Part J: J Engineering Tribology*, 2018, 232(5): 535-549.
- [45] J P Zammit, P J Shayler, R Gardiner. Investigating the potential to reduce crankshaft main bearing friction during engine warm-up by raising oil feed temperature. *SAE Paper 2012-01-1216*, 2012.
- [46] M Inui, M Kobayashi, K Oowaki, et al. Analysis of oil film generation on the main journal bearing using a thin-film sensor and elasto-hydrodynamic lubrication (EHL) model. *SAE Paper 2013-01-1217*, 2013.
- [47] D Jia, L Shen, Y Bi, et al. A study on the factors affecting the lubrication characteristics of connecting rod big-end bearing in diesel engine. *Automotive Engineering*, 2012, 34(11): 981-983.
- [48] L Galera, A S Rodrigues. Optimization of lemon shape big end profile connecting rod under engine operation in elasto-hydrodynamic regime. *SAE Paper 2014-36-0309*, 2014.
- [49] C X Gu, X H Meng, D Zhang, et al. A transient analysis of the textured journal bearing considering micro and macro cavitation during an engine cycle. *Proc IMechE Part J: J Engineering Tribology*, 2017, 231(10): 1289-1306.
- [50] A Francisco, T Lavie, A Fatu, et al. Metamodel-assisted optimization of connecting rod big-end bearings. *Journal of Tribology*, 2013, 135: 0417041- 04170410.
- [51] T Lavie, A Fransisco, A Fatu, et al. Multiobjective optimization of conrod big-end bearing lubrication using an evolutionary algorithm. *Tribology Transactions*, 2015, 58: 490-499.
- [52] J H Zhang, G C Zhang, Z P He, et al. Optimization of crankshaft-bearing lubricating characteristics based on orthogonal experiment and neural network. *Transactions of CSICE*, 2011, 29(5): 461-467.
- [53] T Ozasa, K Maitani, Y Fujimoto, et al. Simplified estimation method of bearing friction for engines. *International J. of Engine Research*, 2016, 17(8): 886-896.
- [54] A A Tabrizi, A H Kakaei. Different simulation models of connecting rod hydrodynamic bearing. *SAE Paper 2009-01-1863*, 2009.
- [55] O Toshihiro, N Masatoshi. Lubrication analysis of a con-rod bearing using a cycle simulation of gasoline engines with AF variation. *SAE Paper 2011- 01-2118*, 2011.

[56] Y Bi, Y Li, L Shen, et al. Lubrication property study of main bearing for turbocharged intercooled diesel engine. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2012, 33(1): 87-92.

[57] X Chen, B Zu, Y Xu, et al. Influence of high-turbocharged on performance of main bearing in diesel engine. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2015, 36(3): 6-11.

[58] J Choi, S S Kim, S S Rhim, et al. Numerical modeling of journal bearing considering both elastohydrodynamic lubrication and multi-flexiblebody dynamics. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, 13(2): 255-261.

[59] K Shao, C W Liu, F R Bi, et al. Analysis of hydrodynamic loads on performance characteristics of engine main bearings. *Proc IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2015, 229(6): 667-676.

[60] X Zhao, A Huang, Z Hu, et al. Analysis of main bearing lubrication performance of high-power marine diesel engine under typical operating conditions. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2015, 36(5): 128-133.

### Chapitre 2 :

[61] Frêne J. Nicolas D. Degueurce B. Berthe D. et Godet M. *Lubrification Hydrodynamique-Paliers et Butées. Editions Eyrolles*, 49-150, 1990.

[62] Reynolds O., 1886, "On the theory of lubrication and its application to Mr Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil" *Phil. Trans. Royal Soc.* 177, pp. 157, 234.

[63] Pinkus O., Sternlicht B., 1961 "Theory of Hydrodynamic Lubrication" Mc Graw Hill, New York.

