REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : construction mécanique

Etude des performances d'un palier lisse en utilisant le logiciel ANSYS

Présenté par :

- Kerkoub Khaled
- Boucherf Rima

Proposé et Dirigé par :

Dr. Boukhelef Djilali

Promotion 2019

Remerciements

Tout d'abord nous remercions Dieu qui nous donner la force, le courage et la patience pour réaliser le présent travail

Nous remercions notre promoteur **Dr Djilali Boukhelef** pour son aide et sa patience et pour le choix de ce sujet et pour toute l'aide qu'il nous a apporté tout le long de ce travail

Aux membres **du jury** qui sont acceptés de bien Vouloir jurer ce travail

A tout les enseignants de l'université **Dr Yahia Farés** Médéa pour leur magnifique qualité humaine et leur Hospitalité.

Nous remercions également tous les personnels du Département de génie mécanique

Et tous ceux qui m'aider de près ou de loin

Merci à tous.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Ma chère Maman **Fatiha** et Mon père **Mohamed** qui

M'ont éclairé mon chemin, que Dieu le Tout Puissant les

Bénisse.

Mes frères : **Sara**, **Amina**, **Bilal** et **Sidaali**

Mes chers grands-parents, que Dieu les préserves et les

Bénisse.

A Rabah

A toute La famille : **Boucherf** et **Dabah**.

A Mon Binom: **Kerkoub Khaled.**

Je ne peux citer ici les noms de tous mes ami (es), car ils

Sont nombreuses qu'ils soient remerciés et que ce mémoire

Leur soit dédié.

À tous les étudiants de la promotion 2018 / 2019

Option : Construction Mécanique

Rima

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Ma chère Maman **khadra** et Mon père **Mohamed** qui

M'ont éclairé mon chemin, que Dieu le Tout Puissant les Bénisse.

Ma petite famille : **Nassima, Arwa et Sadja**

A mon frère Mourad et mes sœurs

A **Redouane Abbadi**

A **Bouchref Rima.**

A tous mes amis

À tous les étudiants de la promotion 2018 / 2019

Option : Construction Mécanique

K.HALED

ملخص:

العديد من الدراسات الحالية تقوم بالتركيز على التفاعل بين الهياكل و السوائل (المحاور الدوارة، حوامل المحاور، حاملات حوامل المحاور، سائل التشحيم) لآلات الدوارة مثل التربينات و المحركات الكهربائية التي تعمل تحت نظام التشحيم الهيدروديناميكي.

إن دراسة سلوك الحامل الهيدروديناميكي تتركز علي حل معادلة رينولدز في حالة النظام الثابت و المستوي

هذه الدراسة ساعدت علي توضيح تأثير خصائص الحوامل (طول الحامل، سرعة دوران العمود،لزوجة مواد التشحيم ضغط الإمداد) علي مجال الضغط الهيدروديناميكي في محمل دائري أملس و ذالك باستخدام برنامج ANSYS-CFX

في نهاية هذا العمل وجدنا ان الضغط متعلق اساسا بطول الحامل

المحمل بطول أساسا متعلق الضغط ان وجدنا العمل هذا نهاية في

الكلمات المفتاحية

الالات الدوارة، التشحيم الهيدرو دينا مبكي، المحامل الهيدروديناميكية، معادلة رينولدز

Résumé :

De nombreuses études actuelles portent sur l'interaction fluides–structures (Rotor, paliers, supports-paliers, fluide lubrifiant) de machines tournantes telles que les turbines et les moteurs électriques fonctionnant en régime de lubrification hydrodynamique.

L'étude des performances d'un palier hydrodynamique s'appuie sur La résolution dans le cas d'un régime stationnaire et laminaire de l'équation de Reynolds

Cette étude a permis de préciser l'influence des différentes caractéristiques (longueur de palier, vitesse de rotation d'arbre, viscosité du lubrifiant, pression d'admission) sur Champs de pression hydrodynamique dans palier lissecirculaire, par l'utilisation d'un logiciel de calcul ANSYS-CFX.

Mots clés :

Machine tournante, Lubrification hydrodynamique, Palier hydrodynamique, Équation de Reynolds

Abstract:

Many current studies carry on fluid-structures interaction (Rotor, journal Bearing, support-bearing, fluid lubricating) of rotating machines such that turbines and electric motors working at a hydrodynamic lubrication mode.

The study of performances of hydrodynamicjournal bearing is based onresolution in a stationary and laminar regime of the Reynolds equation.

This study made it possible to specify the influence of the different characteristics (viscosity of the lubricant, radial clearance) on the field of journal bearingshydrodynamic pressure, using ANSYS-CFXcode.

Key words

Rotating machine, Hydrodynamic lubrication, journal bearing, Equation of Reynolds

Tables des matières

Remerciement

Dédicace

Résumé

Tables des matières

Tables des figures

Liste des tableaux

Nomenclateur

Introduction générale 1

Chapitre I : Etude bibliographie

I.1. Introduction 3

I.2. Historique 3

I.3. Les paliers 7

I.3.1. Introduction 7

I.3.2. Déférentes classes des paliers 8

I.3.2.1. Palier de roulements 8

I.3.2.2. Palier secs 8

I.3.2.3. Paliers poreux 8

I.3.2.4. Paliers magnétiques 9

I.3.2.5. Paliers et butées fluides 9

I.3.2.5.1. Paliers et butées hydrodynamiques 9

I.3.2.5.1.1. Les paliers hydrodynamiques 10

A. Paliers à géométrie variable 10

A.1. Les paliers à patin oscillants 10

B. Les paliers à géométrie fixe 11

B.1. Paliers à arc partiel 11

B.2. Forme elliptique (citron) 11

B.3. A lobe 11

B.4. Paliers à films amortisseurs (squeeze film damper Barings) 12

B.5. Les paliers cylindriques 12
a) Les paliers courts 12
b) Les paliers infiniment longs 12
c) Les paliers longueur finie 13
B.5.1. Principe de fonctionnement du palier 13
B.5.2. Caractéristique de fonctionnement d'un palier lisse 14
B.5.3. Les avantage et inconvénient des paliers lisses 15
I.3.2.5.1.2. Butées hydrodynamiques 16
I.3.2.5.2. Paliers et butées hydrostatiques 16
I.3.2.5.2. Paliers et butées hybrides 16
I.4. Lubrification 17
I.4.1. Introduction 17
I.4.2. Les différents régimes de lubrification 18
I.4.2.1. Contacts à basses pression 18
I.4.2.1. Contacte à haute pression 20
I.4.3. Rôle de lubrification 21
I.5. Lubrifiants 21
I.5.1. Définition 21
I.5.2. Choix de lubrifiant 21
a) Lubrifiant d'origine animale 22
b) Lubrifiant d'origine végétale 22
c) Lubrifiant d'origine minérale 22
d) Les huile de synthèse ou synthétiques 22
I.5.3. Additifs ou dopes 22
I.5.3.1. Additifs (amélioration d'indice de viscosité) 23
I.5.3.1. Additifs de point découlement 23
I.5.3.2. Additifs détergent et dispersant 23
I.5.3.3. Additifs anti-usure et externe pression 23
I.5.3.4. Additifs antioxydants 23

I.5.4. Viscosité des lubrifiants 24
I.5.4.1. Définition de la viscosité 24
I.5.4.2. Frottement interne d'un fluide-viscosité 25
I.5.4.3. Relation viscosité-pression 27
I.5.4.4. Le taux de cisaillement 28
I.5.4. Fluide newtonien 28
I.5.5. Fluide non-newtonien 28
I.6. Conclusion 29

Chapitre II : Présentation du problème

II.1. Introduction 30
II.2. Annotation géométrique 30
II.3. Epaisseur du film lubrifiant 31
II.4. Equation de la mécanique des fluide 32
II.4.1. Les équation de Navier stokes 33
II.4.1.1. Détermination des équations de Navier stocks 33
A. L'équation de Navier stocks sans dimension 33
B. L'équation de Navier stocks aux variables dimensionnés 34
II.4.2. Représentation de l'équation de Reynolds 34
II.4.2.1. Hypothèse relative à l'équation de Reynolds 34
II.4.2.2. Equation de Reynolds généralisées 35
II.4.3. Condition aux limites 35
II.4.3.1. Condition de Sommerfeld 35
II.4.3.2. Condition de Gumbel ou semi Sommerfeld 36
II.4.3.3. Condition de Reynolds 36
II.5. Conclusion 37

Chapitre III : Etude numérique

III.1.Introduction 38
III.2. Présentation du logiciel 38
III.2.1. Définition de logiciel 38
III.2.2. Aspects techniques 38

III.2.2.1. Principaux produits 38
III.2.2.2. Environnements logiciels 39
III.3. Méthode de calcul 40
III.3.1. Présentation de logiciel ANSYS-CFX 40
III.3.1.1. Menu principal de logiciel ANSYS workbench 41
III.3.1.2. Module de création géométrique 41
III.3.1.3. Maillage 42
III.3.1.4. Configuration 42
III.3.1.5. Solution 47
III.3.1.6. Résultat 48
III.4. Conclusion 48

Chapitre IV : Résultat et discussion

IV.1. Introduction 49
IV.2. Propriétés de matériaux 49
IV.3. Critères de convergence 50
IV.4. Application 50
IV.5. Répartition de pression dans le fluide 51
IV.5.1. Influence de l'excentricité sur la répartition de la pression du fluide
Dans le palier 51
IV.5.1.1. Palier semi-court (l/D =0.5) 51
a) Discussion des résultats 56
IV.5.1.2. Palier longueur finie (L/D =1) 57
b) Discussion des résultats 62
IV.5.1.3. Palier long (L/D =1.5) 63
c) Discussion des résultats 69
IV.5.2. Influence de la vitesse de rotation sur le champ de pression 70
A) Pression axial 71
B) Pression circonférentielle 72
IV.5.3. Influence de la variation de la viscosité sur la répartition de la pression du fluide

Dans le palier 73
IV.5.4. Influence de la pression d'admission sur la répartition de la pression du fluide
Dans le palier 75
IV.6. Conclusion 76
Conclusion générale 77
Bibliographie 78
Annexe 80

Table des figures :

Chapitre I :

Figure I.1 : Crapaudine de porte, Mésopotamie 2500 ans avant J.C 3

Figure I.2 : Déplacement d'un colosse d'albâtre sure un traineau en. Egypte. (Env.1880 Avant J-C) d'après un dessin trouvé dans la grotte d'El Bersheh 4

Figure I.3 : Le modèle de la rugosité du frottement de coulomb.la force normale FN est Distribuée sur les élévations du même angle d'inclinaison 5

Figure I.4 : Schéma du dispositif d essai utilisé par G.Hirn 6

Figure I.5 : Les roulements 8

Figure I.6 : Coupe schématique d'un palier poreux 9

Figure I.7 : Paliers magnétiques 9

Figure I.8 : Schéma d'un palier hydrodynamique typique 10

Figure I.9 : Photographie d'un palier à 3patins 10

Figure I.10 : Photographie d'un palier à quatre patins oscillants 10

Figure I.11 : Schéma d'un palier à arc partiel 11

Figure I.12 : Palier elliptique 11

Figure I.13 : Palier à trois lobes 11

Figure I.14 : Paliers circulaire 12

Figure I.15 : Position d'un arbre dans un palier lisse hydrodynamique 14

Figure I.16 : Position des rainures axiales 15

Figure I.17 : Palier à rainure circonférentielle 15

Figure I.18 : Palier hydrodynamique à alvéoles découplées et non découplées 17

Figure I.19 : Schéma d'un contacte lubrifié 17

Figure I.20 : Evolution du facteure de frottement en fonction du paramétre de SOMMERFELD (courbe de STRIECK) 18

Figure I.21 : Régime limite 19

Figure I.22 : Régime mixte 19

Figure I.23 : Régime hydrodynamique 19

Figure I.24 : Répartition des positions dans un contact hertzien 20

Figure I.25 : Le couple de la viscosité 24
Figure I.26 : Définition de la viscosité 25
Figure I.27 : Comportement des principaux utilisé en lubrification 26
Figure I.28 : Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement 28

Chapitre II :

Figure II.1 : Schéma d'un palier lisse hydrodynamique 30
Figure II.2 : Schéma d'un d'annotation géométrique 30
Figure II.3 : Section droit du palier 36
Figure II.4 : Illustration des conditions aux limites dans un palier 36

Chapitre III :

Figure III.1 : Photographe représentera le symbole de logiciel ANSYS 38
Figure III.2 : Les modules principaux du CFX-16.0 40
Figure III.3 : Ouvrir l'analyse mécanique des fluides (CFX) 41
Figure III.4 : Interface graphique du module géométrie 41
Figure III.5 : Interface graphique du module meshing 42
Figure III.6 : Interface graphique du module CFX-pre 43
Figure III.7 : Insérer un lubrifiant 44
Figure III.8 : Création domaine fluide 44
Figure III.9 : Création condition limite wall-arbre 45
Figure III.10 : Création condidion limite wall-cns 46
Figure III.11 : Création condition limite inlet 46
Figure III.12 : Création condition limite opning 47
Figure III.13 : Interface graphique du module CFX-solver 48
Figure III.14 : Interface graphique du module CFX-post 48

Chapitre IV :

Figure IV.1 : Schéma de pression du palier semi-court faiblement chargé 51
Figure IV.2 : Champ de pression axiale d'un palier semi-court faiblement chargé 52

Figure IV.3 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier semi-court Faiblement Chargé..... 52
Figure IV.4 : Schéma de pression du palier semi-court moyennement chargé 53
Figure IV.5 : Champ de pression axiale d'un palier semi-court moyennement Chargé 53
Figure IV.6 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier semi-court Moyennement Chargé 54
Figure IV.7 : Schéma de pression du palier semis-court fortement chargé 54
Figure IV.8 : Champ de pression axiale d'un palier semi-court fortement Charger 55
Figure IV.9 : Variation de la pression circonférentielle dans le plan médian du palier semi-court fortement Chargé 55
Figure IV.10 : Champ de pression dans le plan médian du palier semi-court pour les trois cas D'excentricité 56
Figure IV.11 : Schéma de pression du palier longueur finie faiblement chargé 58
Figure IV.12 : Champ de pression axiale d'un palier longueur finie faiblement Charger 58
Figure IV.13 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier longueur finie Faiblement Chargé 59
Figure IV.14 : Schéma de pression du palier longueur finie moyennement chargé 59
Figure IV.15 : Champ de pression axiale d'un palier longueur finie Moyennement Chargé 60
Figure IV.16 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier longueur finie Moyennement Chargé 60
Figure IV.17 : Schéma de pression du palier longueur finie fortement chargé 61
Figure IV.18 : Champ de pression axiale d'un palier longueur finie Fortement Chargé 61
Figure IV.19 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier longueur finie Fortement Chargé 62
Figure IV.20 : Variation de pression en fonction de l'angle θ dans le plan médian du Palier longueur finie 63
Figure IV.21 : Schéma de pression du palier long faiblement Chargé 64
Figure IV.22 : Champ de pression axiale d'un palier à ε = 0.2 chargé 64

Figure IV.23 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier à ε = 0.2 Chargé 65
Figure IV.24 : Schéma de pression du palier long moyennent chargé 65
Figure IV.25 : Champ de pression axiale d'un palier d'excentricité ε = 0.5 66
Figure IV.26 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier infiniment long Moyennement Chargé 67
Figure IV.27 : Schéma de pression du palier long fortement chargé 67
Figure IV.28 : Champ de pression axiale d'un palier long fortement chargé..... 68
Figure IV.29 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier long fortement Chargé..... 68
Figure IV.30 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier long pour les trois D'excentricité 69
Figure IV.31 : Champ de pression circonférentielle selon la longueur d'un palier 70
Figure IV.32 : Variation de pression en fonction de vitesse de rotation 71
Figure IV.33 : Répartition de pression pour ω=1000 tr/min 72
Figure IV.34 : Répartition de pression pour ω=1500 tr/min 72
Figure IV.35 : Répartition de pression pour ω=2000 tr/min 72
Figure IV.36 : Répartition de pression pour ω=2500 tr/min 72
Figure IV.37 : Variation de pression circonférentielle en fonction de vitesse de rotation 73
Figure IV.38 : Répartition de pression pour μ=0.028 Pa 74
Figure IV.39 : Répartition de pression pour μ=0.004 Pa 74
Figure IV.40 : Répartition de pression pour μ=0.014 Pa 74
Figure IV.41 : Répartition de pression pour μ=0.007 Pa 74
Figure IV.42 : Répartition de pression en fonction de pression d'admission 75

Liste des tableaux :

Chapitre I :

Tab II.1 : Variation de la viscosité avec la pression pour une huile paraffinique 27

Tab II.2 : Composition des variations de viscosité à 20 °C 27

Chapitre IV :

Tab IV.1 : Caractéristique de paliers et de lubrifiant 49

Tab IV.2 : Critère de convergence 50

Tab IV.3 : Type paliers 50

Tab IV.4 : Caractéristiques des essais 50

Tab IV.5 : Influence d'excentricité sur le champ de pression 57

Tab IV.6 : Variation de la charge en fonction d'excentricité 57

Tab IV.7 : Influence d'excentricité sur le champ de pression pour palier longueur finie 62

Tab IV.8 : Variation de la charge en fonction d'excentricité pour un palier longueur finie .63

Tab IV.9 : Influence d'excentricité sur le champ de pression pour un palier long 68

Tab IV.10 : Influence d'excentricité sur le champ de pression pour palier long 69

Tab IV.11 : Effet de la vitesse sur la pression 70

Tableaux IV.12 : La variation du nombre du Reynolds en fonction de viscosité 75

NOMENCLATURE

Symboles dimensionnés

C	Jeu radial (m)
C_f	Couple de frottement (mN)
d	Diamètre du palier (m)
D	Diamètre du coussinet (m)
e	Excentricité (m)
f_i	Force d'inertie (N)
F	Force hydrodynamique (N)
h	Epaisseur du film lubrifiant (m)
H_{min}	Hauteur minimale du film lubrifiant (m)
L	La longueur du palier (m)
m_p	Masses du palier (kg)
N	Vitesse de rotation du rotor (tr/min)
P	Pression dans le film lubrifiant (Pa)
P_e	pression d'entré (Pa)
P_H	Pression d'Hertz (Pa)
P_{EHD}	Pression élasto-hydrodynamique
R_a	Rayon de l'arbre (m)
α	Le coefficient de piézo-viscosité
R_c	Rayon du coussinet (m)
R_r	Rayon du rotor (m)
R_p	Rayon du palier (m)
Q	Le débit (kg/m^3)
t	Le temps (s)
$\begin{cases} x, y, z \\ r, \theta, z \end{cases}$	Coordonnée

u_i ou u, v, w	Vitesses de fluide (m/s)
W	Charges extérieures appliquées sur le palier (N)
Ω	Vitesses angulaire de l'arbre (tr/min)
ρ	Masses volumique (kg/m^3)
μ	Viscosité dynamique du lubrifiant (Pa.s)
μ_0	La viscosité dynamique à la pression atmosphérique
λ	Viscosité cinématique du lubrifiant (m^2/s)
σ_{ij}	Tenseur des contraintes (Pa)
ω_a	La vitesse de rotation de l'arbre (tr/min)
ω_c	La vitesse de rotation de coussinet (tr/min)
θ	Coordonné angulaire ou circonférentielle (degré d'angle) (1) l'angle que Fait Un Point sur la surface de l'arbre avec le centre de l'arbre et le palier (2) Argument Du vecteur V_s (vitesses d'écrasement pur) (degré d'angle)
φ	L'angle de calage (degré d'angle)

Symboles sans dimension

$\varepsilon = \frac{e}{c}$	Excentricité relative
$\bar{\mu}$	Viscosité dynamique
$\bar{\lambda}$	Second coefficient de viscosité
$\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3$	Coordonnée
$\bar{t}$	Temps
$\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$	Vitesses de fluide
ε_{ij}	Tenseur des taux de déformations
δ_{ij}	Indice de Kronecker
$\bar{P}$	Pression
τ	Le taux de dilatation cubique

$\mathcal{R}$	Le nombre de Reynolds
ε'	Paramètre d'échelle
S	Nombre de SOMMERFELD

Les abréviations :

HD	Hydrodynamique
EP	Extrême Pression
EHD	Elasto-Hydrodynamique

Introduction

Générale

Introduction générale :

La tribologie c'est la sciences qui s intéressent aux interactions entre surfaces en contact, à leurs causes, à leurs effets et aux moyens de les amplifier ou de les réduire, elle traite principalement des problèmes de contact entre solides ou entre solides et fluides, de frottement, d'usure et de lubrification. Les frottements sont présents dans tous les mécanismes en mouvement, ce qui entraine, avec le temps, l'usure de leurs composants en contact.

La majorité des mécanismes de machines tournantes sont souvent supportés par des paliers lisses hydrodynamiques. Ces éléments, très actifs, contribuent de façon significative à la bonne marche de la machine.

Les paliers sont les composantes mécaniques conçus pour soutenir les arbres. Le mot palier est un nom générique qui désigne un montage mécanique destiné à accommoder le mouvement relatif entre une pièce en mouvement et un bâti ou un châssis de machine immobile.

Les paliers lisses hydrodynamiques sont fréquemment utilisés dont les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique tournant à l'intérieur d'un alésage en présence de lubrifiant. Sur certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. Ce type de paliers est souvent rencontré dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, etc.…

La lubrification reste le moyen le plus efficace afin de réduire le frottement et l'usure, mais aussi de protéger contre la corrosion et d'empêcher le grippage.

La lubrification hydrodynamique est l'une des procédés les plus utilisés, lorsqu'il s'agit d'arbres fortement chargés et tournants à une grande vitesses. Ce procédé évite l'usure des matériaux, et réduit considérablement le coefficient de frottement.

L'objectif de ce travail est l'étude des performances d'un palier par l 'utilisation de logiciel du calcul ANSYS-CFX

A cet effet, nous avons structuré notre manuscrit comme suit :

Dans le premier chapitre, nous rappellerons, l'évolution de la tribologie et les notions fondamentales relatives à la lubrification en général, et aux paliers lisses en particulier.

Dans le deuxième chapitre nous présenterons le ou les problèmes, ainsi les équations de **Reynolds** et **Navier stokes** et les caractéristiques géométriques d'un palier lisse.

Le troisième chapitre donne une présentation du logiciel qui nous utiliserons dans ce travail connu par le nom ANSYS-CFX et aussi un petit exemple pour expliquer les étapes nécessaires de simulation.

Enfin, Le quatrième chapitre est réservé aux résultats du champ de pression d'un palier court, palier de longueur finie et d'un palier infiniment long, ainsi la charge en variant les propriétés géométriques du palier.

Une conclusion générale, synthétisant l'ensemble des travaux effectués, et les résultats obtenus.

Chapitre I :

Etude

Bibliographier

I.1. Introduction :

Les frottements sont souvent présents dans tout ce qui nous entoure, même si parfois ils nous semblent gênants, il est pourtant impossible d' imaginer de les supprimer. C'est le principe de l'action-réaction : un système mécanique ou les différentes parties interagiraient les unes avec les autres, l'étude des frottements et de la lubrification est le but de la tribologie dont l'importance est grandissante.

Le nom tribologie, crée en 1966 vient du Grec ((τρίβος)) tribine : frotter et ((λόγος,)) logos : parole, étude ou science : aussi la tribologie est l'étude ou la science, du frottement plus généralement la tribologie regroupe l'étude de la lubrification du frottement et de usure des éléments de machine. **[1]**

I.2. Historique :

Les premiers traces de tribologie en tant qu'activité technique sont apparues lorsque l'homme primitifs ont commencé à façonner par frottement et usure les pointes acérées de leur outils ou de leurs armes, puis lorsqu' ils ont obtenus le feus en heurtant des silex ou en frottant l'un contre autre des morceaux de bois (paléolithique). Historique des sciences sont ensuite émaillées de faits marquants liés à la tribologie, dont on peut citer quelque élément qui ont contribué dune manière évidente à l'avancement de la technique :

- Mise en œuvre du mouvement rotatif pour le perçage au néolithique ;
- Utilisation de pivots dans les tours de portier et de crapaudines pour les portes en Mésopotamie (4000 av. J.-C) ;[2]

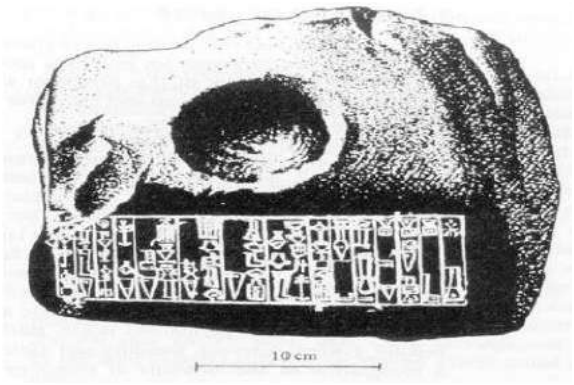


Figure I.1 : Crapaudine de porte, Mésopotamie 2500 ans avant J.C. [3]

- Apparition de la roue en Mésopotamie (500 av. J.-C.) ;
- Remplacement des glissières par des rouleaux pour déplacer des charges et bénéficier ainsi d un facteur de frottement de roulement plus faible que celui engendré par le glissement (3000 av. J.-C.) ;

- Utilisation de lubrifiants en Egypte (vers 3000 avant J.-C.), en particulier dans le transport de charges importantes. des bas-reliefs montrent en effet des esclaves versant du liquide sur les glissières des traineaux supportant les statues des colosses à déplacer pour en faciliter le glissement ;

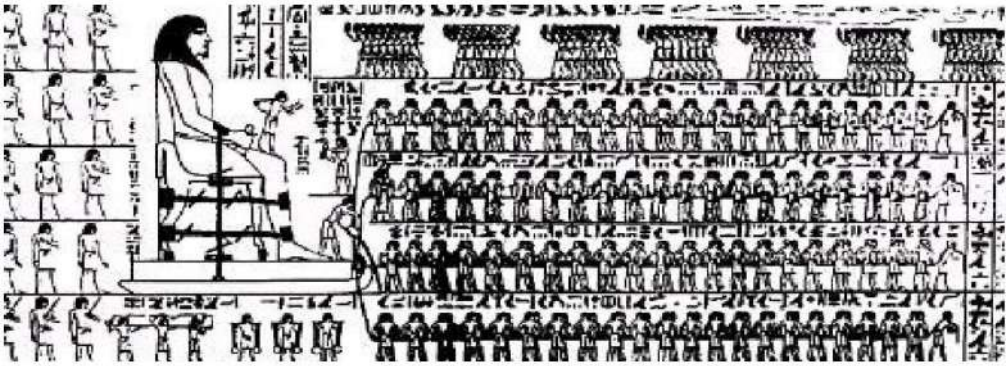


Figure I.2 : déplacement d'un colosse d'albâtre sure un traineau en .Egypte. (Env. 1880 avant J-C) d'après un dessin trouvé dans la grotte d El Bersheh. [3]

- Découverte de l'engrenage en Egypte et en Mésopotamie (1000 av. J.C.) ;
- Notion de frottement pendant la période gréco-romaine (400 à 300 av .J.C.) ; [2]

330 av .J.-C.l'ingénieur grec Diades développa peut-être un des premiers paliers à roulement qui servirent de paliers pour les béliers des navires de guerre.