[64] Elrod, H. G. and Adams, M. L., "A Computer Program for Cavitation and Starvation Problems," Leeds-Lyon Conference on Cavitation, Leeds Univ. England, 1974. (Available from BHRA, Cranfield, Eng.)

### Chapitre 3 :

[65] Rufei Yu, Wei Chen and Pei Li. The analysis of elastohydrodynamic lubrication in the textured journal bearing. *Journal Engineering Tribology* 2016, Vol. 230(10) 1197-1208 .IMechE 2016.

<https://doi.org/10.1177/1350650116630207>

[66] Chongpei Liu, Wanyou Li, Xiqun Lu, and Bin Zhao. Effects of double parabolic profiles with groove textures on the hydrodynamic lubrication performance of journal bearing under steady operating conditions. *Mechanics & Industry* 21, 301 (2020).

<https://doi.org/10.1051/meca/2020018>

[67] Kim Thomsen, Peder Klit. A study on compliant layers and its influence on dynamic response of a hydrodynamic journal bearing. *Tribology International* 44 (2011) 1872–1877.

[68] J. BOUYER, M. FILLON. « Influence des déformations élastiques et des effets thermiques sur les performances d'un palier hydrodynamique soumis à de très fortes charges». 16ème Congrès Français de Mécanique. Nice, 1-5 septembre 2003.

[69] R.W. Hamming, Numerical Methods for Scientists and Engineers. McGraw-Hill Book Company, New York, 1962.

[70] Tabet-Helal F. Y, Simulation Numérique et Paramétrique du comportement d'une turbine lors de son alimentation par les écoulements pulsés d'un moteur diesel suralimenté. Université des Sciences et de la Technologie d'Oran, 1997.

### Chapitre 4 :

[71] Booker J.F., Dynamically Loaded Journal Bearings: Numerical application of mobility Method. JOLT-ASME, Série F, January 1971, pp.168-176.

[72] Huruma M., Furuhashi S., Measurement of the journal loads in con-rod Big-end bearing of automobile gasoline engine. Journal of Lubrication Technology, Avril 1973.

[73] Bonneau D., Fatu A., Souchet D., Internal Combustion Engine Bearing Lubrication in Hydrodynamic Bearings, ISTE, London and John Wiley & Sons, New York, 2014.  
<http://dx.doi.org/10.1002/9781119005025>.

[74] Said A., Bounif A., Maspeyrot P., Crankshaft bearing hydrodynamic lubrication study in an internal combustion engine (under variable dynamic loading). Acta Mechanica Slovaca, 28(3). September 2024.  
<https://doi.org/10.21496/ams.2024.023>.

# ANNEXE A

## Numérisation du Problématique

## A.1. Méthode des différences finies :

L'utilisation de la méthode des différences finies pour la détermination du champ de pression dans le film lubrifiant nécessite :

- Le développement du palier dans le sens circonférentiel,
- Un découpage du palier développé en un certain nombre de rectangles élémentaires,
- Le remplacement des variables  $\theta$  et  $Z$  par des variables discrètes  $I$  et  $J$  (Figure A.1).

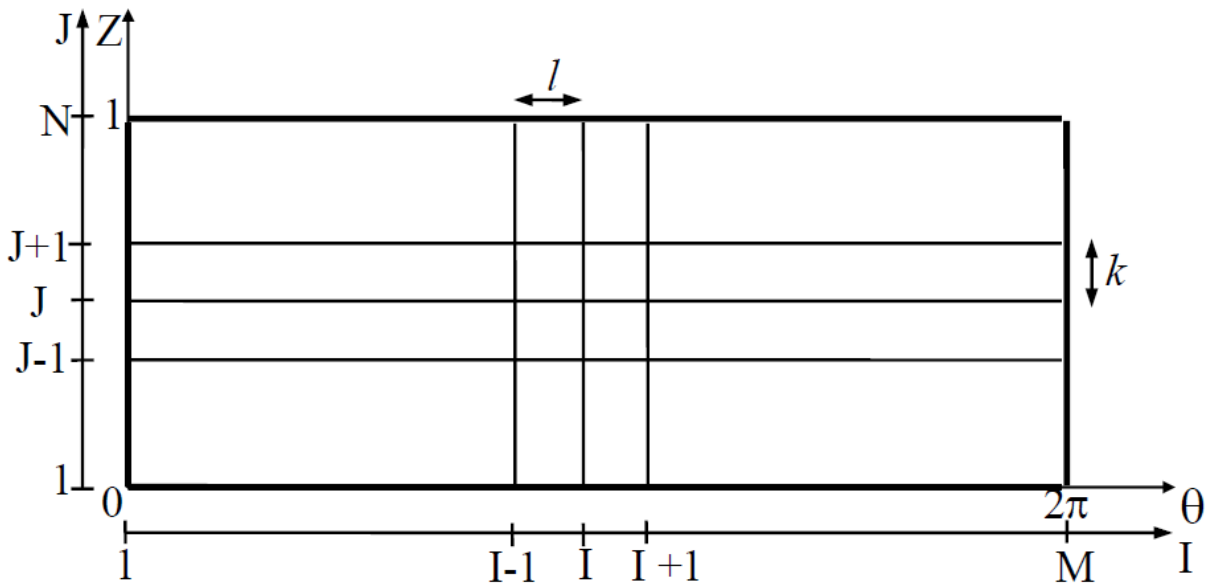


Figure A.1- Palier développé et discrétisé

$M$  et  $N$  sont le nombre de points suivant  $I$  et  $J$ .

$l = \Delta\theta$  est le pas suivant  $I$

$k = \Delta Z$  est le pas suivant  $J$

Le palier est considéré symétrique et parfaitement aligné.

$$\Delta\theta = \frac{2\pi}{M-1} \quad \text{et} \quad \Delta Z = \frac{1}{N-1}$$

Le développement de Taylor de  $\bar{P}$  de l'ordre 4 s'écrit :  $\bar{P}(Z + \Delta Z)$  et  $\bar{P}(Z - \Delta Z)$  de l'ordre 4 s'écrit :

$$\begin{cases} \bar{P}(Z + \Delta Z) = \bar{P}(Z) + \Delta Z \frac{\partial \bar{P}(Z)}{\partial Z} + \frac{\Delta Z^2}{2} \frac{\partial^2 \bar{P}(Z)}{\partial Z^2} + \frac{\Delta Z^3}{6} \frac{\partial^3 \bar{P}(Z)}{\partial Z^3} + \frac{\Delta Z^4}{24} \frac{\partial^4 \bar{P}(Z)}{\partial Z^4} \\ \bar{P}(Z - \Delta Z) = \bar{P}(Z) - \Delta Z \frac{\partial \bar{P}(Z)}{\partial Z} + \frac{\Delta Z^2}{2} \frac{\partial^2 \bar{P}(Z)}{\partial Z^2} - \frac{\Delta Z^3}{6} \frac{\partial^3 \bar{P}(Z)}{\partial Z^3} + \frac{\Delta Z^4}{24} \frac{\partial^4 \bar{P}(Z)}{\partial Z^4} \end{cases} \quad (\text{A.1})$$

La résolution de ces deux équations permet d'obtenir les relations suivantes:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{P}(Z)}{\partial Z} = \frac{\bar{P}(Z + \Delta Z) - \bar{P}(Z - \Delta Z)}{2\Delta Z} + \frac{\Delta Z^2}{6} \frac{\partial^3 \bar{P}(Z)}{\partial Z^3} \\ \frac{\partial^2 \bar{P}(Z)}{\partial Z^2} = \frac{\bar{P}(Z + \Delta Z) - 2\bar{P}(Z) + \bar{P}(Z - \Delta Z)}{\Delta Z^2} - \frac{\Delta Z^2}{12} \frac{\partial^4 \bar{P}(Z)}{\partial Z^4} \end{cases} \quad (\text{A.2})$$