Les Romains 50 av .J.-C. jusqu'à 50 ap .J.-C.: les restes d'un plateau tournant provenant d'un navire de l'empereur Caligula, trouvés vers 1930 au fond du lac Nemi, prouvent que ces paliers rudimentaires étaient déjà utilisés dans l'Antiquité. Ce plateau peut être considéré comme un des premiers exemples de paliers de poussée, c'est-à-dire un palier destiné à absorber des charges directes et qui tourne sur son axe propre. [4]

Au moyen Age, après une longue période de régression technique, les progrès dans les technologies liées au contact vont reprendre.ils porteront sur l'utilisation d huiles végétales ou animales pour la lubrification, sur l'apparition des concepts de paliers pour les matériels agricoles, l´´horloger, et les d'équipement résistant à l´usure seront imaginé. [3]

« Les sciences mécaniques sont les plus nobles et les plus utiles d'entre toutes, car par leur biais tous les corps animés exécutent l'opération pour laquelle ils ont été conçus ».

Une étude scientifique du sujet commença seulement dans l'histoire plus récente, à commencer par Léonard de Vinci qui se consacra au frottement autour de 1500 en étudiant le coefficient de frottement (coefficient d'adhérence) sur un plan incliné. De Vinci calcula la valeur du coefficient de frottement par f = ¼ et il formula les lois du frottement sec.

De Vinci a analysé le frottement sur un plan horizontal et incliné et l'usure selon Léonard de Vinci.

En 1490, il remplaça le raccordement mobile entre deux pièces d'un palier à roulement presque exclusivement par un frottement de roulement plus faible. Il utilisa alors des billes.

Il en déduisit que le frottement est moins fort si les billes ne se touchent pas.

Il développa alors des éléments de séparation permettant aux billes de se déplacer librement. [4]

VITORIO ZONE (1607) a présenté un ouvrage intitulé " Teatro- Nuevo di machine et Edificii " dans lequel il a préconisé pour les paliers un arbre en acier, et un coussinet en Cuivre afin d'éviter l'usure. Cette solution est encore largement utilisée aujourd'hui en remplaçant le Cuivre par le Bronze (alliage de cuivre et d'étain). [3]

Expression des premier lois du frottement par AMONTON (1699),prise de conscience de l'influence de l'état de surface sur le frottement par BELIDOR (1737),approche analytique de la notion de frottement par léonhard EULER (1750) ,introduisant notamment la notion d angle de frottement $\mu = \tan \alpha$; [2]

En 1780, COULOMB a présenté un mémoire intitulé " Théorie des machines simples en ayant égard au frottement de leurs paliers et à la raideur des cordages". Dans ce travail, Coulomb a construit plusieurs dispositifs et a réalisé de nombreuses expériences. Il a étudié d'une manière précise l'influence de différents facteurs sur le frottement de glissement comme : la nature des matériaux, le lubrifiant, la surface du contact, la charge appliquée et le temps de repos avant l'expérience durant lequel les surfaces restent en contact. [3]

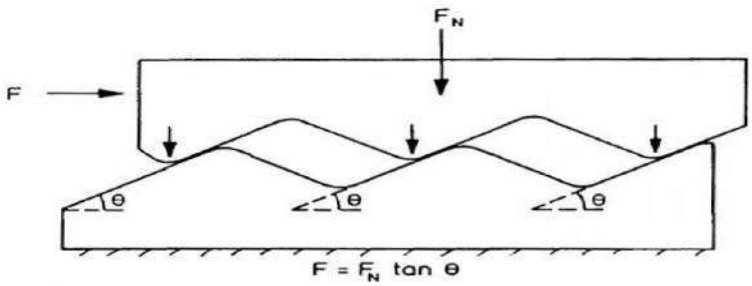


Figure I.3 : le modèle de la mgosité du frottement de Coulomb. La force normale FN est Distribuée sur les élévations du même angle d inclinaison. [4]

- **Résolution de l'équation de Reynolds :**

La théorie de la lubrification hydrodynamique présentée par Reynolds en 1886, a été utilisée dès le début du XXe siècle pour le calcul des butées et des paliers. [3]

La fin du XVII^{e} et le début du XIX^{e}virent le développement de la lubrification grâce aux progrès des mécanique des fluides.les mathématiciens NAVIRE et STOKE (1822) proposent les équations générales du mouvement des fluides prenant en compte leur frottement interne, et POISEUILLE étudie l écoulement dune fluide dans un tube (1840-1846). [2]

En 1847, HIRN (1815-1890) réalisa les premières expériences de lubrification hydrodynamique. Les essais à sec l'ont conduit aux lois de Coulomb. En présence d'un fluide lubrifiant et à faible vitesse, il a constaté que le couple de frottement était relativement élevé. En augmentant celle-ci, le couple de frottement devenait proportionnel à la vitesse, après le passage d'un minimum, en tendant ainsi vers une stabilisation de ce couple. Il a montré aussi que ce couple dépendait directement de la viscosité du fluide.

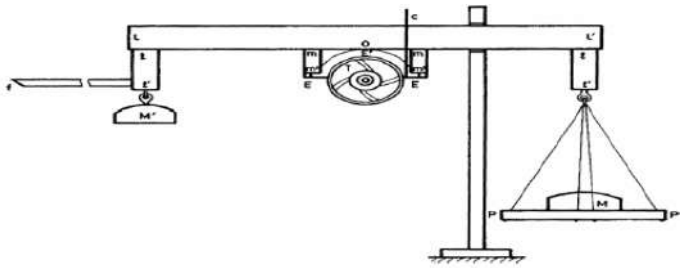


Figure 1.4 : Schéma du dispositif d essai utilisé par G. Hirn.

THURSTON (1879) a publié les résultats de ses études sur le frottement et la lubrification. Il remarqua que la vitesse qui correspond au minimum de frottement dépendait de la charge appliquée au palier.

En 1883 TOWER a présenté un rapport sur des essais de lubrification des paliers dans lequel il a indiqué la présence d'un film du fluide lubrifiant entre les surfaces de l'arbre et du coussinet ainsi qu'une génération de pression dans le lubrifiant (jusqu'à 14 bars). Il a donné également des indications précieuses sur la position des rainures d'alimentation.

Nous devons aussi signaler la contribution du savant russe PETROV (connu comme le fondateur du frottement hydrodynamique) qui a présenté en 1883, le résultat de ses études et essais sur le frottement des paliers lubrifiés. Il a montré que la viscosité est la caractéristique

physique la plus importante au frottement des paliers, et a proposé des lois qui gouvernent le frottement hydrodynamique qui sont connues et qui portent son nom.

Il faut noter que ce n'est qu'en 1886 que s'établissent les bases de la lubrification hydrodynamique, par Osborne REYNOLDS. Il a publié un article dans le but d'expliquer les résultats expérimentaux de TOWER intitulé " On the Theory of Lubrification and its Application to Mr B.Tower Expérimentes-Including an Expérimental Détermination of Viscosité of Olive-Oïl". Il a présenté les hypothèses de base de la lubrification hydrodynamique, en établissant l'équation qui régit ce problème, connue sous le nom d'équation de Reynolds. [3]

La transition avec le XX^{e} siécle fut une période féconde dans le domaine de la tribologie, avec les réalisations de KINGBURY et MICHELL (butée et paliers hydrodynamique). [2]

SOMMERFELD(1904), GUMBEL(1921), SWIFT(1931) et STIBER(1933) ont proposé différentes conditions aux limites associées à l'équation de Reynolds, sur le champ de pression, et qui respectent de mieux en mieux la réalité physique.

Après la mise en place des bases théoriques de la lubrification hydrodynamique, plusieurs modèles de calcul ont été proposés pour résoudre l'équation de Reynolds. Des essais expérimentaux ont été effectués pour valider ces modèles. A ce stade, plusieurs axes de recherche ont été développés. Dans ce qui suit, nous allons présenter les principaux aspects retenus pour résoudre ce problème. [3]

I.3. Les paliers :

I.3.1. Introduction :

Le palier est un support ou guide qui détermine la position d'une pièce mobile par rapport aux autres pièces d'un mécanisme.

Les principaux supports qu'on retrouve dans la pratique sont les suivants :

- Les paliers de roulement ;
- Les paliers secs ;
- Les paliers poreux ;
- Les paliers magnétiques ;
- Les paliers et butées fluides (hydrodynamiques, hydrostatiques et hybrides) ; [5]

Une attention les paliers hydrodynamiques seront l'objectif principal de cette étude.

I.3.2. Différentes classes des paliers : [6]

En peut classer les paliers selon défirent type :

I.3.2.1. Paliers de roulements :

Dans un palier à roulements le glissement de l'arbre sur le coussinet est remplacé par le roulement de corps intermédiaires (billes, rouleaux et aiguilles). Ils supportent de plus fortes charges tout en réduisant l'usure et le frottement à cause de leur coefficient de frottement très faible au démarrage. [7]



Figure I.5: les paliers à roulement. [8]

1.3.2.2. Paliers secs : [6]

Ces paliers sont généralement constitués d'une matrice (résine, métal, carbone) imprégnée de graphite. Ils sont utilisés sans apport extérieur de lubrifiant.

Le frottement à sec est particulièrement dangereux pour les organes qui y sont soumis.

Le dégagement de chaleur peut provoquer une amorce de fusion entre les surfaces en contact et aboutir au grippage.

Ils ne sont utilisés que pour des systèmes fonctionnant rarement ou à vitesse réduite et faible charge, et doivent être envisagés dans toute application où la présence et le maintien du film lubrifiant est impossible (vide spatial, par exemple).

1.3.2.3. Paliers poreux :

Les paliers à coussinets poreux sont dits autolubrifiants car c'est le coussinet imbibé d'huile qui joue le rôle de réservoir de lubrifiant.

Ces paliers comportent des pores remplis d'huile avec un volume qui représente de 16 à 36% du volume total.

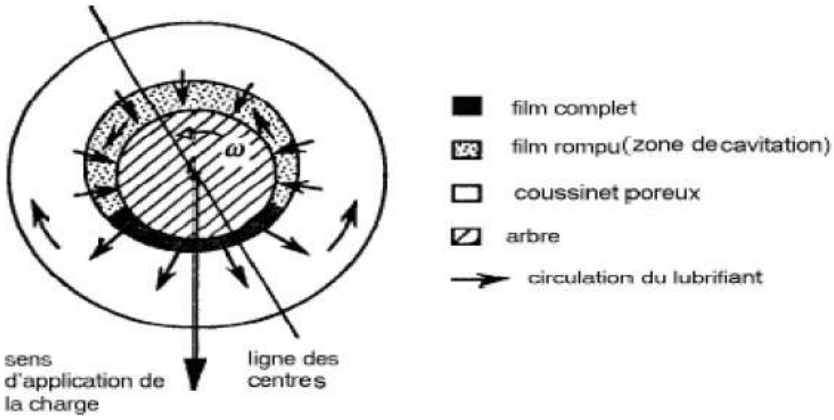


Figure I.6 : coupe schématique d'un palier poreux. [6]

1.3.2.4. Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques permettent de supprimer tout contact entre un arbre et un bâti, d'éliminer les lubrifiants et tous les problèmes de frottement.

Ces paliers ont une très grande précision de guidage. Ils peuvent fonctionner dans le vide et sont utilisables dans une large gamme de températures (-200°C à 450°C) avec une dissipation d'énergie mécanique pratiquement nulle.



Figure I.7 : Paliers magnétiques. [7]

1.3.2.5. Paliers et butées fluides : [6]

Il existe deux grandes classes de paliers et butées fluides :

- les paliers et butées hydrodynamiques où la portance résulte de la géométrie du film lubrifiant et de la cinématique des surfaces
- les paliers et butées hydrostatiques où la portance est principalement due à l'existence d'une source extérieure de fluide sous pression.

1.3.2.5.1. Paliers et butées hydrodynamiques :

Dans ce cas, un fluide visqueux sépare totalement les surfaces en présence. Ce fluide peut être un liquide pratiquement incompressible ou un gaz compressible. La pression dans le film est créée par le déplacement relatif des surfaces et la géométrie du contact.

I.3.2.5.1.1. Les paliers hydrodynamiques (HD) : [5]

Dans un palier HD, les surfaces sont complètement séparées par un fluide visqueux, la géométrie du palier ainsi que le déplacement relatif des surfaces donnent naissance à une pression dans le film lubrifiant.

Ce type de paliers est conçu pour fonctionner dans des conditions sévères (charges et fréquences de rotations élevées). Par conséquent, pour remplir leur fonction dans de parfaites conditions, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus.

On distingue deux types de configuration de paliers hydrodynamiques :

- Les paliers à géométrie fixe ;
- Les Paliers à géométrie variable.

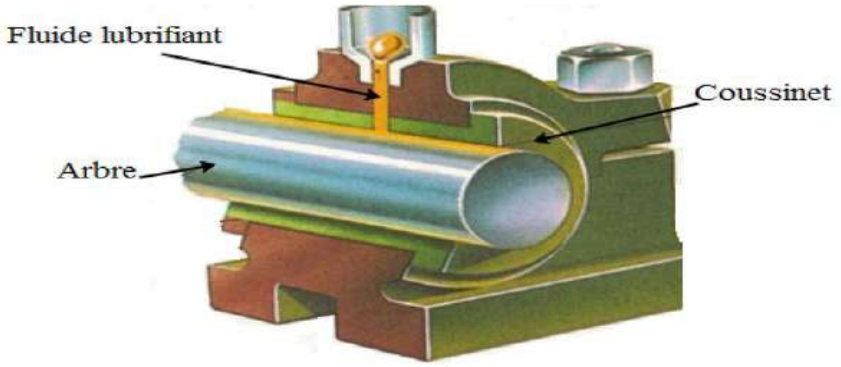


Figure I.8 : schéma d'un palier hydrodynamique typique. [7]

A. Paliers à géométrie variable :

1. **Les paliers à patin oscillants** : sont des paliers réglables par leur mode de fonctionnement (Figure. I.9, I.10).ils sont composés de n patins, identiques ou non, individuellement, articulés autour de pivots situés généralement sur un cercle appelé cercle des pivots. [7]

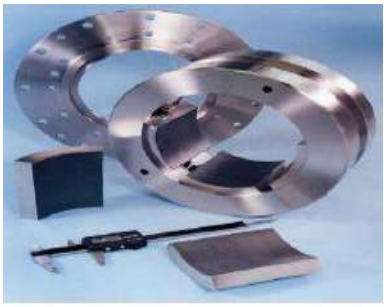


Figure I.9 : photographie d'un palier A 3 patins. [9]

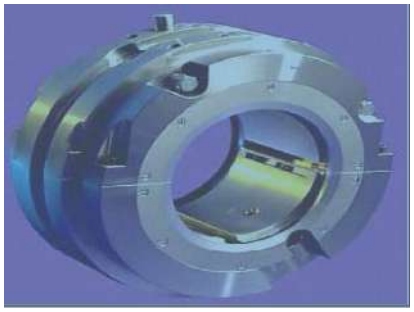


Figure I.10: photographie d'un palier à quatre patins oscillants [6]

A. Les paliers à géométrie fixe :

B.1. Palier à arc partiel: Les paliers lisses cylindriques ou à arc partiel faiblement chargés à vitesse élevée présentent de grands risques d'instabilités. L'idée d'améliorer la stabilité du Newkrik et Grobel (1934) est de vérifié expérimentalement que l'existence d'une discontinuité dans la géométrie à la surface du coussinet pouvait améliorer la stabilité du palier (Fig. I.10).

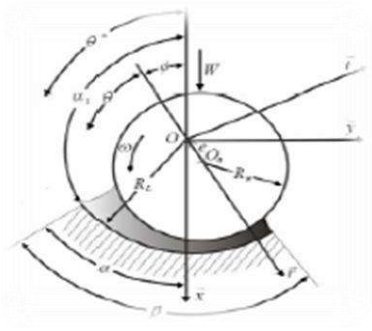


Figure I.11 : schéma dune palier à arc partiel. [8]

B.2. Forme elliptique (citron) : Ils sont des paliers constitués par deux demi-coquilles en acier forgé se raccordant suivant un plan horizontal, la partie extérieure peut comporter : soit une portée sphérique, soit des cales qui permettent le réglage radial.

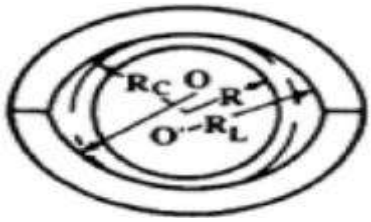


Figure I.12 : palier elliptique. [8]

B.3. A lobe : C'est un Palier multilobés dont les centres de courbure des lobes sont situés sur le centre géométrique du palier, le palier est dit pré-chargé géométriquement.

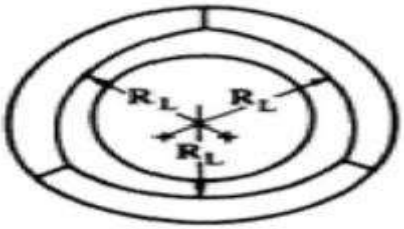


Figure I.13: palier à troi lobe. [8]

B.4. Paliers à films amortisseurs (Squeeze Film Damper Bearings) : [9]

L'idée de base de ce type de palier est de monter l'ensemble rotor-roulement à billes dans un palier fluide. le guidage en rotation de l'arbre est assuré par le roulement alors que le palier fluide joue le rôle d'un amortisseur visqueux .la bague intermédiaire (fixe en rotation) permet de réduire le mouvement de la bague extérieure du roulement dans le palier à une translation .deux technologies des paliers à film amortisseur peuvent être envisagées.

- Montage d'un ressort en parallèle avec le film amortisseur permettant de donner une certaine raideur au palier.
- Film amortisseur libre (sans ressort).

B.5. Les paliers lisses cylindriques :

L'utilisation de ce type de paliers est assez fréquente, les plus basiques comportent un arbre tournant à l'intérieur d'un coussinet complet (amplitude angulaire 360°), un film lubrifiant sépare totalement ces deux éléments. On trouve leur utilisation dans les moteurs thermiques, les compresseur, les réducteurs, les alternateurs,… etc. [5]

Il y'a trois types de coussinets circulaires présentés sur la (figure I.9) :

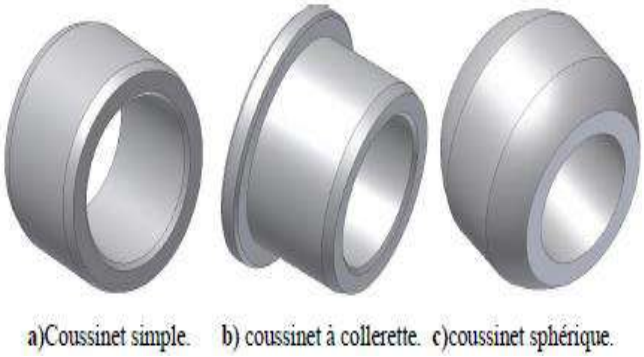


Figure I.14 : paliers circulaire. [8]

Les paliers lisses cylindriques sont regroupés en trois types et ceci selon leur diamètre, on distingue ainsi : les paliers infiniment courts, les paliers infiniment longs et enfin les paliers de longueur finie. [5]

a) Les paliers courts

On dit d'un palier qu'il est court si le rapport de sa longueur par rapport à son diamètre (L/D) a une faible valeur (L/D<0,125). Le calcul de ce type de paliers est assez simple si l'on pose l'hypothèse d'un gradient de pression circonférentiel négligeable. [5]

b) **Les paliers infiniment longs**

Lorsque le rapport (L/D) prend une grande valeur, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonférentiel. Ce calcul concerne les paliers pour les quels

(L/D>4). L'hypothèse posée pour les paliers infiniment longs est celle d'un gradient de pression axial négligeable devant celui de pression circonférentiel. [5]

c) Les paliers de longueur finie :

On considère qu'un palier est de longueur finie, dans le cas où le rapport L/D est compris entre 0,125 et 4. Dans les deux cas précédents, il s'agit de configurations extrêmes.

Le palier de longueur finie est le plus apte à donner une configuration réelle du palier, les résultats qu'il permet d'obtenir sont plus proches de la réalité que ceux obtenus des deux types précédents, car pour le calcul d'un palier de longueur finie les hypothèses simplificatrices ne sont pas prises en compte. [5]

B.5.1. Principe de fonctionnement du palier : [10]

Le fonctionnement du palier repose sur le débit du film. L'adhérence du fluide lubrifiant en film mince aux parois en mouvement crée un débit du lubrifiant. Dans le cas de la lubrification hydrodynamique, la génération de la pression se fait par conservation du débit dans la portance et le frottement.

Dans le cas d'un palier hydrodynamique, la portance recherchée et le frottement sont une conséquence. Pour que le fluide soit une interface efficace, il faut que le champ de pression soit suffisant pour équilibrer la charge normale en fonction de l'aire du contact disponible, mais aussi que l'épaisseur minimale du film soit supérieure aux éventuels défauts géométriques des surfaces.

La (figure I.15) 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. I.15.a), l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance est égale au jeu radial C.

Phase (b): Au démarrage, (figure. I.15.b), l'arbre roule en glissement à l'intérieur de coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entrainé dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

Phase (c): Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, (Figure. I.15. c), il y a présence d'un champ de pression hydrodynamique qui supporte la charge P constante, 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.

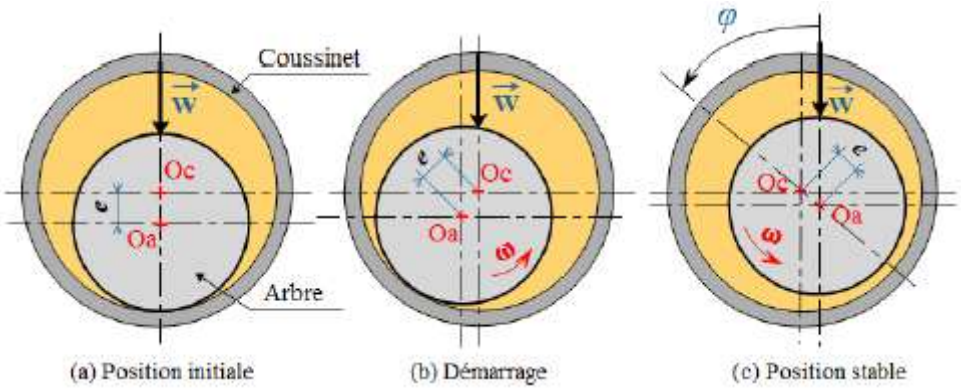


Figure I.15 : position d'un arbre dans un palier lisse hydrodynamique. [7]

Dans le cas où le torseur des forces est réduit à une force unique W agissant dans le plan de la section médiane du palier, l'axe de l'arbre et celui du coussinet seront parallèles. La distance | $e = |O_a O_C|$ appelée excentricité, ainsi que l'angle de calage (angle que fait la direction de la charge W avec la ligne des centres $O_a O_c$) sont deux paramètres en compte afin de bien positionnerO_a par rapport à O_c

B.5.2. Caractéristiques de fonctionnement d'un palier lisse : [5]

Les caractéristiques de fonctionnement d'un palier lisse sont influencées de manière assez significative par la position, la forme des rainures d'alimentation et la pression d'alimentation.

Il existe deux types classiques de rainures : les rainures axiales et les rainures circonférentielles.

- **Rainures axiales :**

Du point de vue du remplissage en huile du palier, pour les charges fixes en direction, la position la plus favorable pour la rainure axiale est située légèrement en aval de la génératrice pour laquelle l'épaisseur du film est maximale.

Néanmoins, vu que la position de la ligne des centres, repérée par l'angle de calage est pour un palier donné, fonction de la charge, de la vitesse et de la viscosité du lubrifiant, cette rainure est située dans une zone comprise entre 90° et 135° en amont de la charge.

Deux rainures d'alimentations diamétralement opposées à 90° de la direction de la charge, peuvent être envisagées, au cas où le sens de rotation ne serait pas fixe (Figure I.16). Dans certaines situations, la présence d'une seconde rainure peut être justifiée par considérations thermiques : ainsi le rôle de cette rainure sera de limiter la recirculation du fluide chaud et donc de mieux refroidir le palier.

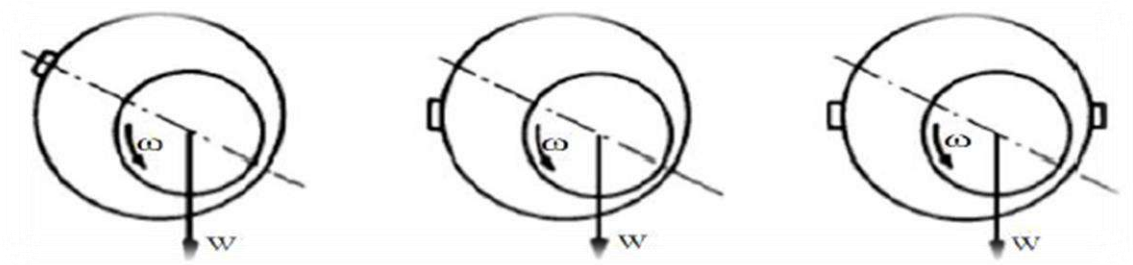


Figure I.16 : position des rainures axiales. [5]

- **Rainure circonférentielle :**

On a recours à ce type de rainures, lorsque la charge est variable en direction. La rainure circonférentielle est généralement placée dans la section médiane du palier.

Ce type de rainure diminue sensiblement la charge portante car elle substitue deux paliers de longueur $L < L/2$ à un palier de longueur L (Figure I.17). Aussi des rainures circonférentielles d'amplitudes limitées ou même des trous sont utilisés sur certains paliers de bielles de moteurs thermiques.

En pratique la géométrie du palier, la forme et le positionnement des rainures peuvent être plus complexes. Les paliers à section non circulaire ou les paliers à rainures multiples (Figure I.18) sont plus stables du point de vue vibratoire mais leur capacité de charge est réduite.



Figure I.17 : palier à rainure circonférentielle. [9]

B.5.3. Les avantages et Les inconvénients des paliers lisses : [5]

Parmi les multiples avantages que présentent les paliers lisses, on peut citer :

- Insensible aux chocs et aux vibrations à cause de leurs grandes surfaces porteuses Amortissant lubrifiées
- Silencieux.
- Insensible à la poussière.

- Grandes vitesses de rotation.
- Durées de vie illimitée dans le domaine de frottement liquide.
- Montage et démontage faciles des arbres lorsqu'il s'agit de coussinets fractionnés.

Les paliers lisses présentent aussi des inconvénients qui sont les suivants :

- Grande quantité d'huile nécessaire pour la lubrification.
- Surveillance permanente.
- Rendement moins élevé que celui des roulements

Du lubrifiant.

I.3.2.5.1.2. Butées hydrodynamiques : [6]

Les butées hydrodynamiques sont utilisées pour supporter des charges axiales et immobiliser en translation les rotors des machines tournantes.

I.3.2.5.2. Paliers et butées hydrostatiques :

Dans les systèmes hydrodynamiques tels que les paliers et les butées, la capacité de charge réside dans la vitesse de glissement de la surface de l'arbre par rapport au coussinet.

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

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

I.3.2.5.3. Paliers et butées hybrides :

Un palier hybride est un palier où interviennent simultanément des effets hydrostatique et hydrodynamique. Le palier est alimenté sous pression constante au moyen de résistances hydrauliques (capillaires ou orifices en paroi mince). Un palier hybride est généralement constitué de n alvéoles réparties régulièrement sur la périphérie du coussinet.

On trouve deux types de paliers suivant que les alvéoles sont découplées ou non par des rainures axiales (figure I.25). Chaque alvéole doit être alimentée au travers d'un système de régulation. Le système le plus utilisé est l'orifice.

Il est nécessaire de connaître la position de chaque alvéole ainsi que son amplitude angulaire γ. De même, les rainures de découplage sont caractérisées par leurs amplitudes δ.

Si les axes de l'arbre et du coussinet sont supposés parallèles, deux paramètres sont nécessaires pour positionner l'arbre à l'intérieur du coussinet (figure *I*.26)

- l'excentricité $e = |\overrightarrow{O_a O_C}|$= ou e = ε C

  (ε et C étant l'excentricité relative et le jeu radial du palier),
- l'angle φ que fait la direction de la charge avec la ligne des centres.

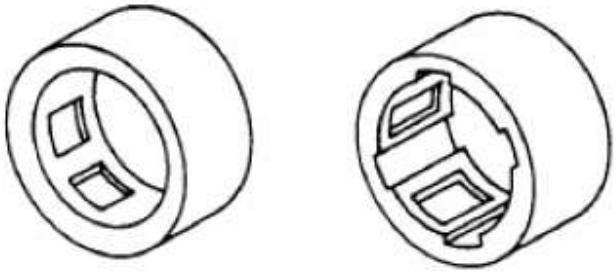


Figure I.18 : palier hydrodynamique à alvéoles découplées et non découplées. [6]

I.4. Lubrification :

I.4.1. Introduction : [11]

La lubrification hydrodynamique est un domaine important de la tribologie, c'est l'étude des contacts dans lesquels un film de fluide sépare les surfaces en présence. Dans le cas où le film de fluide sépare totalement les surfaces, les aspérités et les défauts de forme ont des dimensions inférieures à l'épaisseur du film.

Dans tous les mécanismes étudiés, le problème peut se schématiser de la façon suivante:

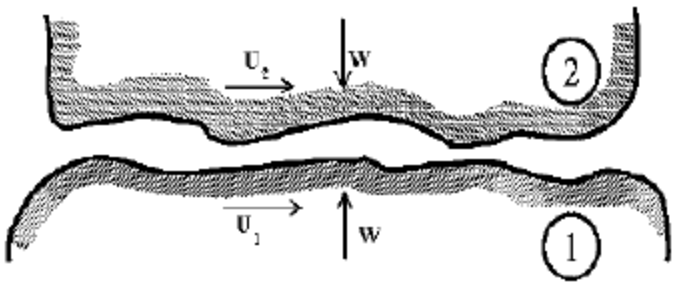


Figure I.19 : shéma dun contact lubrifié. [11]

Un film de fluide visqueux sépare les deux surfaces du mécanisme ; il s'agit de calculer :

- ✓ la charge W que peut supporter le contact ;
- ✓ la force F ou le couple de frottement C ;
- ✓ le débit Q du fluide dans le mécanisme ;

✓ la puissance P dissipée dans le contact.

I.4.2. Les différents régimes de lubrification : [2]

Letude de linfluence des divers paraméttres de construction sur le fonctionnemment du palier (cherger,vitesse , viscosité,jeux) sur ces paramétre montre quils sont fonction dun nombre :

$$S = \frac{n\nu}{p}\left(\frac{r}{C}\right)^2$$ **Nombre de SOMMERFELD**

P : rapport de la charge appliquée sur le palier rapportée à la surface projetée,

$\boldsymbol{\nu}$: viscosité du film lubrifiant, N= vitesse de rotation de l'arbre. [6]

Ce nombre caractérise donc le régime de fonctionnement du palier .la courbe de STRIBECK représentée sur la figure I.20 montre la variation du coefficient de frottement en fonction de S. Elle met en évidence l'influence des paramètres de construction qui caractérisent le régime de lubrification du point de vue frottement.

La variation de l'un ou usure, ou même rupture de mécanisme.

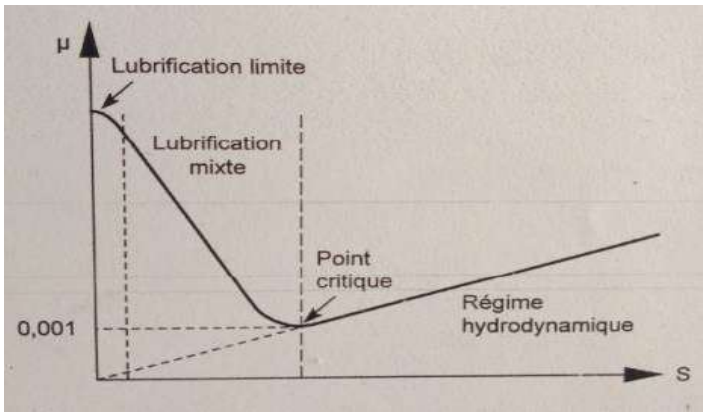


Figure I.20 : Evolution du facteur de frottement en fonction du paramètre de SOMMERFELD (courbe de STRIBECK). [2]

I.4.2.1. Contacts à basse pression (0.1 < P < 50 M Pa) : [6]

La zone (I) : Elle correspond à la lubrification limite ou onctueuse, la séparation des surfaces métalliques est assurée par des molécules d'huile adsorbées (figure I.21) par les surfaces métalliques.

L'épaisseur de la couche moléculaire (empilement) est de l'ordre de 100 à 500 et la valeur du coefficient de frottement varie entre 0.05 et 0.15. Ce type de lubrification est rencontré à

chaque démarrage du moteur, c'est à ce moment qu'il se produit l'usure la plus importante car les surfaces ne se sont pas complètement séparées .

Dans ces conditions, l'onctuosité est la propriété prédominante du lubrifiant.

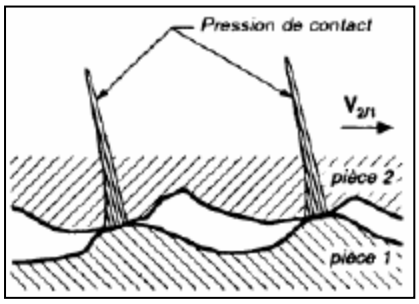


Figure I.21 : régime limite.

Zone (II) : Lubrification mixte : Ce régime de lubrification peut être considéré comme un régime de transition entre le régime onctueux et le régime hydrodynamique.

L'effet hydrodynamique prend progressivement de l'importance et tend à séparer les surfaces qui restent encore en contact sur une partie de leurs aspérités (figure I.22).

Dans cette zone, le coefficient de frottement varie de 0.001 à 0.20.

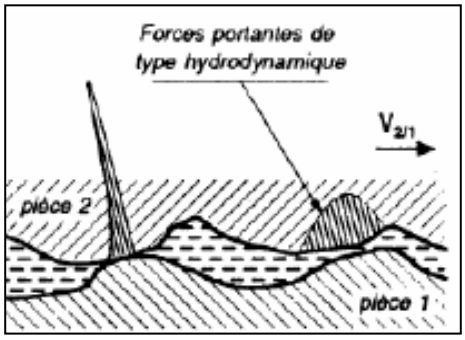


Figure I.22 : Régime mixte.

Zone (III) : Lubrification hydrodynamique pure : L'étude du contact s'effectue à l'aide de l'équation de Reynolds, car le milieu est continu et les surfaces du contact sont totalement séparées par un film fluide (figure I.23). Dans cette zone, le coefficient de frottement varie de 0.002 à 0.001. Les régimes de lubrification (I) et (II) peuvent être supprimés si l'on injecte du lubrifiant sous pression dans le contact, on parle alors de lubrification hydrostatique.

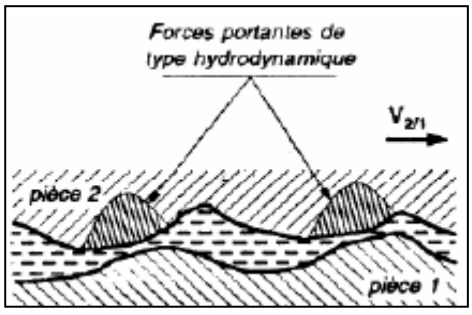


Figure I.23 : Régime hydrodynamique.

I.4.2.2. Contacts à haute pression (jusqu'à 3 G Pa) : [6]

Ces contacts hertziens lubrifiés sont rencontrés dans certains éléments de machines tels que les roulements et les engrenages.

Zone (I) : Lubrification EP (Extrême Pression) : Les surfaces sont protégées par des films formés par réaction chimique des additifs EP contenus dans l'huile et activés par les pressions. Les contraintes de cisaillement et les températures existent dans le contact.

Le coefficient de frottement varie de 0.02 à 0.2.

Zone (II) : Lubrification mixte : Comme pour les contacts faiblement chargés cette zone est une zone de lubrification mixte. Mais les phénomènes sont différents, c'est ici la transition entre la lubrification extrême pression et la lubrification élasto-hydrodynamique qui correspond à la zone (III) du diagramme de Stribeck.

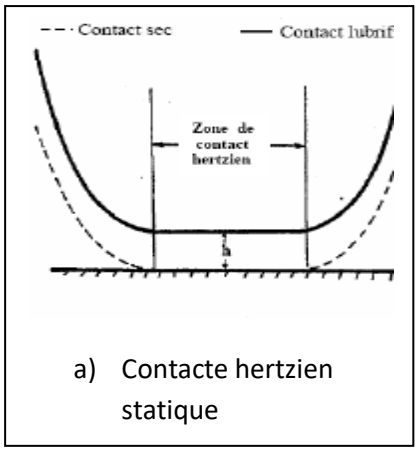
La zone (III) : Lubrification élasto-hydrodynamique (E.H.D) : La lubrification EHD concerne les contacts lourdement chargés pour lesquels la pression engendrée dans le film lubrifiant est suffisamment élevée pour déformer élastiquement les surfaces et modifier le comportement rhéologique du lubrifiant.

Ce type de contact correspond au contact entre les bagues et les éléments roulants d'un palier de roulement à billes ou à rouleaux.

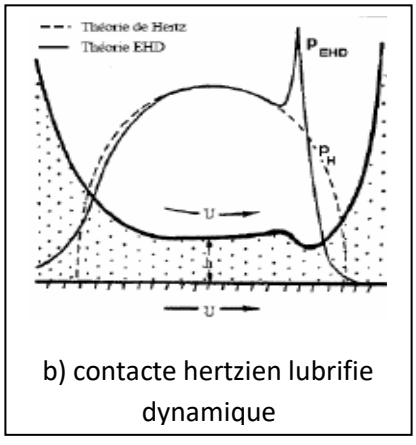
Dans ce type de lubrification, on a une présence simultanée de deux effets (figure I.24):

- effet hydrodynamique;
- effet des déformations élastiques des solides formant le contact.

Le coefficient de frottement varie de 10^{-2} à 8×10^{-2}.



a) Contacte hertzien statique



b) contacte hertzien lubrifie dynamique

Figure I.24 : Répartition des pressions dans un contacte hertzien.

Ou **P_{EHD}** : pression élasto-hydrodynamique **P_H :** pression d'Hertz

U : vitesse de glissement **h :** Epaisseur du film

I.4.3. Rôles de la lubrification : [12]

- diminuer les frottements et les résistances passives dans les machines, améliorer leur rendement et économiser l'énergie ;
- protéger les organes lubrifiés contre les diverses formes de corrosion et d'usure, donc contribuer à leur longévité ;
- évacuer la chaleur produite dans les moteurs ou lors de l'usinage, favoriser l'équilibre thermique des machines ;
- améliorer l'étanchéité vis-à-vis des gaz, des liquides ou des poussières ;
- éliminer les impuretés et les débris d'usure ;
- transmettre de l'énergie ou de la chaleur ;
- améliorer l'état de surface des pièces usinées.

I.5. Lubrifiants :

I.5.1. Définition : [7]

Le mot lubrifiant vient du latin *lubricus* signifiant glissant. Un lubrifiant est une substance qui, interposé entre deux surfaces en contact et en mouvement l'une par rapport à l'autre, permet de réduire le frottement tout en combattant l'usure. Un lubrifiant doit remplir les fonctions suivantes :

- former un film d'huile de séparation des zones de contact,
- évacuer une partie de l'énergie thermique engendrée par le frottement,
- dans le cas du graissage, étancher le roulement vers l'extérieur pour empêcher la pénétration d'impuretés,
- réduire le bruit de fonctionnement,
- protéger contre la corrosion.

Il y'a trois principales familles de lubrifiants : les lubrifiants solides, les lubrifiants liquides et les lubrifiants pâteux. [11]

I.5.2. Choix du lubrifiant : [7]

C'est une question très complexe, où on peut dire qu'à chaque sorte de contact mécanique correspond une composition de lubrifiant optimale. On peut classer les lubrifiants selon leur origine : animale, végétale, minérale ou synthétique, ou selon leur présentation, liquide, pâte ou solide.

a) **Lubrifiants d'origine animale :** Ils sont constitués essentiellement d'esters résultant de la combinaison d'acides gras avec la glycérine. Ce type de lubrifiant a été depuis longtemps utilisé par l'homme.

b) **Lubrifiants d'origine végétale :** Ce sont en général des combinaisons d'acides gras peu ou pas estérifiés. Certains sont encore largement utilisés en addition dans les huiles de pétrole ou dans les graisses.

c) **Lubrifiants d'origine minérale :** Les huiles minérales ; appelées aussi les huiles de base ; proviennent de la distillation du pétrole brut. D'un prix peu élevé, elles présentent des performances « moyennes », de ce fait, elles sont, de loin, les plus utilisées aussi bien dans les applications automobiles qu'industrielles.

d) **Les huiles de synthèse ou synthétiques :** Les huiles synthétiques sont fabriquées à partir de molécules sélectionnées selon leurs fonctions afin de créer un produit dont les propriétés physiques et chimiques sont prédéterminées. Actuellement, en rajoute à ces huiles les additifs nécessaires pour répondre à un service voulu. Ces huiles ont des performances élevées, en particulier pour des objectifs et des conditions de service difficiles.

I.5.3. Additifs ou Dopes : [5]

Les propriétés des bases utilisées sont généralement modifiées par des composés de structures chimiques très variées, appelés additifs ou dopes qui sont décomposés en:

I.5.3.1. Additifs « améliorant d'indice de viscosité » :

Ce sont des polymères qui introduits à faible concentration dans une base lubrifiante entrainent une augmentation relative de la viscosité plus importante à haute qu'à basse température et qui par conséquent augmentent l'indice de viscosité du lubrifiant sans modifier défavorablement les autres propriétés essentielles.

Les produits généralement utilisés sont des polyméthacrylates, des polyacrylates et des polymères d'oléfines.

Il faut cependant mentionner que ces polymères utilisés comme additifs ont des masses moléculaires élevées et sont relativement « fragiles ». Ils peuvent se dégrader d'une part sous l'effet de sollicitations mécaniques telles que les contraintes de cisaillement, par rupture de la molécule et d'autre part sous l'effet de la température soit par thermo-oxydation soit par dépolymérisation.

I.5.3.2. Additifs de point d'écoulement :

A basse température, la cristallisation des paraffines modifie les propriétés rhéologiques du lubrifiant qui tend à se solidifier. Les additifs de point d'écoulement sont donc utilisés pour lutter contre cette solidification. Ils agissent sans doute par adsorption en diminuant la taille des cristaux de paraffine, ou en modifiant la forme cristalline qui évolue vers une structure en aiguilles et en réduisant l'adhésion entre les cristaux.

I.5.3.3. Additifs détergents et dispersants :

Ces additifs permettent d'une part, de maintenir les parties les plus chaudes d'un moteur en bon état de propreté en évitant les dépôts, c'est l'effet détergent et d'autre part, de maintenir en suspension les impuretés solides formées au cours du fonctionnement du moteur afin d'éviter la formation d'agglomérats, c'est l'effet dispersant. Par ailleurs, ces additifs généralement basiques neutralisent les composés acides formés par la combustion.

Les produits utilisés sont soit des organo-sels de métaux alcalino-terreux tels que les sulfonates, les thiophosphates et les phénates, soit des succinimides plutôt utilisées comme dispersants.

I.5.3.4. Additifs anti-usure et extrême pression :

Ils agissent de façon sensiblement identique : un film protecteur se forme sur les surfaces de contact par réaction de l'additif ou de ses produits de décomposition, avec le métal. La distinction entre ces additifs est basée essentiellement sur la température à laquelle ils réagissent, température qui dépend directement des conditions de charge et de vitesse au contact.

- **Les additifs anti-usure :** Agissent dès la température ambiante ou à moyenne température, sont essentiellement des esters phosphoriques et des dithiophosphates, le phosphore joue alors un rôle essentiel dans la protection anti-usure.
- **Les additifs extrême pression :** Actifs à température élevée, sont des composés soufrés, chlorés et des dérivés phosphore-soufre.

I.5.3.5. Additifs antioxydants :

Ces produits ont pour rôle de ralentir et si possible de supprimer les phénomènes d'oxydation du lubrifiant. Ils agissent de trois façons différentes:

- Par blocage du processus de destruction en captant les radicaux libres des chaines moléculaires. Ces produits sont généralement des phénols et des amines.
- Par destruction des peroxydes qui se forment lors du phénomène de détérioration. Ces composés sont des dithio-phosphates et des dithio-carbamates.

- Par désactivation des ions métalliques et par formation d'un film protecteur sur les surfaces afin d'éliminer l'action catalytique des métaux. Ces additifs sont des phénols et des phénates.

I.5.4. Viscosité des lubrifiants : [13]

De toutes les propriétés physiques et chimiques à considérer en lubrification, la viscosité est l'une des plus importantes. Dans les paliers, les engrenages et les systèmes hydrauliques où le régime de fonctionnement est hydrodynamique, c'est la viscosité qui détermine les pertes en frottement, le rendement mécanique, la capacité de charge et l'épaisseur du film d'huile.

La viscosité est véritablement une mesure de l'aptitude physique d'un fluide à assurer la lubrification par film complet sous des conditions définies de vitesse, de charge et de température.

I.5.4.1. Définition de la viscosité :

Selon la norme N.F. T 60-100 de novembre 1959 : " la viscosité d'un liquide est la propriété de ce liquide, résultant de la résistance qu'opposent ses molécules à une force tendant à les déplacer par glissement dans son sein ". [5] Ainsi la viscosité d'un fluide est la résistance opposée par ce fluide à sa mise en mouvement. [13]

Le « concept » de la viscosité est illustré par la (figure II.1), ou une plaque se déplace à vitesse uniforme sur un film lubrifiant. [5]

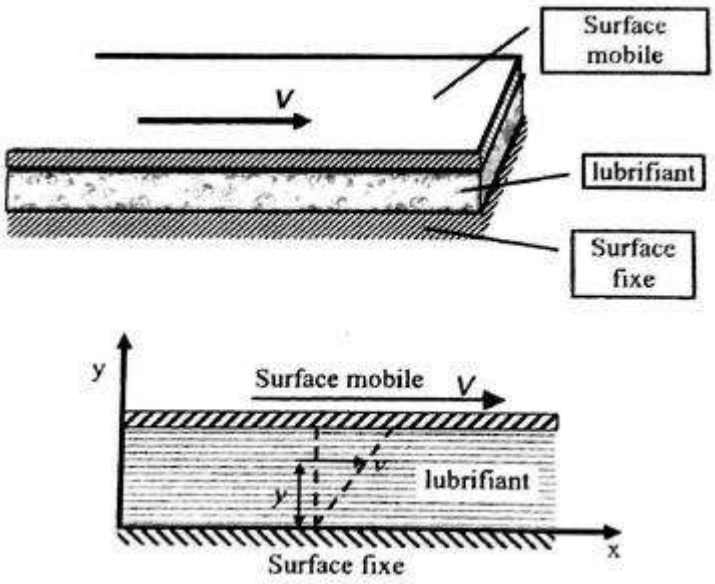


Figure I.25 : Le concepte de la viscosité. [5]

La force F appliquée afin de déplacer la paroi mobile est proportionnelle à la viscosité du

fluide. Ainsi, la viscosité peut être déterminée par la mesure de cette force. Elle ne dépend que des frottements internes dans le lubrifiant. Elle est appelée viscosité dynamique μ (1 Pa.s =1kg/m.s).

A une distance y de la surface fixe la vitesse de la particule de fluide est ν alors la contrainte de cisaillement xy est donnée, en formulation unidimensionnelle, par :

$$\tau_{xy} = \mu \frac{dv}{dy} \qquad \text{I. 1}$$

La force F est donnée par l'intégration de la contrainte de cisaillement suivant l'épaisseur du film.

La viscosité cinématique, notée ν, est Le rapport du coefficient de viscosité dynamique à la masse volumique du fluide.

$$\nu = \mu/\rho \ (m^2/s) \qquad \text{I.2}$$

Dans les paliers fortement sollicités, la viscosité peut varier avec la température, la pression, voire le taux de cisaillement. [5]

I.5.4.2. Frottement interne dun fluide-viscosité :[2]

Physiquement , on peut caractériser les fluides par la mobilité plus ou moins grande des molécules qu'ils constituent . Considérons deux plaques horizontales séparées par un film incompressible d épaisseur h.l une est fixe lutre se déplace à la vitesse V.comme indiqué précédemment, le film est parfaitement adhérent aux parois. Dans ces conditions, les différentes couches de liquides se déplacent parallélement aux surfaces.la vitesse V dune couche est fonction de sa distancee z avec le plan mobile.