Si le dernier terme de chacune de ces deux équations est négligeable devant les autres, c'est-à-dire pour un pas  $\Delta Z$  suffisamment petit, on obtient les relations qui, exprimées en fonction de  $I$  et de  $J$ , s'écrivent :

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{P}(I, J)}{\partial Z} = \frac{\bar{P}(I, J+1) - \bar{P}(I, J-1)}{2\Delta Z} \\ \frac{\partial^2 \bar{P}(I, J)}{\partial Z^2} = \frac{\bar{P}(I, J+1) - 2\bar{P}(I, J) + \bar{P}(I, J-1)}{\Delta Z^2} \end{cases} \quad (\text{A.3})$$

De la même manière, on obtient :

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{P}(I, J)}{\partial \theta} = \frac{\bar{P}(I+1, J) - \bar{P}(I-1, J)}{2\Delta \theta} \\ \frac{\partial^2 \bar{P}(I, J)}{\partial \theta^2} = \frac{\bar{P}(I+1, J) - 2\bar{P}(I, J) + \bar{P}(I-1, J)}{\Delta \theta^2} \end{cases} \quad (\text{A.4})$$

La valeur de la pression  $\bar{P}$  au point de coordonnées  $I$  et  $J$  est fonction de la valeur de la pression aux points adjacents.

### A.1.1. Equation de Reynolds :

L'équation de Reynolds, déduite des équations de Navier-Stokes, permet de déterminer le champ de pression dans le film créé par le mouvement des surfaces du contact.

On rappelle que l'équation de Reynolds sans dimension pour un palier lisse travaillant en régime instationnaire s'écrit (voir chapitre 3):

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial Z} \right) = 12\mu \frac{LD}{F \left( \frac{C}{R} \right)^2} [(\dot{\phi} - \varpi)\varepsilon \sin\theta + \dot{\varepsilon} \cos\theta] \quad (\text{A.5})$$

En remplaçant les expressions de vitesses  $\dot{\varepsilon}$  et  $\dot{\phi}$  et de  $M_\varepsilon$  et  $M_\phi$  dans l'équation de Reynolds, on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial Z} \right) = 12 \cos(\theta + \alpha) \quad (\text{A.6})$$

### A.1.2. Méthode itérative de Gauss-Seidel :

En remplaçant les expressions A.3 et A.4 dans l'équation de Reynolds A.6.

L'expression de la pression adimensionnelle s'écrit :

$$\bar{P}(I,J) = A(I)\bar{P}(I + 1,J) + B(I)\bar{P}(I - 1,J) + C(I)[\bar{P}(I,J + 1) + \bar{P}(I,J - 1)] + D(I)$$

Avec :

$$A(I) = \frac{\frac{1}{I^2} + \frac{3}{2H} \frac{\partial H}{\partial \theta}}{2 \left[ \frac{1}{I^2} + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{1}{k^2} \right]}$$

$$B(I) = \frac{\frac{1}{I^2} - \frac{3}{2H} \frac{\partial H}{\partial \theta}}{2 \left[ \frac{1}{I^2} + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{1}{k^2} \right]}$$

$$C(I) = \frac{\left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{1}{k^2}}{2 \left[ \frac{1}{I^2} + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{1}{k^2} \right]}$$

$$D(I) = \frac{12 \cos(\theta + \alpha)}{2H^3 \left[ \frac{1}{I^2} + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{1}{k^2} \right]}$$

Cette relation s'applique à tous les noeuds (I, J) du maillage.