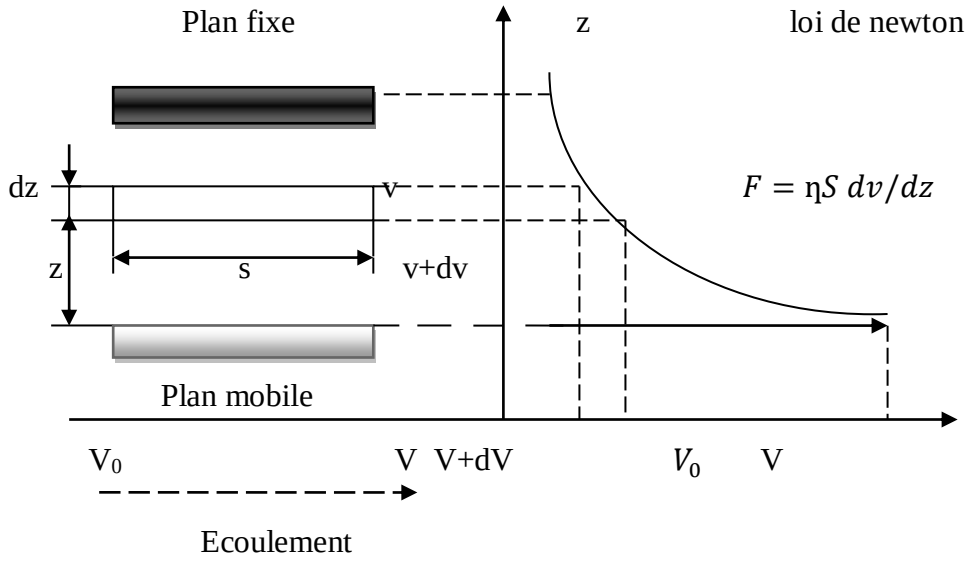


Figure I.26: Définition de la viscosité. [2]

La cession nécessaire au glissement de deux couches liquides de surface S distantes de dz et se déplaçant aux vitesses Vet V+dV s exprime par :

$$\tau = \frac{F}{S} = \eta \frac{dv}{dz} \qquad \text{loi de NEWTON} - \text{NAVIR (1871)} \qquad \text{I. 3}$$

η est la viscosité dynamique absolue.

Le postulat de NEWTON consiste à considérer la viscosit » comme indépendante du gradient de vitesse.les fluides obéissant à cett hypothése sont dits *newtonien* .les fluides aussi étre caractérisées par leur coportement en fonction de la cission τ qui leur es imposée.

Dans cett reprisentation ,un fluide newtonien tel que :

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\eta}\tau \qquad \text{I. 4}$$

Est représenté par une droite passant par lorigine (1) ayant une pent :$tg\alpha = 1/\eta$.

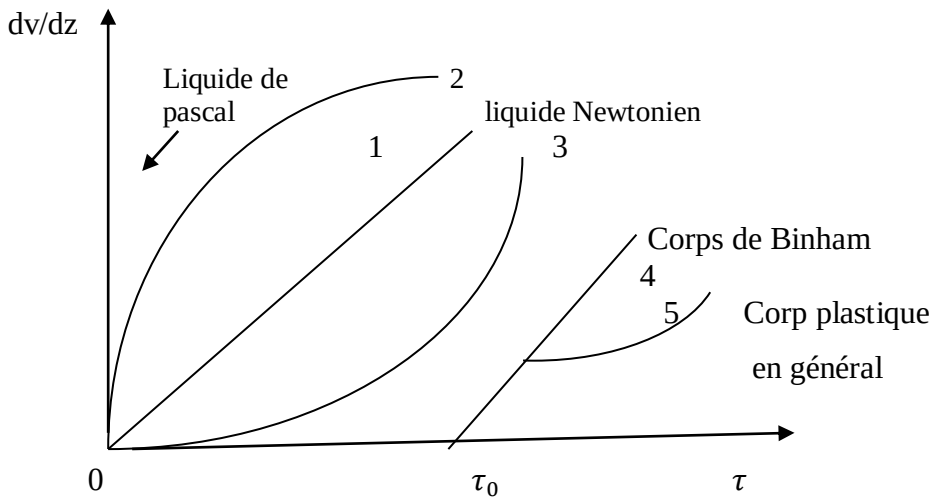


Figure I.27 : Comportement des principaux fluides utilisé en lubrification.[2]

Un fluide non newtonien, représenté par une courb telle que la viscosité varie avec le gradient de vitesse, sera dit fluidissant si sa viscosité est une fonction décroissant du gradient vitesse (2) , épaississant dans le cas contraire (3).la droitre OY représente le cas limite du liquide parfait,dit liquide de pascal , dont les courbes représentatives coupent l axes des abscisses, sont appelés solides plastique ou viscoélastiques. Pour que l écoulenet commence, il est nécessaire que leffort de cisaillemnt τ dépasse un seuil τ_0 qui est le seuil de plasticité ou tension de fluage.

Si au-delà de ce seuil le corps se comporte comme un liquide newtonien,on obtient une loi de le forme : $$\tau = \tau_0 + \eta' \frac{\partial v}{\partial z}$$ I.5

Ces matériaux s appellent corps de BINGHAM (4).

II.5.3. Relation viscosité-pression : [5]

La plupart des huiles lubrifiantes ont une viscosité qui croit avec la pression. Ce phénomène présente une importance pratique car dans certains mécanismes le lubrifiant subit des pressions qui peuvent atteindre 10^9 Pa, c'est le cas en particulier dans les roulements et les engrenages. Le (tableau II.1), donne la variation de viscosité avec la pression d'une huile.

Tab II.1 : Variation de la viscosité avec la pression pour une huile paraffinique. [5]

Pression en M Pa	0.01	10	20	30	40	50	100
Viscosité en Pa. s	0.05	0.06	0.075	0.11	0.15	0.23	0.70

On remarque que la viscosité augmente d'autant plus vite que la pression est plus importante. Cette augmentation dépend de la nature du lubrifiant, elle est plus importante pour les huiles à caractère naphténique que pour les huiles à caractère paraffiniques.

Le (tableau II.2), compare les variations de viscosité avec la pression pour une huile paraffinique, une huile naphténique et de l'eau.

Tab II.2 : Composition des variations de viscosité à 20 °C. [5]

Pression en M Pa	Viscosité en pascal seconde (Pa. s)		
	Huile paraffinique	Huile naphténique	Eau
0.1	0.052	0.055	0.0010
140	0.81	2.20	0.00111
280	8.7	91	0.00123

Notons encore que les fluides de faible viscosité sont moins affectés par une augmentation de pression que les fluides de grande viscosité. Pour caractériser cet effet, dit « effet piézo-visqueux », on peut utiliser la relation de Barus établie en 1893. [5]

$$\mu = \mu_0 e^{ap}$$ I. 6

Où,

P : est la pression.

$\boldsymbol{\mu_0}$: La viscosité dynamique à la pression atmosphérique.

α : le coefficient de piézo-viscosité qui dépend de l'huile: $5.10^{-9} < \alpha < 40.10^{-9} \mathrm{Pa}^{-1}$

II.5.4.3. Le taux de cisaillement : [5]

Lorsque la viscosité dynamique μ varie avec le taux de cisaillement, le fluide est dit non newtonien. Ainsi, des essais réalisés sur un viscosimètre de type couette et pouvant atteindre des taux de cisaillement supérieure à 106 S-1 montrent que la viscosité du fluide diminue lorsque le taux de cisaillement augmente. (Figure II.28) :

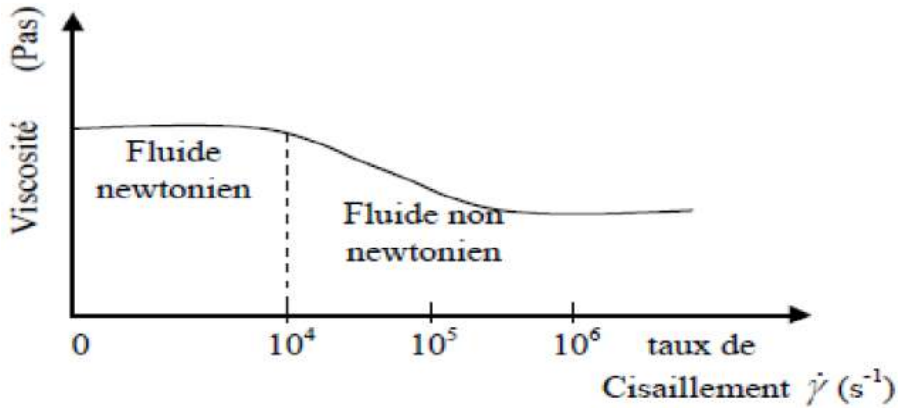


Figure I.28 : Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement. [5]

Cet effet, généralement réversible est caractéristique des huiles qui comportent des additifs améliorant l'indice de viscosité. Cet effet peut aussi être permanent, il correspond à une dégradation du lubrifiant par rupture de certaines chaînes moléculaires.

I.5.4.4. Fluide newtonien: [10]

Le modèle de fluide newtonien décrit bien la très grande majorité des fluides composés de molécules simples. La définition d'un fluide newtonien est assez restrictive : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au gradient de vitesse, ce qui implique que : dans un écoulement de cisaillement simple, les seuls contraintes crées par l'écoulement sont des contraintes de cisaillement.

- La viscosité est indépendante de la vitesse de cisaillement.
- La viscosité est indépendante du temps et les contraintes s'annulent immédiatement lorsque l'écoulement est arrêté.

I.5.4.5. Fluide non-newtonien : [10]

Toute déviation des règles du fluide newtonien est le signe d'un comportement non-newtonien. La description de ces comportements et leur interprétation en relation avec la structure microscopique du fluide constitue une discipline appelée rhéologie. Cette discipline est assez récente, mais elle a connu un développement considérable avec l'apparition des polymères synthétiques.

Le caractère non-newtonien le plus répandu est la variation de viscosité avec la vitesse de cisaillement. Très souvent, pour les solutions de polymère, la viscosité diminue au fur et à mesure que l'on augmente le taux de cisaillement (gradient de vitesse) auquel est soumis le fluide. C'est le comportement rhé fluidifiant

I.6. Conclusion :

Après cette présentation des différentes étapes du développement de la tribologie et des notions de base sur la lubrification en générale, et sur les paliers hydrodynamiques en particulier. On peut retenir que la lubrification reste un élément primordial pour assurer le bon fonctionnement des éléments d'une machine.

Chapitre II :

Présentation Du Problème

II.1. Introduction :

Pour étudier le champ de pression hydrodynamique d'un palier lisse circulaire, il est nécessaire de connaitre les équations qui gouvernent le problème de lubrification.

Dans ce chapitre, on a représenté les caractéristiques géométriques d'un palier lisse et l'équation de base de lubrification hydrodynamique, ainsi que les différents types des conditions aux limites (conditions de **Gumble**, conditions de **Sommerfeld,** conditions de Reynolds**)**, et les différentes équations (l'équation de **Reynolds**, l'équation de **Navier stokes**).

II.2. Présentations géométriques : [7]

Du point de vue géométrique, un palier hydrodynamique se compose d'un arbre cylindrique en rotation à l'intérieur d'un coussinet ; cylindrique aussi ; de plus grand diamètre (figure II.2). Le coussinet peut présenter une rainure (ou plusieurs) longitudinale (ou circonférentielle) permettant d'alimenter en lubrifiant. On notera que, l'arbre n'est pas centré dans le coussinet, ce qui crée une zone convergente où il sera possible de générer une pression hydrodynamique.

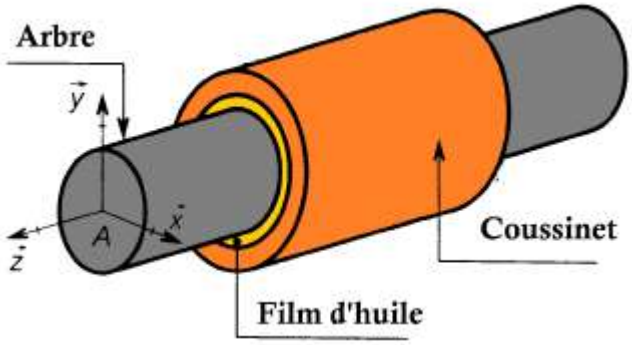


Figure II.1 : schéma d'un palier lisse hydrodynamique. [8]

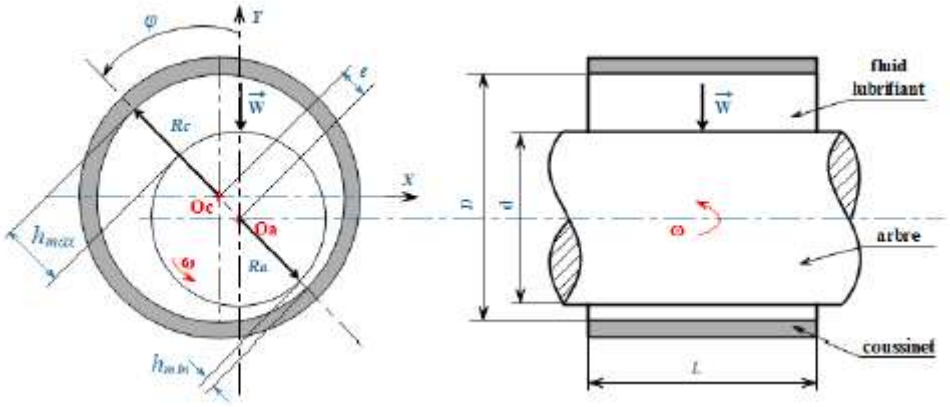


Figure II.2 : schéma d'annotations géométrique. [7]

Les principaux paramètres qui interviennent dans la définition d'un palier cylindrique sont :

- Les paramètres géométriques : diamètre du coussinet D et du palier d, la longueur L, le jeu radial C.
- Les paramètres du fonctionnement: vitesse de rotation, charge W, angle de calage, excentricité e, l'épaisseur du film h.
- Les paramètres caractéristiques du lubrifiant : viscosité dynamique, masse volumique.

II.3. Epaisseur du film lubrifiant : [6]

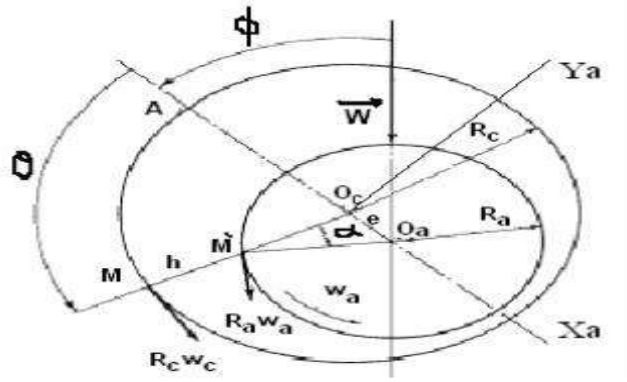


Figure II.3 : Section droit du palier.

Les rayons Rc et Ra étant très voisines, $\frac{R_a}{(R_c-R_a)} \approx 10^{-3}$ on peut, en négligeant la courbure du film, développer le coussinet ou l'arbre et l'assimiler à un plan.

Compte tenu de ces hypothèses, l'épaisseur du film a pour expression :

Considérons une section droite du palier (figure II.2).

Un point M appartenant à la surface du coussinet sera repéré par la coordonnée angulaire ;

$$\theta = \left(\overrightarrow{O_cA}, \overrightarrow{O_cM}\right)$$

.L'épaisseur du film d'huile est donnée par :

$h = O_cM - O_cM' = R_c - O_cM' = R_a + C - O_cM'$ Avec $C = R_c - R_a$

En appliquant la règle des sinus au triangle $O_aM'O_C$ il vient :

$$\frac{O_aM'}{\sin(O_aO_CM')} = \frac{e}{\sin a} = \frac{R_a}{\sin(M'O_aO_C)} = \frac{R_a}{\sin(\pi-\theta)} = \frac{R_a}{\sin\theta}$$

D'où

$$\sin\alpha = \frac{e}{R_a}\sin\theta \qquad O_cM = \frac{R_a}{\sin\theta}\sin(O_c\,O_aM'$$

Or

$$(O_c O_a M') = \theta - \alpha = \theta - \arcsin\frac{e}{R_a}\sin\theta$$

Donc

$$O_c M = \frac{R_a}{\sin\theta}\sin\left[\theta - \arcsin\left(\frac{e}{R_e}\sin\theta\right)\right]$$

En développant le sinus il vient :

$$O_c M = R_a\sqrt{1-\left(\frac{e}{R_a}\sin\theta\right)^2} = e\cos\theta$$

La quantité $^{e}/_{R_a} < {}^{C}/_{R}$ est très petite devant l'unité (de l'ordre de 10^{-3}).

Cette quantité peut donc négliger le terme2 $\left(\frac{e}{R_a}\sin\theta\right)^2$ devant 1.

L'épaisseur du film s'écrit alors :

$$h = C(1+\varepsilon\cos\theta) \qquad \text{(II.1)}$$

Soit sous forme sans dimensions :

$$\bar{h} = \frac{h}{C} = (1+\varepsilon\cos\theta)$$

Où l'excentricité relative $\varepsilon = {}^{e}/_{C}$ varie de 0 à 1.

Cette relation n'est valable que si C/R << 1.

- Si $\varepsilon = 0$ l'arbre et le coussinet sont coaxiaux.
- Si $\varepsilon = 1$ il y a présence d'un contact entre les surfaces de l'arbre et du coussinet.

II.4. Équation de la mécanique des fluides :[6]

L'écoulement du fluide dans l'entrefer est régit par les équations de continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

- **La loi de conservation de la masse :**

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_i}(\rho\mu_i) = 0 \qquad \text{(II.2)}$$

La loi fondamentale de la dynamique :

$$\rho\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) = \rho.f_i + \frac{\partial\sigma_{ij}}{\partial x_j} \qquad \text{(II.3)}$$

- **La loi de comportement rhéologique :**

$$\sigma_{ij} = (-p+\lambda\tau)\delta_{ij} + 2\mu\varepsilon_{ij} \qquad \text{(II.4)}$$

X_j : Les variables d'espace et de temps,

U_i : Les composantes de la vitesse, i= 1, 2,3

ρ : La masse volumique du fluide,

P: Pression hydrodynamique,

δ_{ij} : Le symbole Cronecker,

λ , μ : Coefficients de Lamé. [10]

- Le taux de dilatation cubique s'écrit

$$\tau = \frac{\partial u_1}{\partial X_1} + \frac{\partial U_2}{\partial X_2} + \frac{\partial U_3}{\partial X_3}$$

- Le tenseur des taux de déformations est donné par

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial X_J} + \frac{\partial u_j}{\partial X_I}\right)$$

Remarque :

Le régime d'écoulement étant isotherme, on ne tient donc pas compte de l'équation de conservation d'énergie. [7]

II.4.1. Les équations de Navier Stokes :[6]

II.4.1.1. Détermination des équations de Navier Stokes :

En reportant l'équation de comportement rhéologique (II.4) dans l'équation de la dynamique (II-3) et en négligeant les forces massiques extérieures, on obtient les équations de Navier qui s'écrivent :

$$\rho\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \lambda\frac{\partial^2}{\partial x_i}\frac{u_j}{\partial x_j} + \mu\left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial {x_j}^2} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_j}\right) + \frac{\partial u_j}{\partial x_j}\frac{\partial \lambda}{\partial x_i} + \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial \mu}{\partial x_j} \qquad \text{(II.5)}$$

Dans ces relations, (i) correspond à la direction considérée et (j) joue le rôle d'indice muet

A. Les équations de Navier Stokes sans dimension : (annexes A)

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial \overline{P}}{\partial \overline{x}_i} &= \overline{\mu}\frac{\partial^2 \overline{u}_i}{\partial {\overline{x}_2}^2} + \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial \overline{x}_2}\frac{\partial \overline{\mu}}{\partial \overline{x}_2} \quad (i = 1, 2\ et\ 3) \\ \frac{\partial \overline{P}}{\partial \overline{x}_2} &= 0 \end{aligned}\right\} \qquad \text{(II. 6)}$$

B. Les équations de Navier Stokes aux variables dimensionnées :

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x_1} &= \frac{\partial}{\partial x_2}\left(\mu \frac{\partial u_1}{\partial x_2}\right) \\ \frac{\partial p}{\partial x_2} &= 0 \\ \frac{\partial p}{\partial x_3} &= \frac{\partial}{\partial x_2}\left(\mu \frac{\partial u_3}{\partial x_3}\right) \end{aligned}\right\} \qquad (II.7)$$

II.4.2. Représentation de l'équation de Reynolds :

II.4.2.1. Hypothèses relatives à l'équation de Reynolds : [14]

L'équation de Reynolds décrit l'écoulement laminaire d'un fluide entre deux parois très proches l'une de l'autre pouvant être en mouvement. Les hypothèses simplificatrices qui conduisent à l'équation de Reynolds sont rappelées par Frêne et al

- L'épaisseur du film h est très faible devant les autres dimensions du contact, c'est l'hypothèse fondamentale de la lubrification hydrodynamique.
- Le milieu est continu c'est à dire qu'il n'y a pas de discontinuité du lubrifiant,
- l'équation de Reynolds ne s'applique pas dans les zones où il y a rupture du film.
- Le fluide est newtonien : il y a proportionnalité entre le taux de cisaillement et les contraintes de cisaillement dans le film.
- Le régime est laminaire.
- L'une des surfaces de contact est parfaitement plane et ne présente pas de rugosité, ce qui permet de placer l'origine des axes sur cette surface. Cependant l'autre surface a une courbure partout négligeable.
- Absence de glissement entre le fluide et les parois du contact: la vitesse du fluide à la paroi est égale à celle de la paroi. C'est la condition d'adhérence.
- Les forces d'inertie sont négligeables vis à vis des forces visqueuses à cause de la petitesse de l'épaisseur du film fluide, ce qui peut ne pas être toujours vérifié.
- Les forces volumiques extérieures sont négligées devant les forces dues au gradient de pression.
- La viscosité, la température et la masse volumique du fluide ne varient pas à travers l'épaisseur du film et dans le temps.

Ces hypothèses sont assez restrictives, cependant il existe des formes plus générales de l'équation de Reynolds.

II.4.2.2. Equation de Reynolds généralisée : [15]

L'étude de la lubrification d'un palier nécessite l'application des diverses hypothèses relatives à le mécanique des films minces visqueux. En supposant le coussinet fixe et l'arbre animé d'une vitesse angulaire de rotation ω, l'´écriture de cette équation dans un repère cartésien nous conduit à la formule suivante.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)=\frac{U}{2}\frac{\partial h}{\partial x}+\frac{\partial h}{\partial t} \qquad (\text{II.8})$$

Les conditions aux limites sur la pression sont assez simples : on suppose que la pression de référence est la pression atmosphérique. La pression dans les sections d'entrée et de sortie du film est considérée égale `à la pression d'alimentation et celle des bords du palier égale à la pression atmosphérique.

Avec :

x: La position autour de la circonférence d'un point donné.

z : La position dans la direction axiale de ce point

μ : La viscosité dynamique du lubrifiant qui est considérée constante dans tout le film.

h : L'épaisseur de film.

P : La pression dans le film lubrifiant.

U1, U2, V1: Sont les vitesses intérieure et extérieure.

II.4.3. Conditions aux limites : [6]

Pour un palier hydrodynamique en fonctionnement stationnaire, trois types de conditions aux limites ont été successivement définis (figure II.3).

II.4.3.1. Conditions de Sommerfeld :

Sommerfeld, en 1904, suppose que le film lubrifiant est continu et qu'il n'y a pas de rupture du film.

Dans ces conditions la distribution de pression est antisymétrique par rapport au point πθ= et le lieu du centre de l'arbre dans le coussinet est une droite normale à la direction de charge.

Ces conditions aux limites ne sont valables que pour les paliers fonctionnant à de très faibles charges ou avec des pressions d'alimentation très élevées. Dans le cas contraire des pressions négatives apparaissent dans le film, ce qui est physiquement inacceptable.

II.4.3.2. Conditions de Gümbel ou semi Sommerfeld :

Gümbel en 1914, à la suite des travaux de Sommerfeld, propose comme conditions aux limites :

$$p(\theta \neq 0, z) = 0$$

$$p(\theta = \pi, z) = 0$$

$$\phi p(\theta, z) = 0 - (-si) - (-\pi < \theta < 2\pi)$$

Cela revient à négliger, dans la solution de Sommerfeld les pressions négatives.

Ces conditions impliquent une discontinuité dans l'écoulement au point=.

Elles ne sont pas acceptables physiquement mais sont utilisées dans le cas de l'approximation du palier court.

II.4.3.3. Conditions dites de Reynolds :

Ces conditions, proposées indépendamment par Swift en 1932 et par Steiber en 1933, respectent la continuité du débit et supposent que pour une abscisse inconnue, la pression et le gradient de pression s'annulent.

$\phi p(\theta = 0, z) = 0 \quad et \quad p(\theta = \theta_s, z) = 0$

$\phi \dfrac{\partial p}{\partial \theta}(\theta = \theta_s, z) = 0 \quad et \quad p(\theta, z) = 0 - (-si) - (\theta_s) < 2\pi$

On distingue ainsi deux régions dans le palier :

- une région active où la pression est positive et le film complet, pour des valeurs de θ comprises entre 0 et θ_s
- et une région inactive à pression nulle et dans laquelle en régime dynamique, peut apparaître de la cavitation, pour $\theta_s < \theta < 2\pi$

.

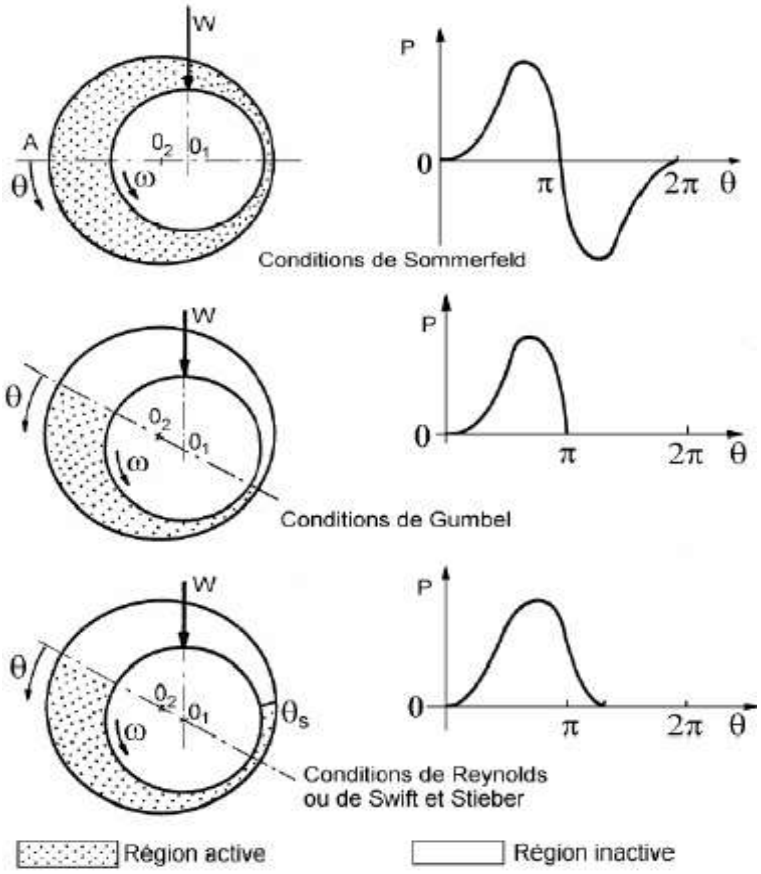


Figure II.4 : Illustration des conditions aux limites dans un palier. [6]

II.5. Conclusion :

L'étude de lubrification est principalement basée sur la résolution d'équation de Reynolds qui peuvent être utilisées pour la prédiction du comportement HD des paliers lisses. Ces équations permettent de calculer la répartition de pression.

La résolution est faite à l'aide des méthodes des différences finies ou des éléments finis en utilisant le logiciel du l'ANSYS-CFX.

La simulation de la lubrification dans les paliers lisses sera traité dans le chapitre suivant.

Chapitre III :

Etude

Numérique

III.1 Introduction :

L'étude numérique dans nos jours est très importante et très économique, c'est une simulation très réelle et rapide pour résoudre les problèmes technologiques.

Dans ce chapitre, nous présentons un logiciel numérique connu par le nom ANSYS-CFX.

ANSYS est parmi les premiers éditeurs mondiaux dans le domaine du calcul par éléments finis. Les outils proposés permettent de résoudre les problèmes de validation produits de manière efficace et d'optimiser le processus de conception (gain de temps).

III.2. Présentation du logiciel :

III.2.1. Définition de logiciel :

ANSYS, Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique crée en 1970 à Canonsburg. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés. La société possède de nombreuses filiales à travers le monde, notamment en Europe et en Asie. [16]

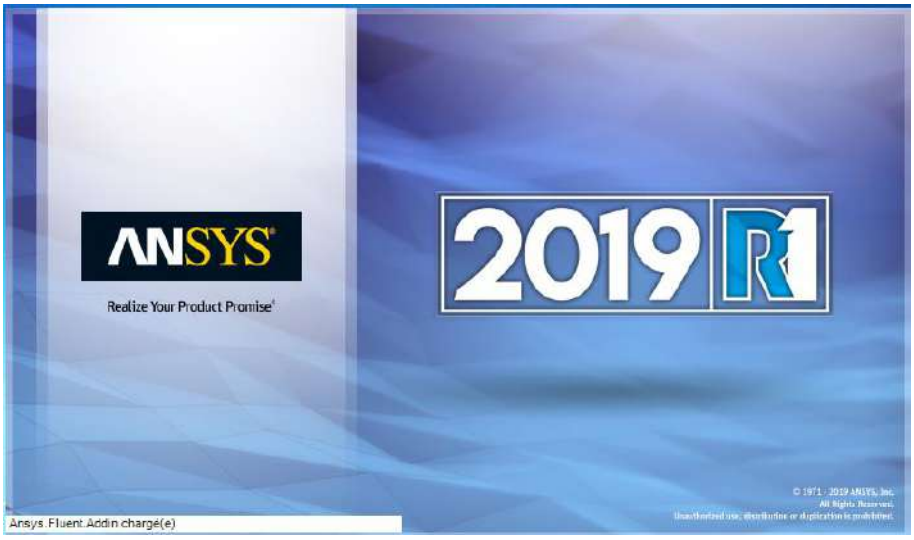


Figure III.1 : Photographe représentera le symbole de logiciel ANSYS.

III.2.2. Aspects techniques :

III.2.2.1. principaux produits : [16]

ANSYS Structural : Ce produit permet d'effectuer des simulations mécaniques en calcul de structures. Ses principales capacités sont :

- l'analyse statique
- l'analyse modale
- l'analyse harmonique (réponse forcée)

- l'analyse temporelle
- la gestion de différentes situations non-linéaires (contacts, plasticité matériaux, grands déplacements ou grandes déformations).

ANSYS Mechanical : Ce produit dispose des mêmes capacités qu'ANSYS structural, en y ajoutant notamment un solveur thermique, avec modélisation du rayonnement.

ANSYS CFX et **Fluent** : Ces deux logiciels permettent d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides. Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la R&D à travers le monde. Il est souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface dans le domaine. De la modélisation fluide. Il dispose d'une interface de scripts pour automatiser les processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généralise, est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides : écoulement diphasiques, turbulence, combustion, transport de particules, écoulements en milieux poreux, maillages mobiles et spatiaux peuvent être modifiés pour améliorer la convergence.

ANSYS AUTODYN et **ANSYS LS-DYNA** : Ces logiciels possèdent des solveurs utilisant les formulations explicites des équations à résoudre, contrairement aux produits précédemment cités. Leur domaine d'application est réservé aux modélisations mettant en jeu des situations mécaniques aux très larges déformations.

ANSYS Electromagnetics et **Ansoft** : Ce produit permet de résoudre des modélisations mettant en jeu des phénomènes électromagnétiques.

- **ANSYS Multiphysics** : Ce produit rassemble l'ensemble des capacités d'ANSYS en matière de simulation numérique implicite.

III.2.2.2. Environnements logiciels : [16]

Deux environnements logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYS :

- **ANSYS Classic** : Chronologiquement, c'est la première solution logicielle développée par le constructeur. Elle est destinée à la construction de modèles éléments finis à la géométrie simple, facilement constructible à l'aide d'opérations basiques. À partir de cet environnement, l'utilisateur construit directement un modèle éléments finis en utilisant le langage de script APDL *(ANSYS Parametric Design Language*). ANSYS classic est donc destiné à des utilisateurs compétents dans le domaine de la simulation numérique.
- **ANSYS Workbench** : Cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement

adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plate forme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

III.3. Méthode de Calcul :

Dans ce projet, nous utilisons ANSYS CFX-19.0 pour résoudre le problème des paliers hydrodynamique. Ceci est un petit exemple pour utiliser le programme et certaines des étapes importantes qui nous suive.

III.3.1 Présentation du logiciel CFX 19.0 :

CFX est un logiciel général de simulation numérique d'écoulement en mécanique des fluides, il permet de fournir l'exactitude, la fiabilité, la vitesse et la flexibilité dans des domaines d'écoulements potentiellement complexes. Le logiciel CFX intègre cinq modules principaux qui sont liés entre eux par le déroulement des informations du problème étudié pour une analyse CFD (computational fluid dynamic). Ce logiciel permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète, passant par les étapes suivantes :

Le logiciel CFX est divisé en 5 modules : design modeler, Mehring, CFX –pré, CFX-solve et CFX- post. Chaque module a une utilisation bien spécifique.

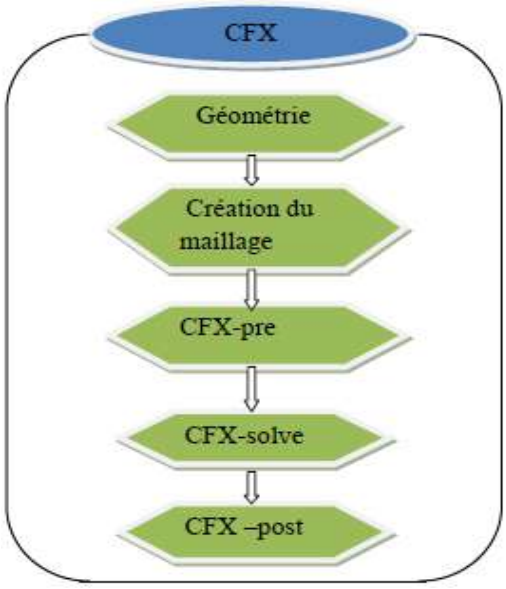


Figure III.2 : Les modules principaux du CFX-19.0.

III.3.1.1. Menu principal du logiciel ANSYS Workbench :

L'ouverture du logiciel fait apparaitre le menu principal présenté ci-dessous :

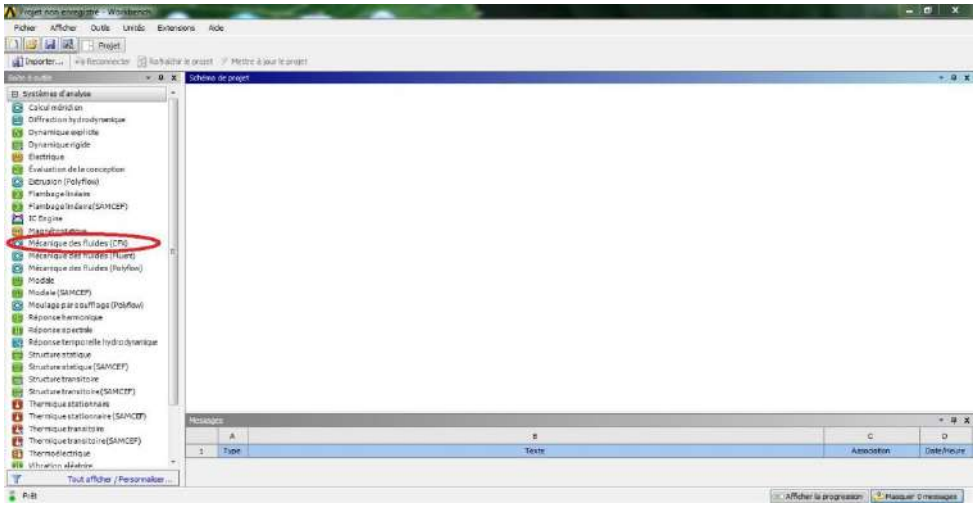


Figure III.3: Ouvrir l'analyse mécanique des fluides (CFX).

La barre d'outils Toobox vous donne accès à plusieurs systèmes d'analyse .Pour débuter une analyse statique, fluid flow (CFX) et glisser dans Project Schematic.

III.3.1.2. Module de création géométrique :

Le logiciel Design Modeler est conçu pour être utilisé en tant qu'éditeur géométrique de modèles de CAO existant. Il s'agit d'un logiciel de modélisation volumique paramétrique basé sur les fonctions technologiques, qui permet de dessiner rapidement et aisément des esquisses, de modéliser des pièces en 3D ou de télécharger des modèles de CAO pour prétraitement par la méthode des éléments finis.

- Double clic sur Géométrie pour ouvrir le module de création géométrique.

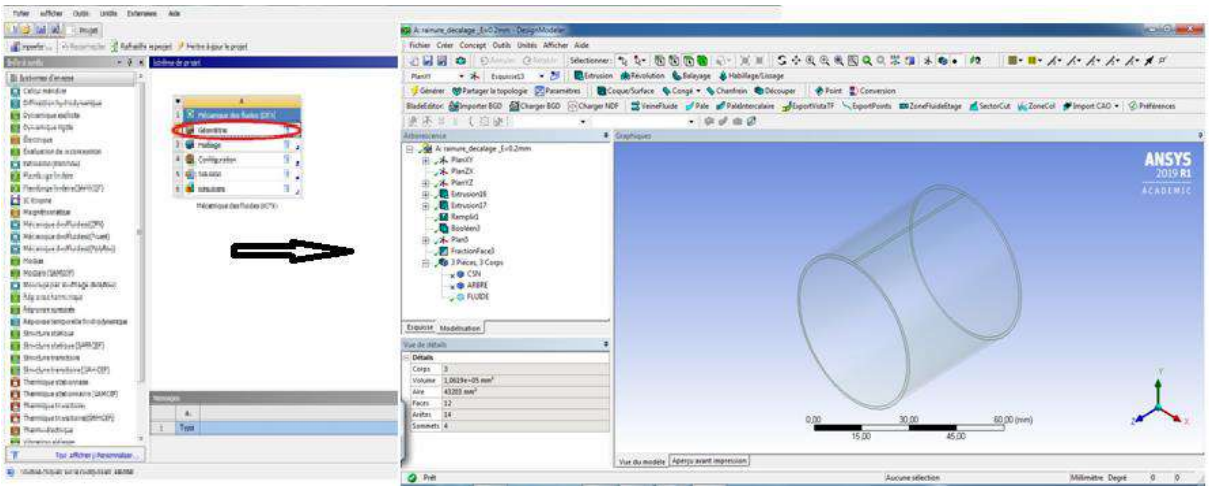
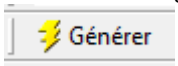


Figure. III.4 : Interface graphique du module géométrie.

III.3.1.3. Maillage :

Un maillage est la discrétisation spatiale d'un milieu continu, ou aussi, une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. L'objet d'un maillage est de procéder à une simplification d'un système par un modèle représentant ce système et éventuellement son environnement (le milieu), dans l'optique de simulations de calculs ou de représentations graphiques.

- Double clic sur maillage pour ouvrir le module de maillage.
- Comme l'étape précédente est validée, cela ouvre directement le logiciel de maillage ANSYS Meshing et charge la géométrie. On clique sur 

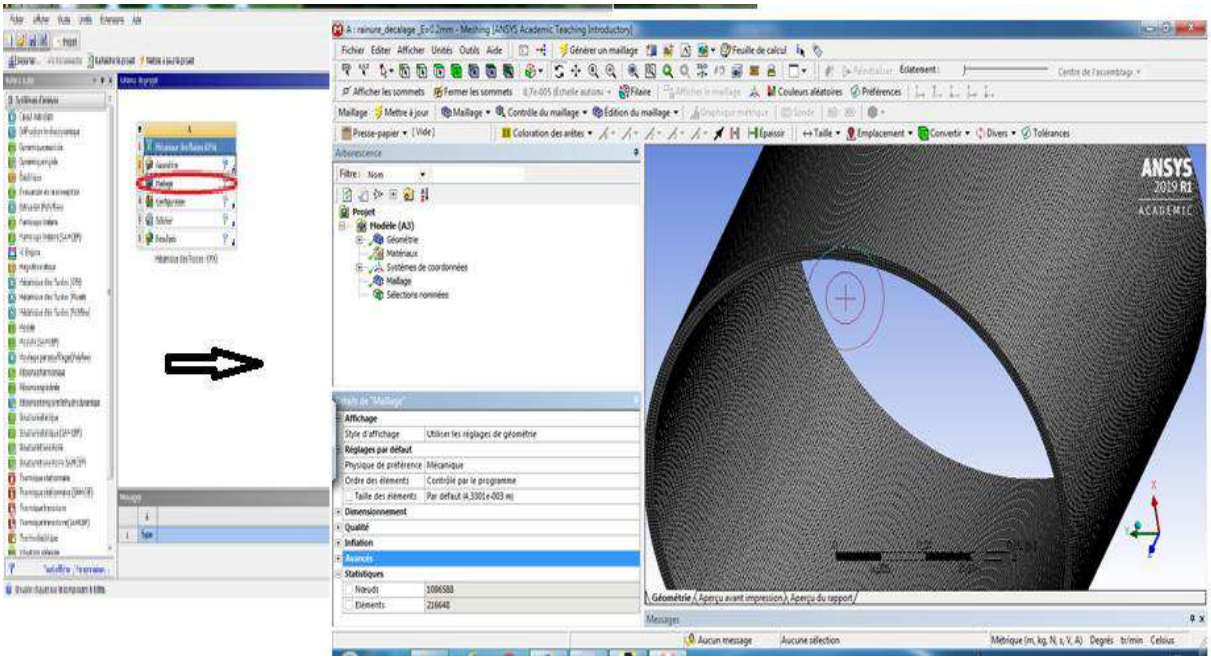


Figure III.5 : Interface graphique du module meching.

III.3.1.4. Configuration:

Il permet au premier lieu d'importer le maillage de la géométrie étudiée, construit par le module **CFX–BUILD** ou l'importer à partir d'un autre logiciel (DAO).

Le module CFX-pré permet aussi de définir les conditions initiales et aux limites du problème étudié, ainsi les équations à résoudre, le type de résolution (régime laminaire, turbulent, stationnaire ou transitoire), les paramètres du solver tel que : le pas de temps de calcul, le nombre d'itération, critère de convergence ainsi que la nature du fluide.

Les conditions aux limites sont de cinq types : *inlet, outlet, opening, wall* et *symet.*

- Condition de type *inlet* est utilisée dans le cas d'un écoulement entrant à l'intérieur du domaine.
- Condition de type *outlet* est utilisée dans le cas d'un écoulement sortant vers l'extérieur du domaine.
- Condition de type *opening* est utilisée dans le cas d'une méconnaissance de nature de la direction d'écoulement.
- Condition de type *wall* est attribuée aux parois imperméables à l'écoulement.
- Condition de type *symet* est utilisée dans le cas d'existence d'un plan de symétrie.

Une fois tous les paramètres définis, CFX-pre génère un fichier (.def) qui contient toutes les informations relatives au maillage, aux conditions aux limites et initiales, ce fichier va être la base de travail du solver.

- Double clic sur configuration pour ouvrir le module CFX-pre.

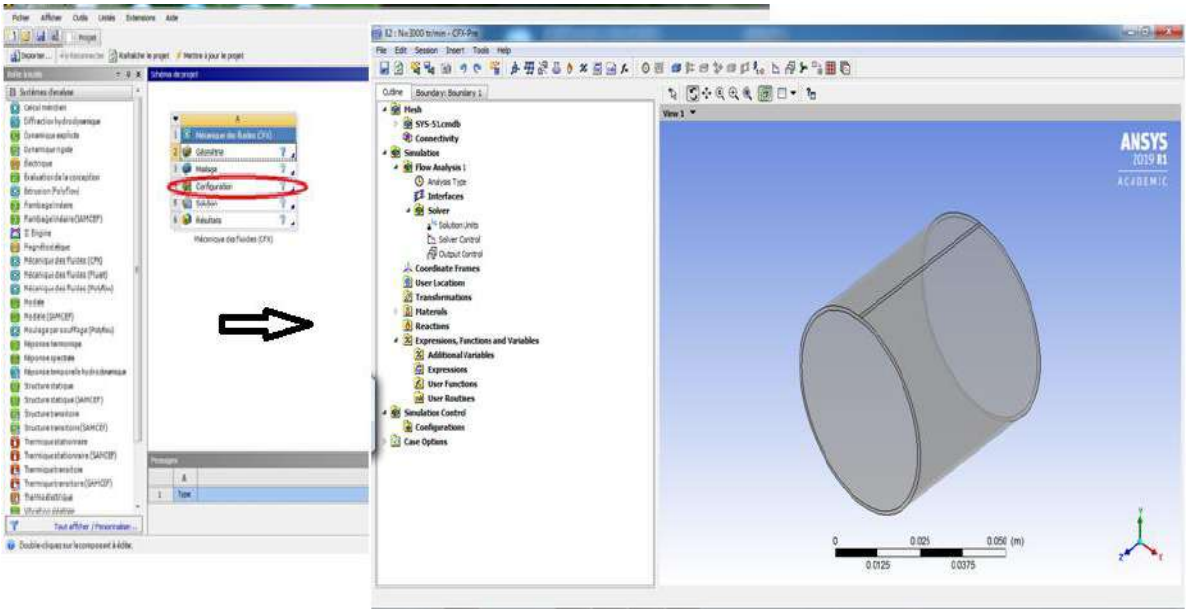


Figure III.6: Interface graphique du module CFX-pré.

Tout d'abord, nous sélectionnons le fluide que nous allons étudier et déterminons ses caractéristiques en appuyant sur : Matériaux » Insert » matériel.

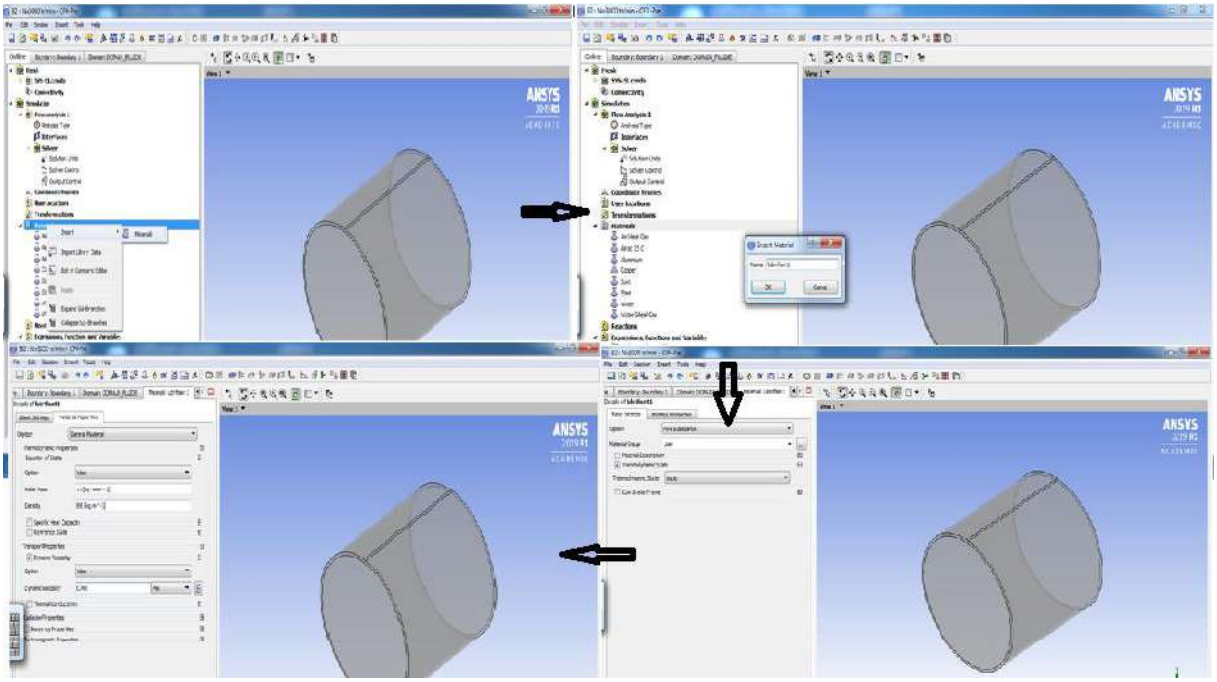


Figure III.7: Insérer un lubrifiant.

En suite, nous spécifions le nom du fluide et appuyez sur ″ ok″.

Deuxièmement, nous incluons un domaine en appuyant sur :

Flow analysis » Insert » domain nous avons été nommés ″ Fluide ″ et appuyez sur ″ok″.

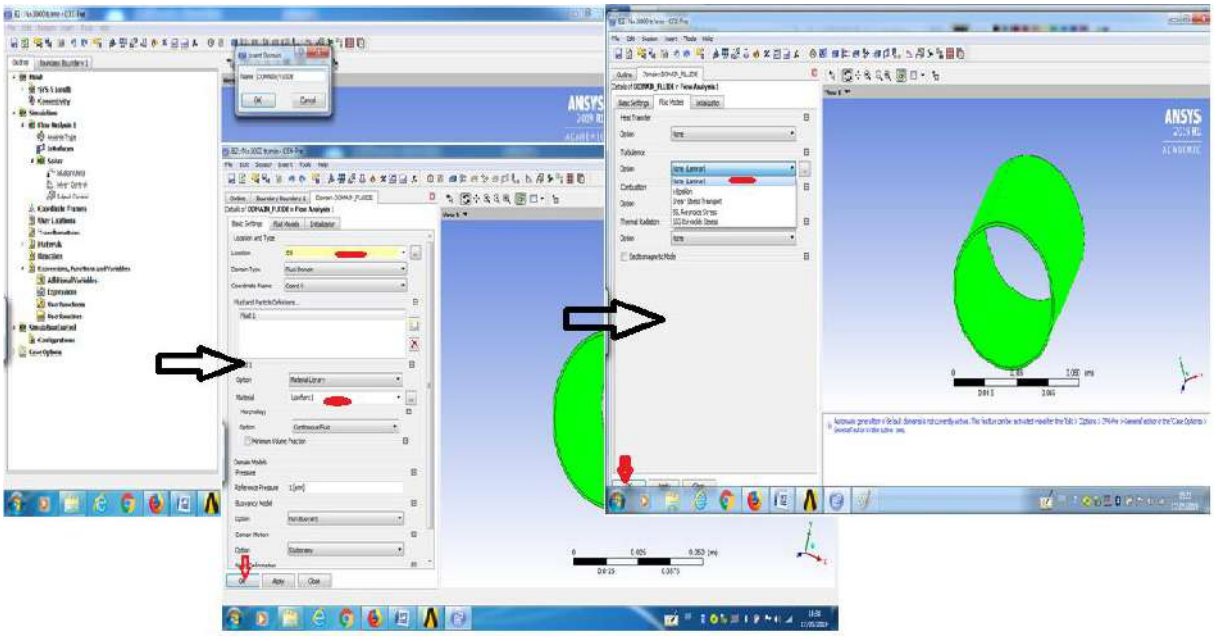


Figure III.8: Création domaine fluide.