On a donc un système de  $(M-2) \times (N-2)$  inconnues. Les  $2(M+N)-4$  autres équations sont obtenues à partir des conditions aux limites. La méthode itérative de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation est adaptée à ce problème. L'expression de la pression devient donc :

$$\bar{P}(I,J) = (1 - \Omega)\bar{P}(I,J) + \Omega[A(I)\bar{P}(I + 1,J) + B(I)\bar{P}(I - 1,J) + C(I)[\bar{P}(I,J + 1) + \bar{P}(I,J - 1)] + D(I)]$$

Où :  $\Omega$  est le coefficient de sur-relaxation qui en lubrification est généralement compris entre 1,50 et 1,85

# ANNEXE B

Description du Code de Calcul  
pour les paliers du  
Turbocompresseur

## B.1. Description du programme :

Ce programme a été développé pour calculer la déformation d'un palier en utilisant le modèle de Winkler. Il repose sur la résolution numérique d'un problème de flexion, où la relation entre la pression appliquée et le déplacement est modélisée par un ressort local, conformément à l'hypothèse de Winkler. Le programme prend en entrée le profil de pression sur la surface du palier et les caractéristiques mécaniques du matériau. Il utilise la méthode des différences finies pour discrétiser l'équation de comportement et obtenir le champ de déformation. Cette approche permet d'estimer rapidement et efficacement l'impact de la pression hydrodynamique sur la géométrie du palier, tout en conservant un coût numérique réduit. Ce programme constitue une étape essentielle pour l'intégration des effets élastohydrodynamiques dans l'étude du fonctionnement des paliers soumis à des vitesses variables.

## B.2. Objectif du Programme :

Ce programme a pour but de simuler le comportement hydrodynamique d'un palier lisse de turbocompresseur soumis à une vitesse de rotation variable.

En particulier, il calcule :

- Champ de pression du fluid
- L'épaisseur minimale du film lubrifiant
- Le couple de frottement
- Le débit de fuite
- La déformation du coussinet (selon le modèle de Winkler)

## B.3. Organisation générale :

### 1. Déclaration des constantes et variables :

Dimensions du maillage, tableaux de stockage des variables physiques (pression, efforts, excentricité, débit, viscosité, etc.).

### 2. Lecture des données d'entrée :

- Données dynamiques (temps, vitesses de rotation de turbo)
- Données physiques du palier (dimensions, jeu radial, viscosité, pression critique,.. etc.).
- Conditions initiales (excentricités initiales, écart temporel entre itérations).
- Fichier de forces dynamiques et vitesses de rotation variables.

**3. Pré-traitement :**

- Calcul de paramètres géométriques normalisés (rapports de longueur, rayon, etc.).
- Transformation des forces dynamiques et vitesses angulaires.

**4. Boucle principale temporelle :**

Pour chaque instant temporel :

- Calcul des efforts appliqués (composantes  $F_x$ ,  $F_y$ ).
- Calcul des excentricités instantanées (EPS).
- Détermination de l'orientation de la charge.
- Résolution de la carte de pression à l'aide du modèle hydrodynamique adapté (formule analytique dépendant de la proportion de fluide).
- Application de la cavitation : annulation des pressions négatives.
- Recherche de l'angle de calage (alignement de la pression avec la force externe).
- Mise à jour de la mobilité.
- Calcul de la pression
- Calcul de la déformation locale du coussinet (déformation proportionnelle à la pression).

**5. Sortie de résultats :**

- Fichiers de résultats : pressions, déformation, proportion local de fluide, épaisseur minimale du film, couple de frottement, débit de fuite.

## **B.4. Particularités techniques :**

- La cavitation est traitée en annulant les pressions négatives.
- Le modèle de déformation considère un matériau de type bronze.
- Les entrées dynamiques (forces et vitesses) sont lues sur un fichier externe.
- La simulation est non linéaire : elle ajuste la pression en fonction de la position instantanée du centre de l'arbre.