Les conditions aux limites sont de 4 type : INLET, OUTLET, WALL-CSN, WALL – ARBRE

La condition aux limites de type WALL-ARBRE est tourner avec vitesse constante. Pour déterminer cette condition, nous cliquons sur :

- Insert » boundary et puis nous appelons "wall-arbre". En suite, nous choisissons "Basic setting " pour identifier les zones de destination. "boundary details´ pour identifier la valeur de vitesse d'arbre.

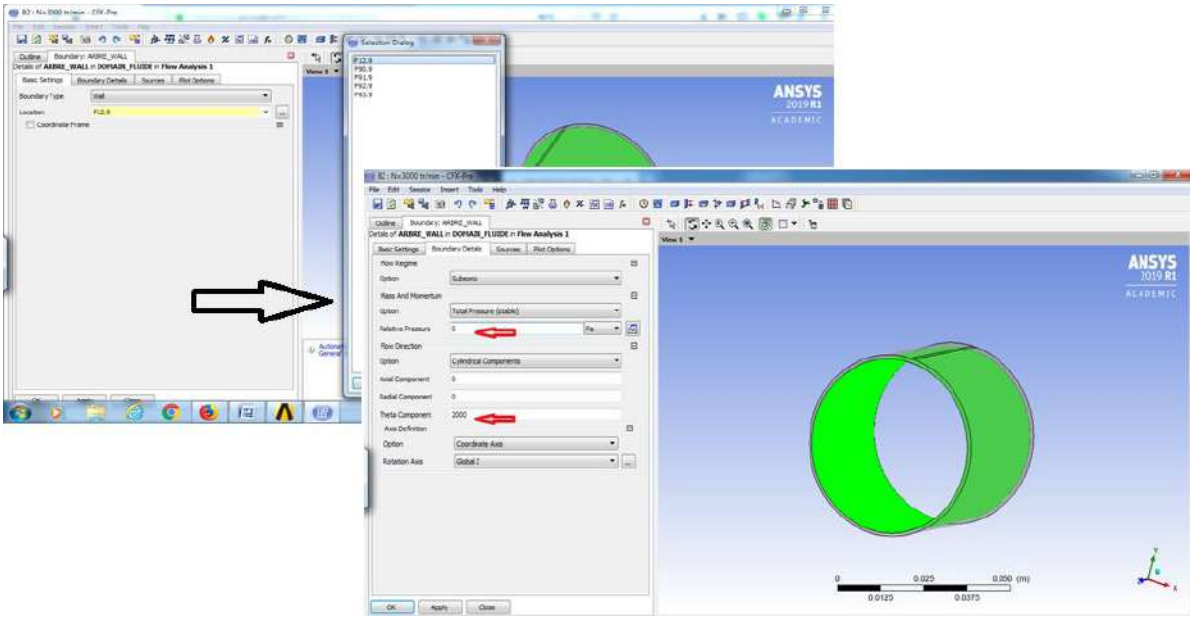


Figure III.9: Création condition limite wall_arbre.

Et appuyez sur "Apply".

La condition aux limites de type WALL est attribuée aux parois imperméables à l'écoulement.

Pour déterminer cette condition, nous cliquons sur :

- Insert » boundary et puis nous appelons "wall" en suite, nous choisissons :
- "Basic setting " pour identifier les zones de destination.

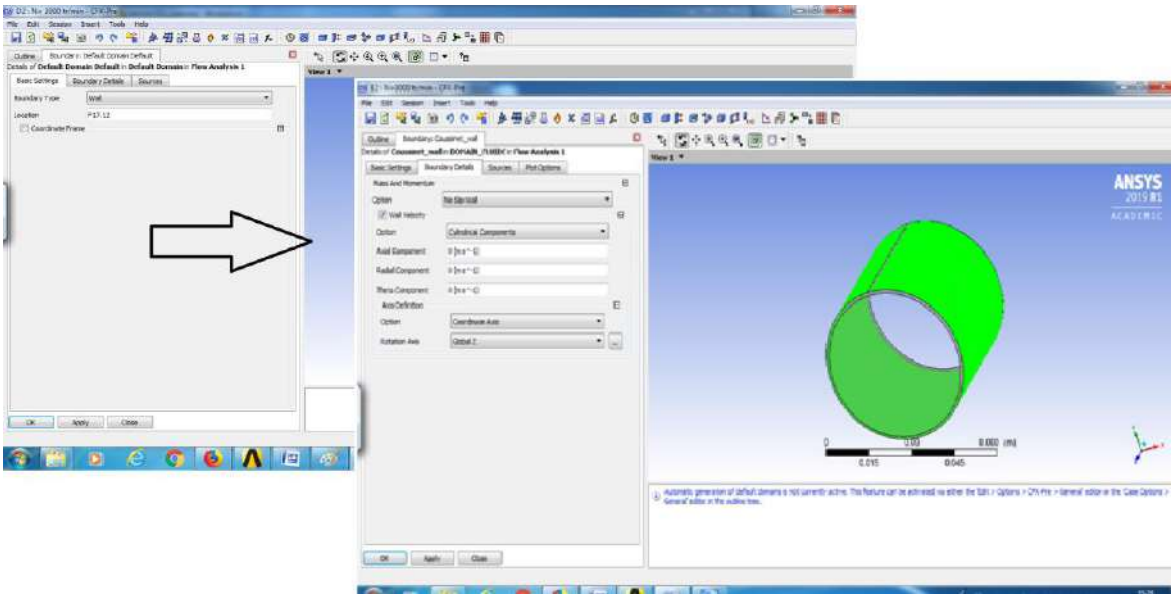


Figure III.10: Création condition limite wall_csn.

Les conditions de type INLET sont utilisées dans le cas d'un écoulement entrant à l'intérieur du domaine, afin de déterminer cette condition, nous cliquons sur :

- Insert » boundary et puis nous appelons "Inlet" en suite, nous choisissons

  "Basic setting " pour identifier les zones de destination, "boundary détails" pour identifier la valeur de pression relative.

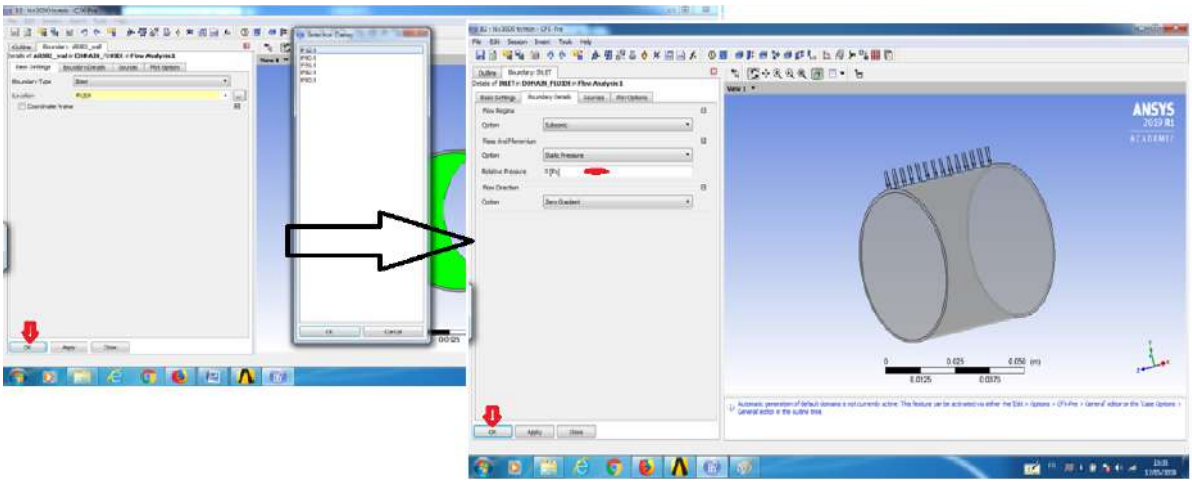


Figure III.11: Création condition limite inlet.

Et appuyez sur "Apply".

Les conditions de type OPENING sont utilisées dans le cas d'un écoulement sortant à l'extérieur du domaine.

Pour déterminer cette condition, nous cliquons sur :

- Insert » boundary et puis nous appelons "OPENING" en suite, nous choisissons :

  "Basic setting " pour identifier les zones de destination, "boundary details" pour identifier la valeur de pression relative.

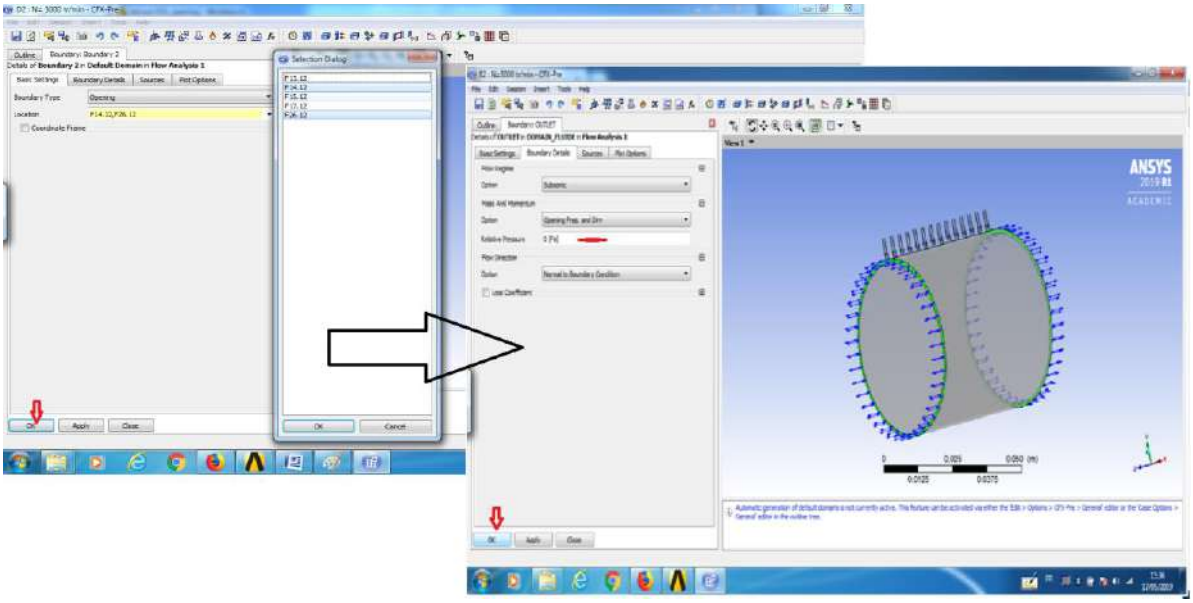


Figure III.12 : Création condition limite opening

Et appuyez sur "Apply".

III.3.1.5. Solution (CFX- Solver) :

Le module CFX-solver permet de résoudre les équations de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier-Stokes équations*) dans chaque maille modélisant le problème physique étudié. Dans le calcul d'une résolution en régime permanent, le calcul se poursuit jusqu'à ce que le nombre maximal d'itération demandé par l'opérateur est atteint, et en satisfaisant le critère de convergence.

- Double clic sur solution pour ouvrir le module CFX-Solver.

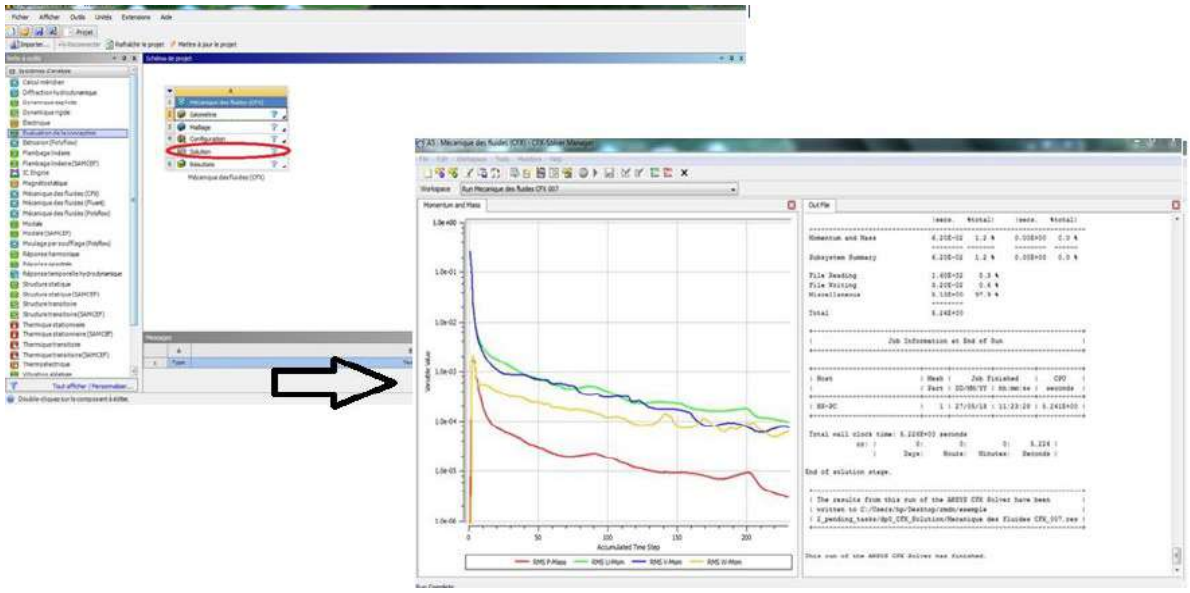


Figure III.13: Interface graphique du module CFX-Solver.

III.3.1.6. Résultat (CFX- post) :

Le module CFX-post est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats. Il permet d'appliquer des textures sur la géométrie, de visualiser des contours.

- Double clic sur résultats pour ouvrir le module CFX-Post.

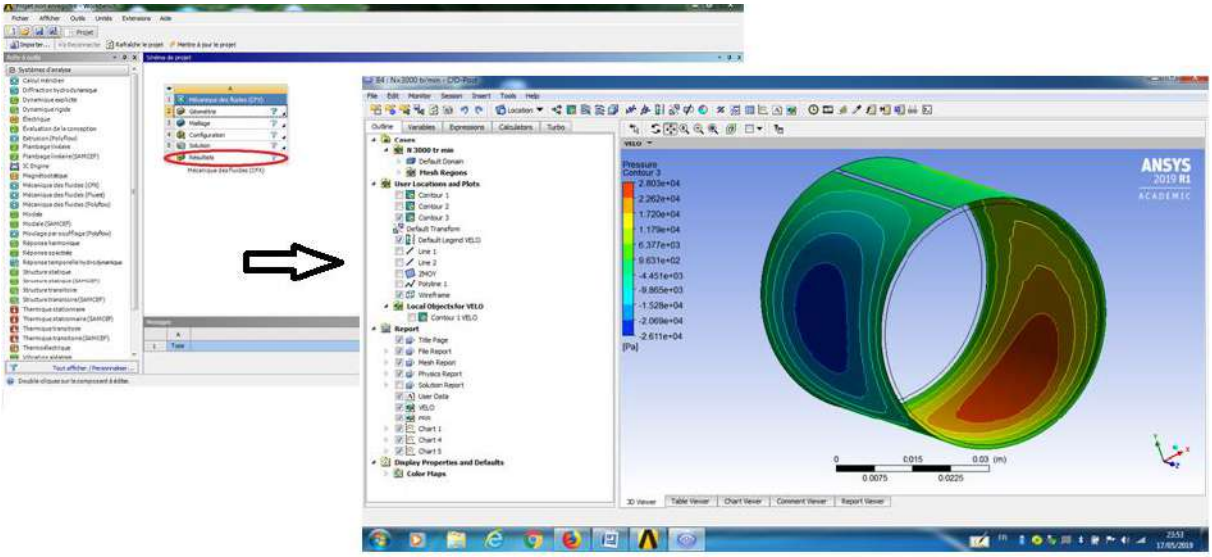


Figure III.14: Interface graphique du module CFX-Post.

III.4. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté le logiciel ANSYS CFX-19 ainsi que les étapes importantes pour résoudre un problème de lubrification hydrodynamique.

Chapitre IV :

Résultat Et Discussion

IV.1. Introduction :

L''étude théorique traité dans le chapitre précédent d'un palier lisse nous a permis la réalisation d'une simulation en ANSYS-CFX basé sur l'approche numérique. Dans les trois cas proposés qui sont un palier semi-court, un palier de longueur finie et un palier long. On compare les contours du champ de pression pour différents excentricités ε = 0.2, 0.5 et 0.8.

Cette simulation permet de déterminer les performances hydrodynamiques du palier lisse lubrifié par un fluide newtonien, elle permet de :

- Déterminer les variations de la pression en fonction du rapport L/D et l'excentricité ε, ce sont les deux paramètres les plus importants dans la conception des paliers ;
- étudier l'influence de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de l'excentricité relative, ainsi l'étude de l'influence des paramètres morphologique (viscosité) du fluide lubrifiant sur la répartition du champ de pression du palier lisse pour différentes valeurs d'excentricité relative.

IV.2. Propriétés de matériaux :

Le matériau constituant le coussinet est généralement le cuivre. Le tableau ci-dessous représente les propriétés physique et mécanique d'un palier [3] :

Paramètre	Valeur		Unité
La viscosité du lubrifiant	$\mu = 0.028$		Pa. S
La masse volumique du lubrifiant	$\rho = 860$		kg/m^3
La vitesse de rotation	N = 1000, N =1500, N = 2000, N = 2500		tr/min
La longueur du palier	L = 0.05, L = 0.1, L = 0.15		M
Le diamètre de l'arbre	$D = 2R_a = 0.976$		M
Le jeu radial	$C = 1{,}2.10^{-4}$		M
Le diamètre du coussinet	$D = 2R_c = 0.1$		M
Maillage	Nœuds	Eléments	
	147870	101178	
Type de Lubrifiant	ISO VG 32		

Tableau. IV.1 : Caractéristiques de palier et de lubrifiant. [3]

On utilise ces valeurs pour tous les exemples pour faciliter la comparaison.

IV.3. Critères de convergence :

La convergence d'une grandeur est obtenue si la différence relative entre deux itérations successives est inférieure à un critère de convergence qui est présenté, dans le cas étudié, le critère de convergence est présenté dans le tableau (IV.2) :

Grandeur	Différence relative	Critère de convergence
Pression	ΔP/P	10^{-6}

Tableau IV.2 : Critère de convergence.

IV.4. Application :

Afin d´étudier les effets du champ de pression sur les caractéristique des paliers lisses de rapport L/D = 0.5, 1 et 1.5. Les calculs ont été faits pour trois valeurs d'excentricités (ε = 0.2, 0.5 et 0.8) dans l'analyse du champ de pression hydrodynamique. Nous allons tout d'abord fixer les surfaces extérieures du palier (on considère un palier encastré dans une structure rigide).

Pour obtenir les résultats des champs des pressions sur les paliers de rapport longueur/diamètre = 0.5, 1 et 1.5,

Palier	d (mm)	D (mm)	L (mm)
1	99.76	100	50
2	99.76	100	100
3	99.76	100	150

Tableau IV.3 : Type paliers.

Pour chaque palier, on étudié trois les trois cas ci-dessous :

Cas	E (µm)	C (µm)	ε
1	24	120	0.2
2	60	120	0. 5
3	96	120	0.8

Tableau IV.4: Caractéristiques des essais.

IV.5. Répartition de la pression dans le fluide :

IV.5.1. Influence de l'excentricité sur la répartition de la pression du fluide dans le Palier :

Nous avons varié la couche portante de fluide entre une valeur minimale ε= 0.2 et la valeur maximale ε = 0.8 pour N=2000 tr/min et Pe = $0.03.10^6$[Pa].

IV.5.1.1. Palier semi-court L/D= 0.5 :

Dans ce type de palier, on pose l'hypothèse d'un palier semi-court ou le gradient de pression circonférentiel négligeable devant le gradient de pression axiale, ce qui simplifie considérablement les calculs, en pratique, cette hypothèse reste valable pour rapport L/D = 0.5 (sauf le calcul de pression).

On distingue trois cas :

- Pour un palier faiblement chargé ε =0.2 :

Le schéma ci-dessous représente les contours du champ de pression d'un palier semi-court ou l'excentricité est petite avec ε =0.2.

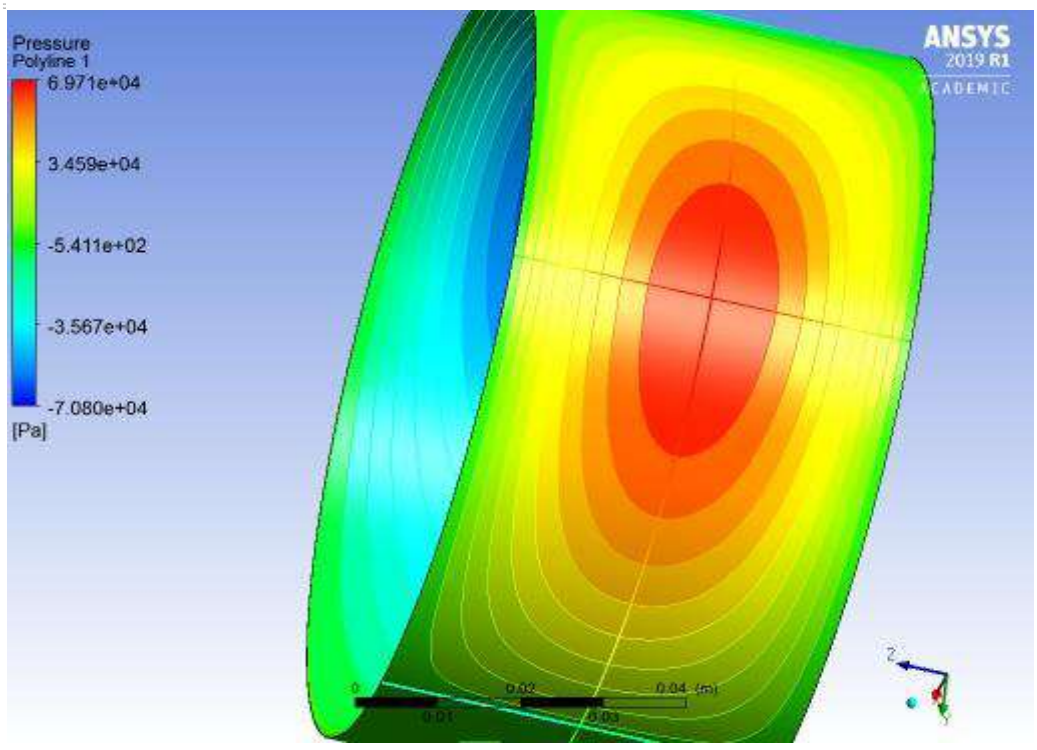


Figure IV.1 : Schéma de pression du palier semi-court faiblement charger.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale :

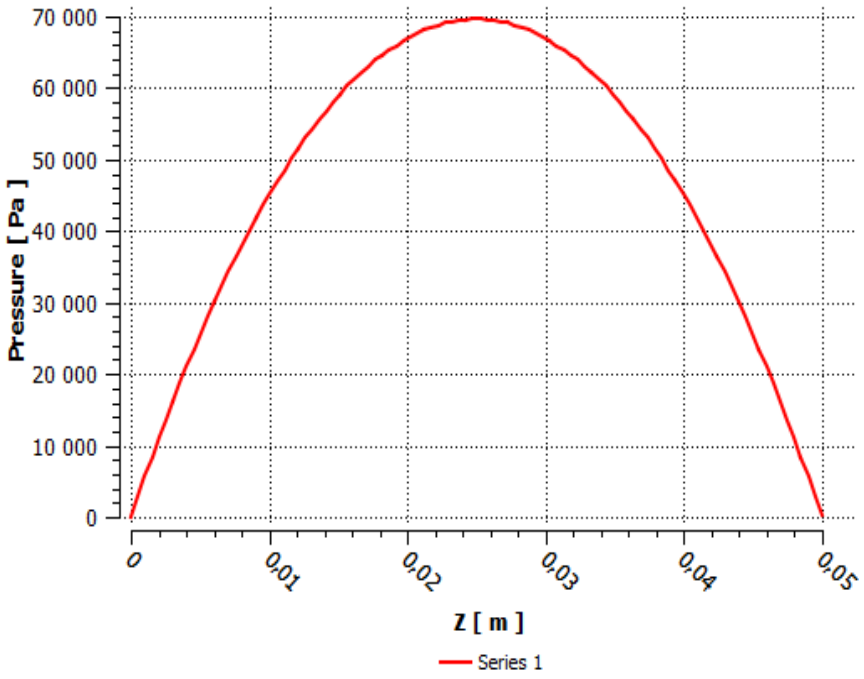


Figure IV.2: Champ de pression axiale maximale d'un palier semi-court faiblement chargé.

La représentation graphique du champ de pression à milieu de palier :

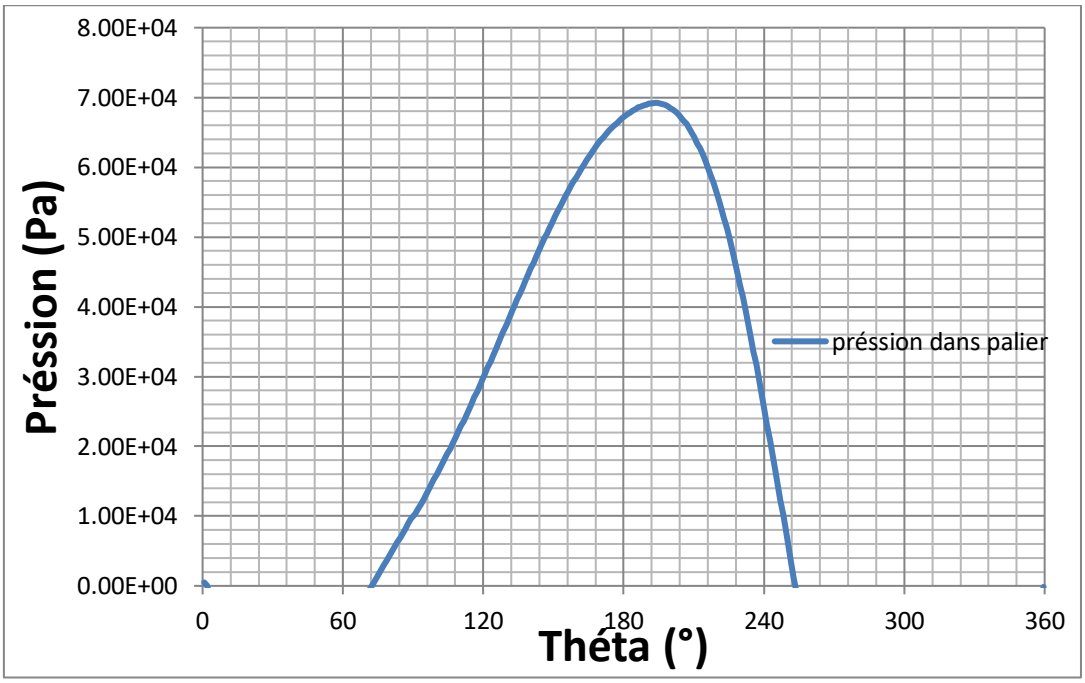


Figure IV.3 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier semi-court faiblement chargé.

- Pour un palier moyennement chargé (ε = 0.5):

Le schéma ci-dessous représente les contours du champ de pression d'un palier semi-court Pour ε=0.5 sois disant l'excentricité est moyenne :

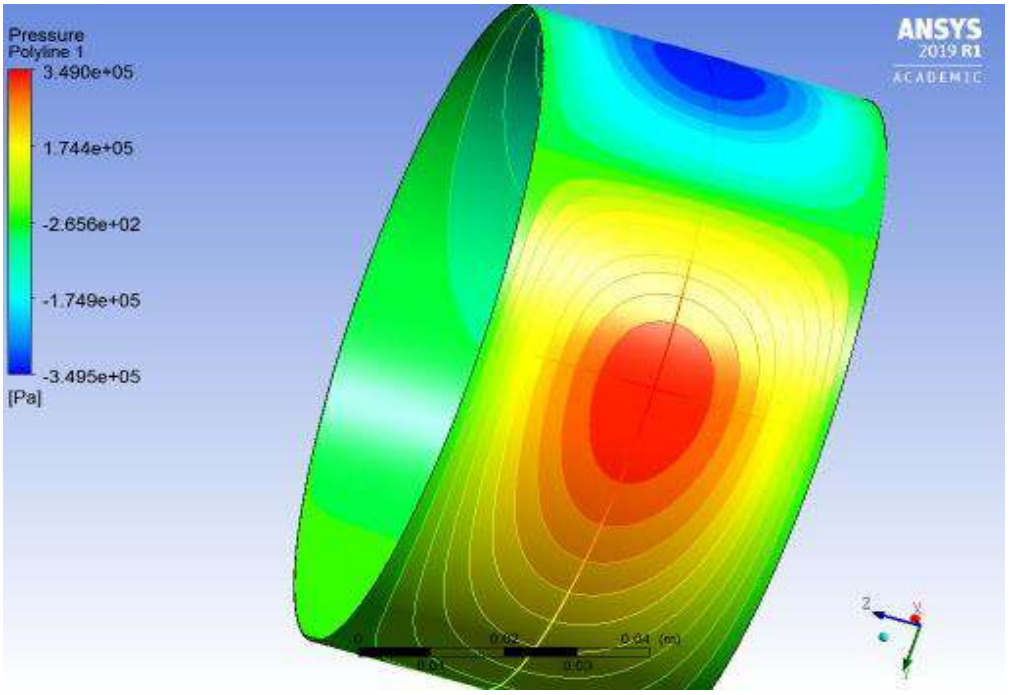


Figure IV.4: Schéma de pression du palier semi-court moyennement chargé.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale :

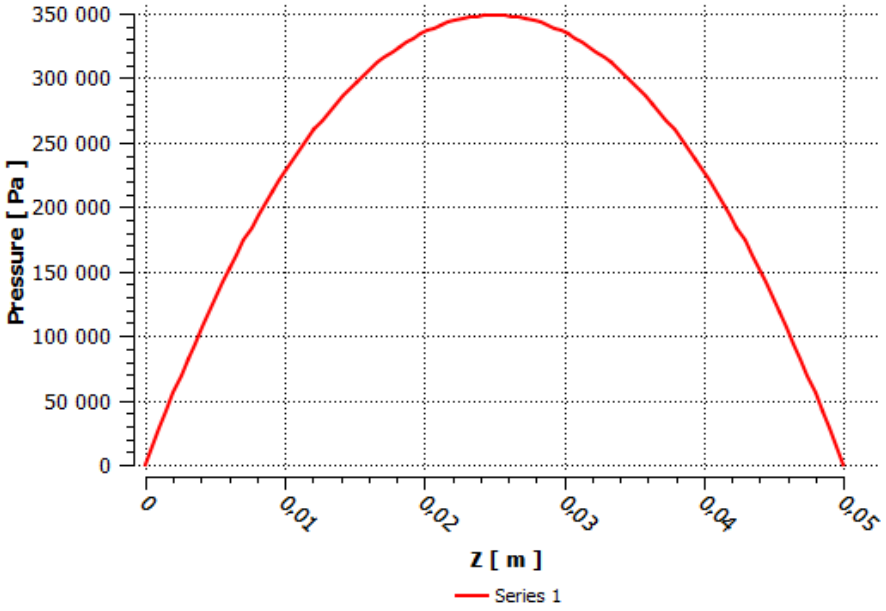


Figure IV.5 : Champ de pression axiale d'un palier semi-court à charge moyenne.

La représentation graphique du champ de pression à milieu de palier :

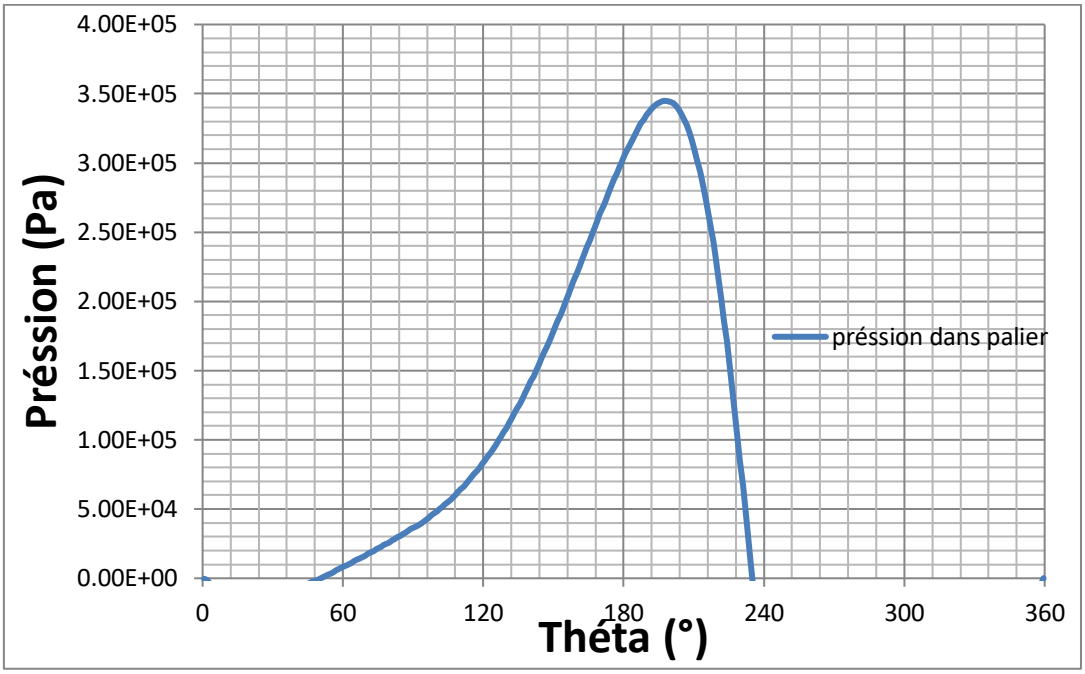


Figure IV.6 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier semi-court moyennement charger.

- Pour un palier fortement chargé (ε = 0.8) :

Le schéma ci-dessous représente les contours du champ de pression d'un palier semi-court.

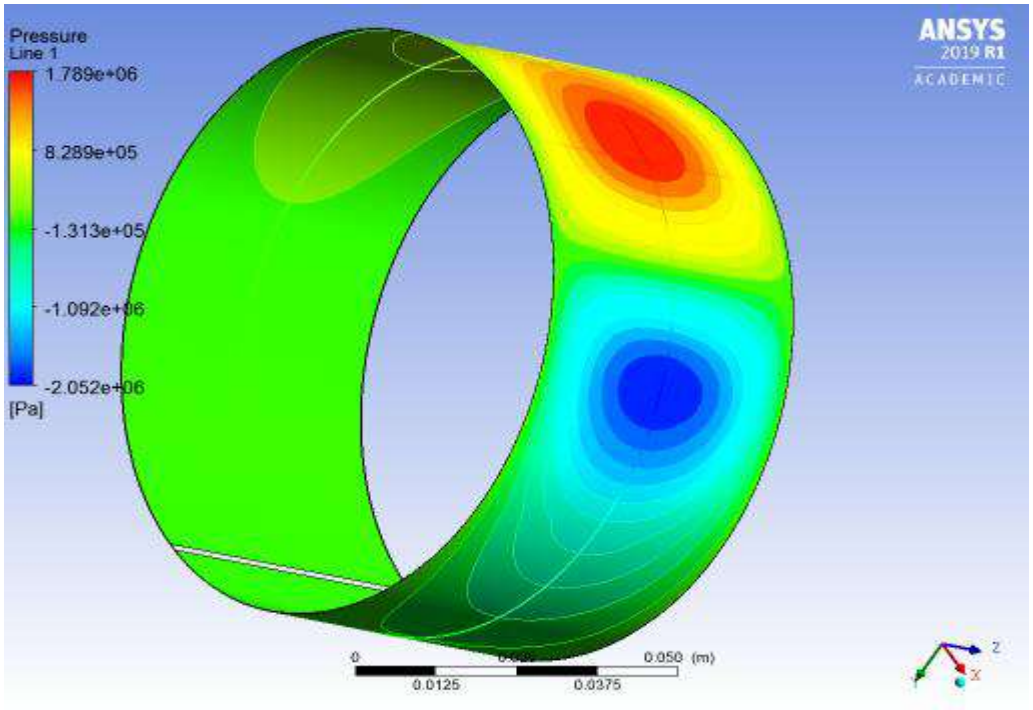


Figure IV.7: Schéma de pression du palier semi-court fortement chargé.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale :

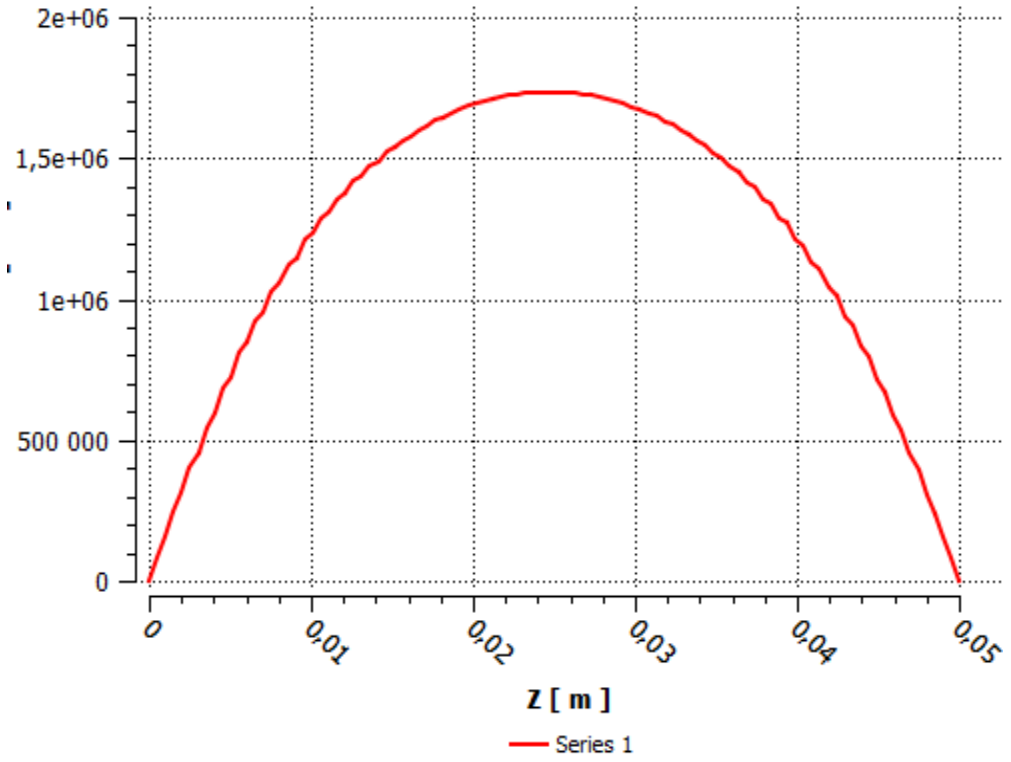


Figure IV.8 : Champ de pression axiale d'un palier semi-court fortement charger.

La représentation graphique du champ de pression à milieu de palier :

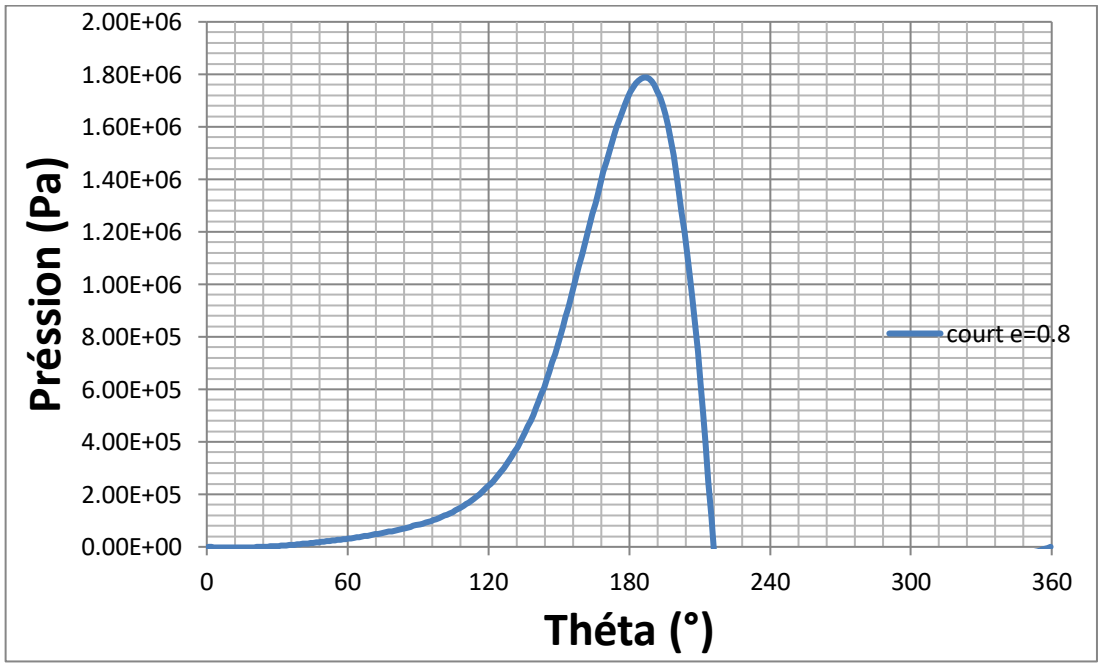


Figure IV.9 : Variation de la pression dans le plan médian du palier semi-court fortement chargé.

a) Discussion des résultats :

Dans les **Figures IV.2, 5, 8** nous avons présenté le champ de pression hydrodynamique dans le cas d'un palier lisse circulaire semi-court L/D = 0.5 et cela pour des excentricités relative égale 0.2, 0.5 et 0.8, On remarque que la pression est toujours élevée au milieu du palier.

Dans les **Figure IV.3, 6, 9** nous avons présenté le champ de pression hydrodynamique au milieu d'un palier semi-court. On remarque que la pression augment lorsque l'épaisseur du film lubrifiant se diminuant. Il est évident que la pression varié comme θ (cos θ) ; elle est positive pour θ ϵ [0, π]

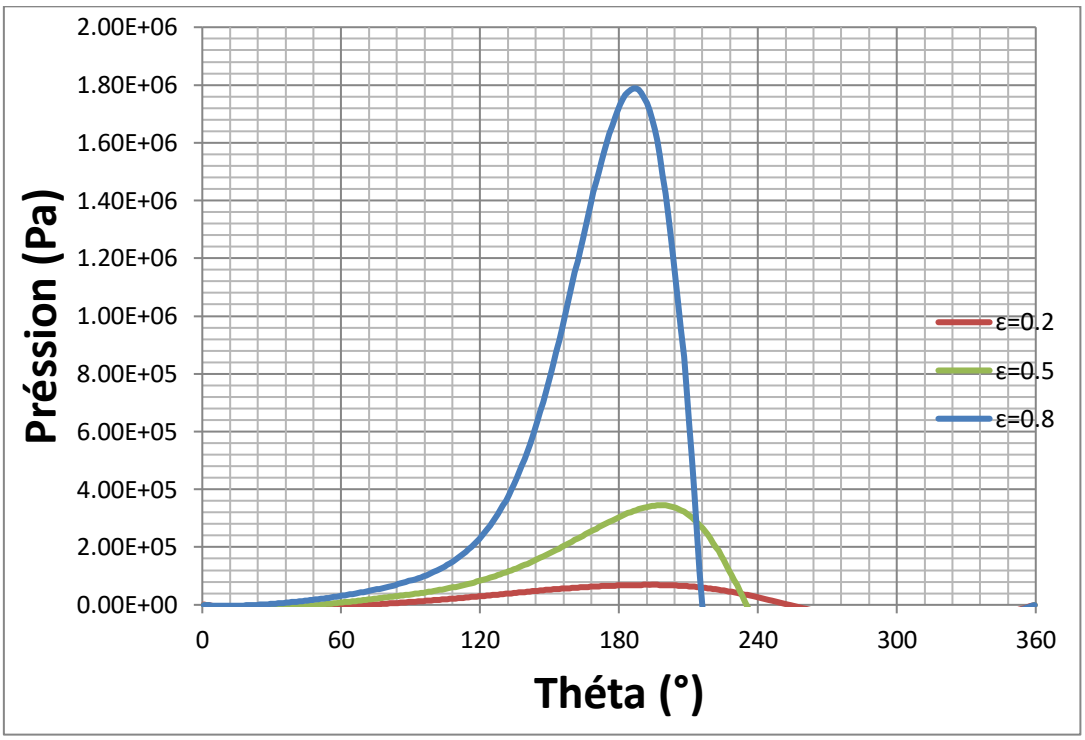


Figure IV.10 : Champs de pression dans le plan médian du palier semi-court pour les trois cas d'excentricité.

La Figure IV.10 montre, en trois courbes, la variation de la pression en fonction de l'angle θ dans le plan médian du palier. Les trois courbes présentent Les résultats issus des simulations de la pression dans le film lubrifiant, (supposant qu'il n y'a pas de déformations thermo élastiques du la surface intérieure du coussinet), la distribution du champ de pression dans le film lubrifiant pour des excentricités relative 0.2, 0.5 et 0.8 et une vitesse de rotation de

l'arbre de 2000 tr/mn. Le champ de pression atteint son maximum dans la zone d'épaisseur minimale du film.

Le tableau ci dessous représente les pressions maximales :

Cas	ε	Pression maximale (MPa)
1	0.2	0,0697
2	0. 5	0,349
3	0.8	1,789

Tableau IV.5 : Influence d'excentricité sur le champ de pression**.**

Pour obtenir la charge, en utilisant les conditions aux limites de Gumble (selon Ocvirk et Dubois)

ε	Angle de calage (°)	Nombre de Sommerfeld	La charge(N)
0.2	75	2.03	2849,48
0. 5	55	0.508	143,025
0.8	33	0.091	1092,83

Tableau IV.6 : variation de la charge en fonction d'excentricité.

Le résultat du tableau ci-dessus et IV.2 montre que plus la excentricité augmente plus la charge augmente, le nombre de Sommerfeld et l'angle de calage diminuent.

IV.5.1.2. Palier longueur finie : L/D = 1

- Pour un palier de longueur finie faiblement chargé ou l'excentricité est petite (ε =0.2).

Le schéma ci-dessous représente les contours du champ de pression d'un palier de longueur finie.

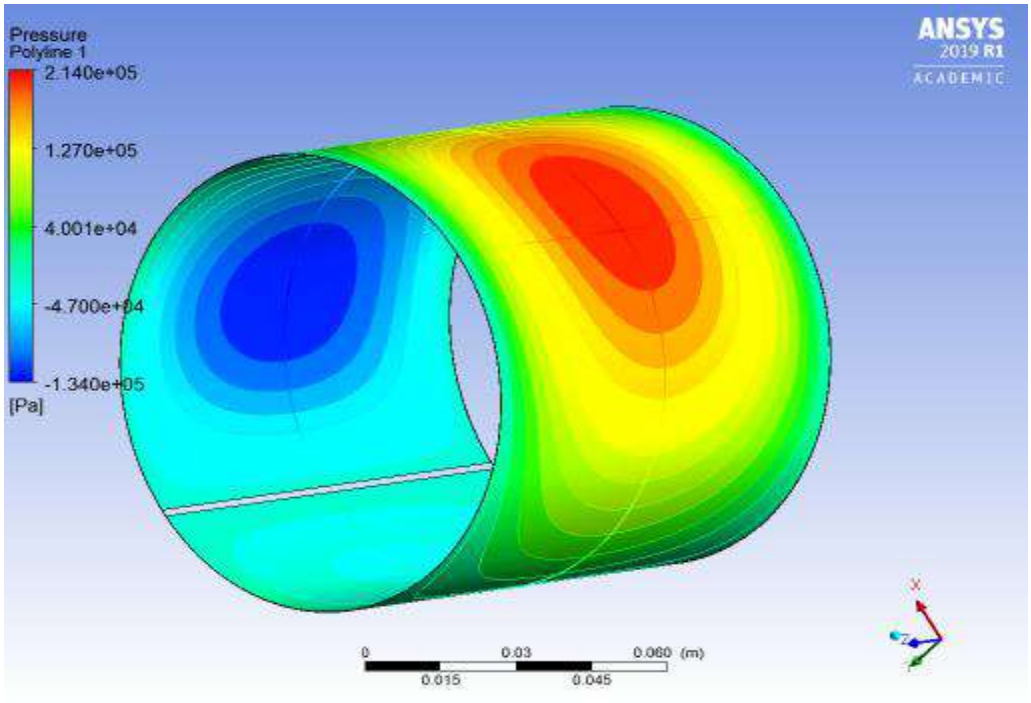


Figure IV.11: Schéma de pression du palier longueur finie faiblement chargé.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale :

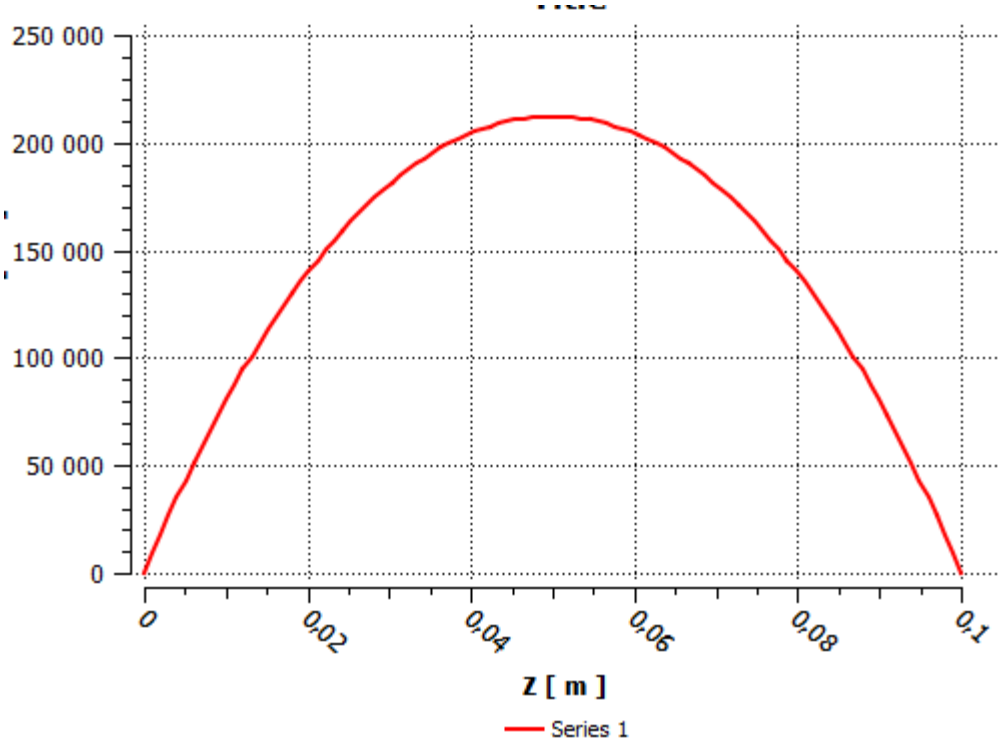


Figure IV.12 : Champ de pression axiale d'un palier à longueur finie faiblement charger.