# ANNEXE C

Description du Code de Calcul  
pour les paliers du Bielle

## C.1. Description du programme :

Ce code est conçu pour effectuer un calcul hydrodynamique des paliers lisses, en particulier des paliers de bielle (tête et pied de bielle), travaillant en régime transitoire pour un moteur à combustion interne en présence des chargements dynamiques variables. Voici une description détaillée des principaux aspects du programme :

## C.2. Objectifs du Programme :

Le programme vise à calculer plusieurs paramètres liés à la performance des paliers de bielle dans un moteur à combustion interne, tels que :

1. **Trajectoire du centre de l'arbre à l'intérieur du coussinet** : Cela permet de suivre le mouvement de l'arbre dans le palier.
2. **Champ de pression du fluide** : cela donne un aperçu sur les zones où le film lubrifiant est continu ou rompu.
3. **Épaisseur minimale du film lubrifiant** : Cela est essentiel pour évaluer la qualité de la lubrification et la performance du palier.
4. **Couples de frottement** : Calcul du couple généré par le frottement entre l'arbre et le coussinet.
5. **Débit de fuite (axial)** : Mesure du débit de lubrifiant dans la direction axiale.

## C.3. Principaux variables d'entrées :

- **AL** : Largeur du palier.
- **AL2, AL3** : Rayons de la manivelle et de l'entre-axe de la bielle.
- **D** : Diamètre du palier.
- **C** : Jeu radial entre l'arbre et le palier.
- **AMU** : Viscosité dynamique du lubrifiant.
- **OMEGA** : Vitesse de rotation du vilebrequin.
- **EPSX, EPSY** : Excentricités initiales.
- **Pc, Pa** : Pression de cavitation et pression d'alimentation.
- **KSTA** : Type de calcul (statique ou dynamique).
- **IPA** : Type de palier (court ou à longueur finie).
- **ICON** : Conditions limites (utilisation de Reynolds ou Elrod).
- **NDEV** : Résultats intermédiaires (activation ou non).
- **ITOUP** : Choix du type de palier (1, 2, ou 3).

## C.4. Fonctionnement du programme:

1. **Lecture des Données** : Le programme commence par la lecture des données d'entrée (dimensions du palier, paramètres thermiques et dynamiques, etc.). Il ouvre les fichiers de données et les fichiers de résultats pour effectuer les calculs.
2. **Calcul Stationnaire/Dynamique** : Le programme propose de calculer soit un modèle statique, soit dynamique. Selon le choix de l'utilisateur, il effectue les calculs appropriés pour la configuration des paliers (court ou à longueur finie).
3. **Calcul Dynamique** : Si l'option dynamique est choisie, le programme effectue une série de calculs thermiques et hydrodynamiques en fonction des conditions de fonctionnement du moteur. Il prend en compte la cavitation, les excentricités de l'arbre, les vitesses angulaires, et d'autres facteurs influençant la performance du palier.
4. **Calcul de la Pression et des Forces de Frottement** : Le programme calcule la pression dans le film lubrifiant et les forces de frottement en fonction des excentricités et de la vitesse de rotation du moteur.
5. **Traitement des Résultats** : À la fin des calculs, le programme écrit les résultats dans des fichiers, comme le champ de pression, les caractéristiques statiques et dynamiques, et d'autres paramètres calculés.
6. **Interaction avec l'Utilisateur** : Tout au long du processus, le programme interagit avec l'utilisateur pour lui demander des entrées, comme le type de palier, la vitesse de rotation, les conditions limites, etc.

## C.5. Sous-programmes :

- **LECTU** : Ce sous-programme semble être destiné à lire les données des fichiers d'entrée et à effectuer des vérifications de validité.
- **CALDY (Calcul Dynamique)** : Ce sous-programme effectue le calcul dynamique en prenant en compte les effets de la viscosité dynamique, des charges et des excentricités de l'arbre dans les paliers de bielle.
- **CAVITATION** : Un sous-programme pour prendre en compte les effets de cavitation dans le palier, ce qui pourrait affecter la lubrification et les performances.

## C.6. Conclusion :

Ce programme est un outil puissant pour analyser les performances des paliers de bielle dans un moteur, en prenant en compte divers paramètres dynamiques et géométriques. Il permet de calculer les forces de frottement, la pression dans le film lubrifiant, l'épaisseur du film, et de

simuler les effets de la cavitation et de l'excentricité dans des conditions de fonctionnement variées.