La représentation graphique du champ de pression à milieu de palier :

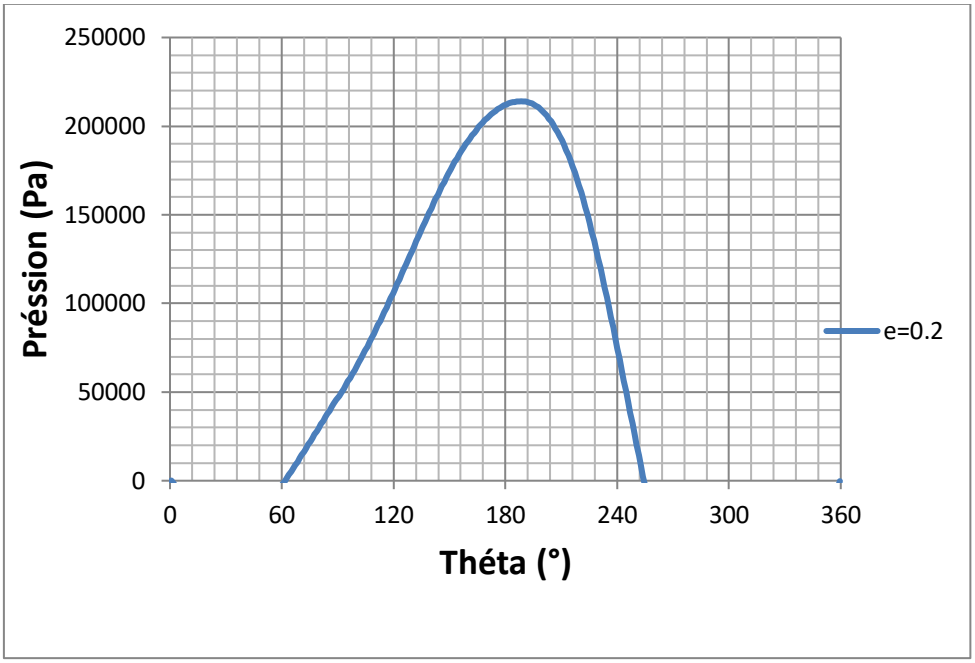


Figure IV.13 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier à longueur finie faiblement charger.

- Pour un palier moyennement chargé (ε = 0.5) :

Le schéma ci-dessous représente les contours du champ de pression

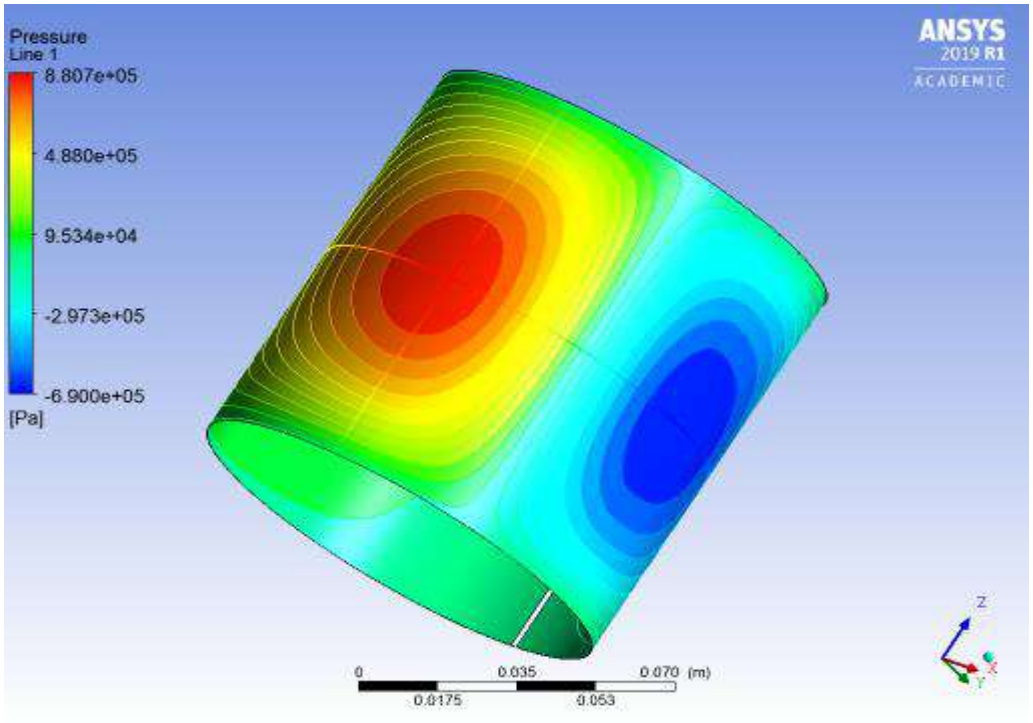


Figure IV.14: Schéma de pression du palier longueur finie moyennement chargé.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale :

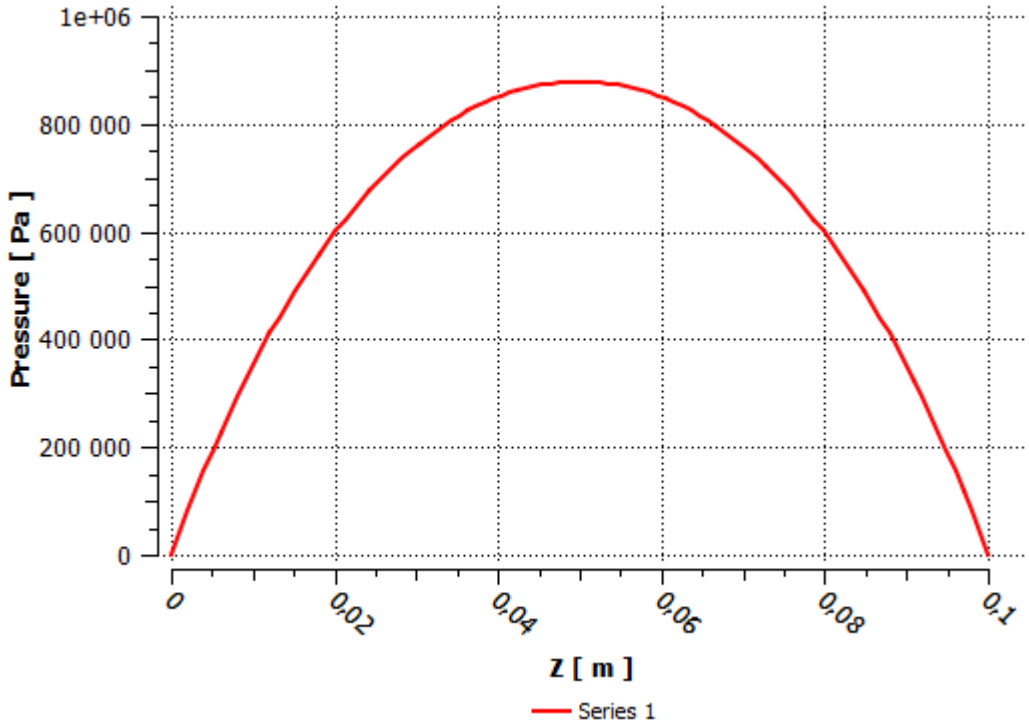


Figure IV.15 : Champ de pression axiale d'un palier à longueur finie moyennement charger.

La représentation graphique du champ de pression à milieu de palier :

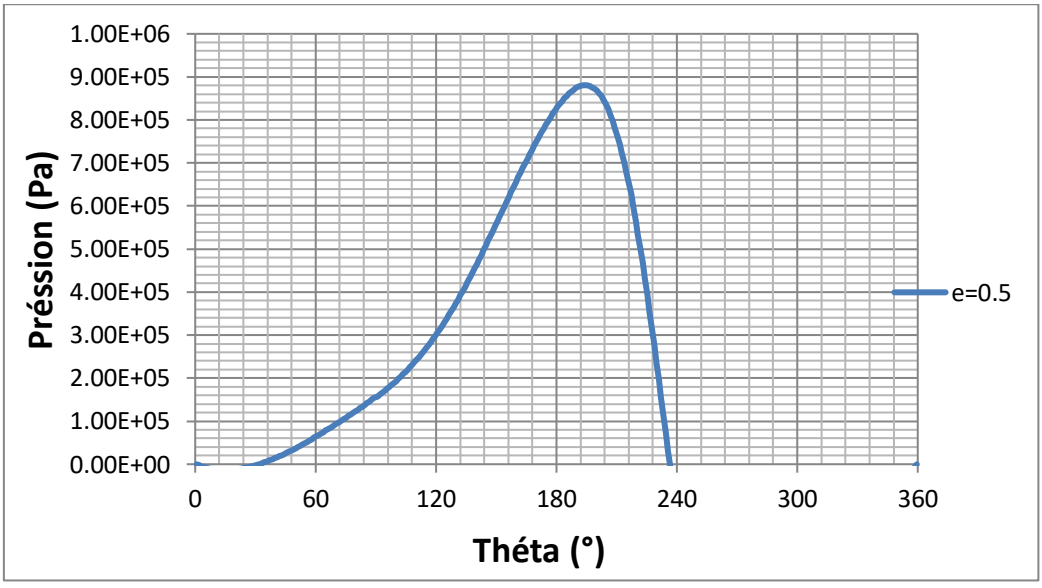


Figure IV.16 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier longueur finie moyennement chargé.

- Pour un palier fortement chargé ($\varepsilon = 0.8$):

Les contours du champ de pression sont représentés par le schéma ci-dessous :

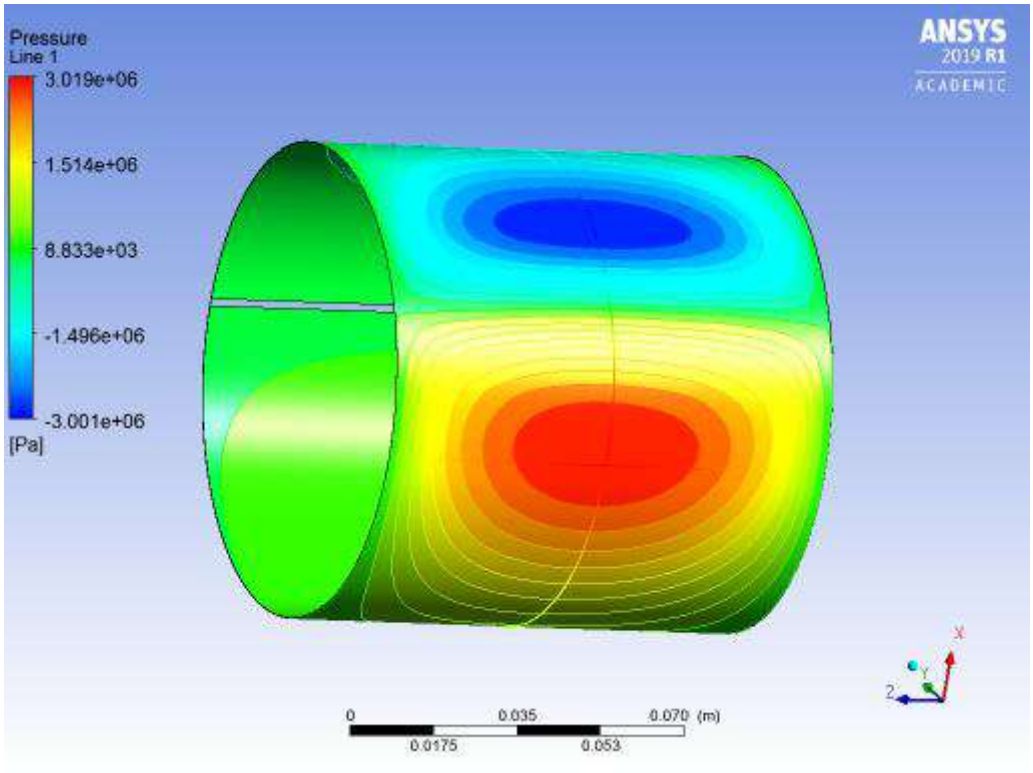


Figure IV.17: Schéma de pression du palier longueur finie fortement chargé.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale :

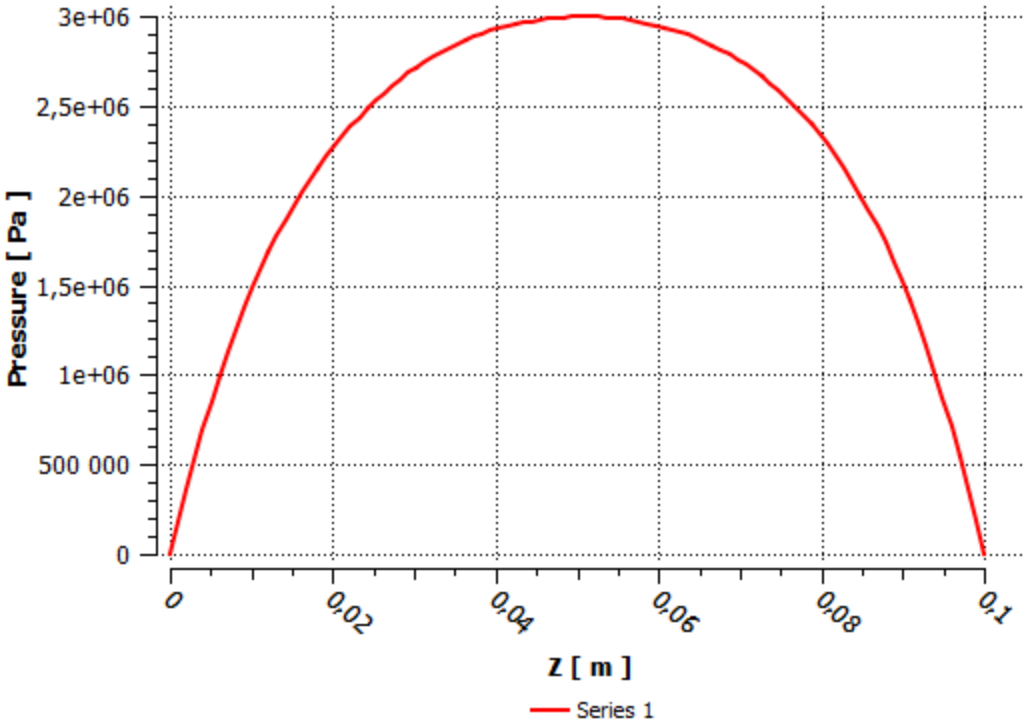


Figure IV.18 : Champ de pression axiale d'un palier à longueur finie fortement chargé.

La représentation graphique du champ de pression à milieu de palier :

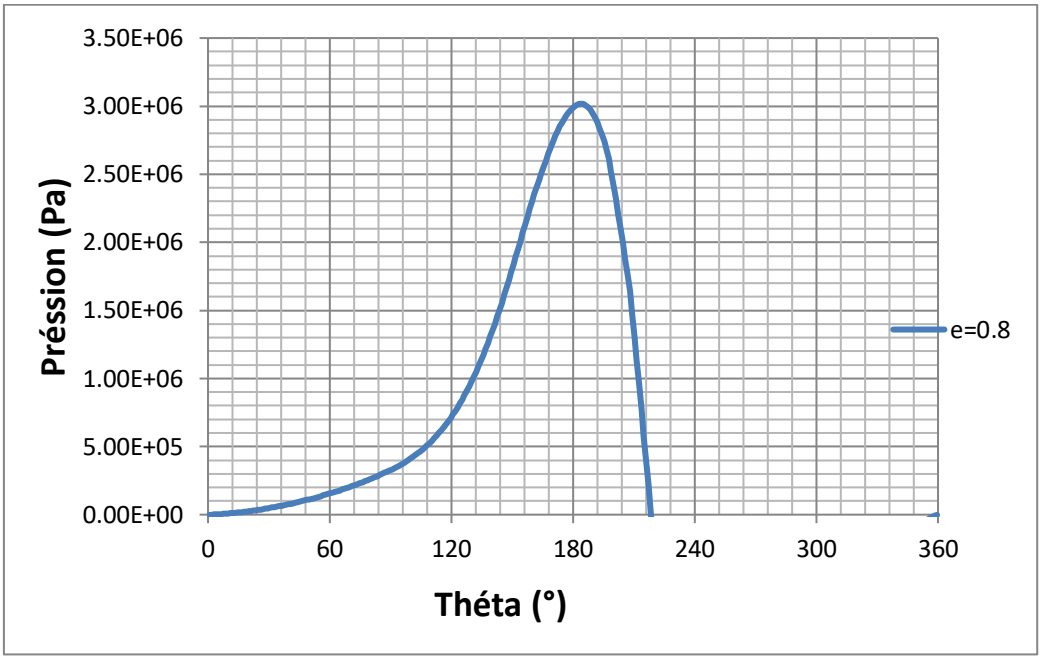


Figure IV.19 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier à longueur finie fortement chargé.

b) Discussion des résultats :

Dans les **Figures IV.12, 15, 18** nous avons présenté le champ de pression hydrodynamique dans le cas d'un palier lisse circulaire longueur finie L/D = 1 et cela pour des excentricités relative égale 0.2, 0.5 et 0.8. On remarque que la pression est toujours élevée au milieu du palier.

Dans les **Figure IV.13, 16, 19** nous avons présenté le champ de pression hydrodynamique radiale au milieu d'un longueur finie, On remarque que la pression augment lorsque l'épaisseur du film lubrifiant se diminuant.

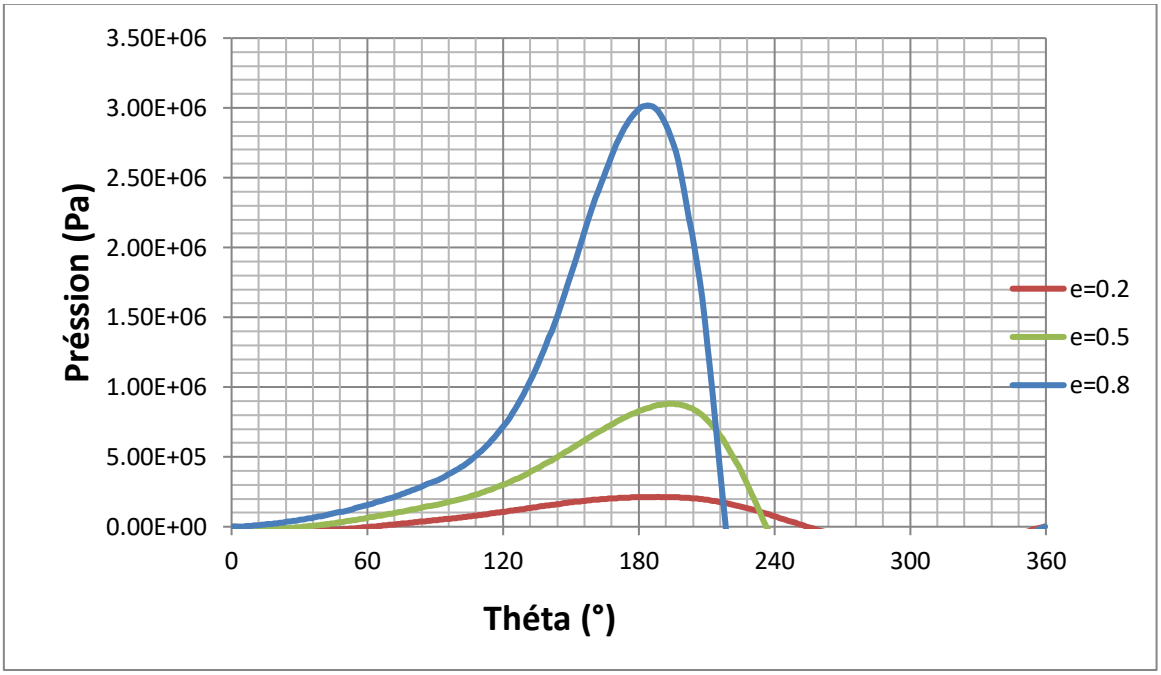


Figure IV.20 : Champs de pression circonférentielle au milieu d'un palier longueur finie pour les trois cas l'excentricité.

Figure IV.20 montre en trois courbes la variation de la pression en fonction de l'angle θ dans le plan médian du palier, on remarque que plus le palier est fortement chargé la pression engendrée dans le film est importante.

La distribution du champ de pression dans le film lubrifiant pour des excentricités relative 0.2, 0.5et 0.8 et une vitesse de rotation de l'arbre de 2000 tr/mn reste identique à celle du cas d'un palier semi-court avec L/D = 0.5.

Le tableau ci dessous représente les pressions maximales :

Cas	ε	Pression maximale (MPa)
1	0.2	0.214
2	0. 5	0.88
3	0.8	3.019

Tableau IV.7 : Influence d'excentricité sur le champ de pression pour palier longueur finie**.**

Pour obtenir la charge, en utilisant l'approche de Rohde et Li. [3]

ε	Angle de calage (°)	Nombre de Sommerfeld	La charge(N)	Erreur %
0.2	75	0,631	406,78	0
0. 5	55	0.178	1441.94	0
0.8	33	0.0443	5793,83	1

Tableau IV.8 : variation de la performance en fonction d'excentricité pour un palier longueur finie.

Les résultats du tableau ci-dessus montre que plus la excentricité augmente plus la charge augmente

IV.5.1.3. Palier long L/D = 1,5 :

Le gradient de pression circonférentiel légèrement dominant Palier long faiblement chargé ou l'excentricité est petite (ε = 0.2).

Le schéma ci-dessous représenté les contours du champ de pression d'un palier long :

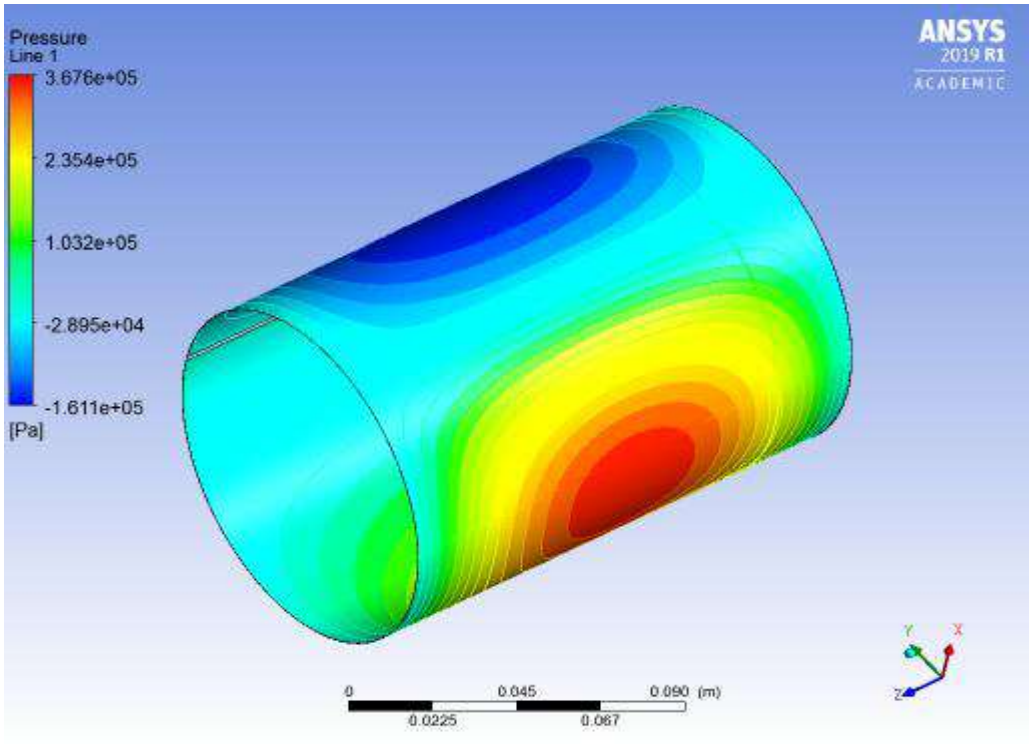


Figure IV.21: Schéma de pression du palier long faiblement chargé.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale :

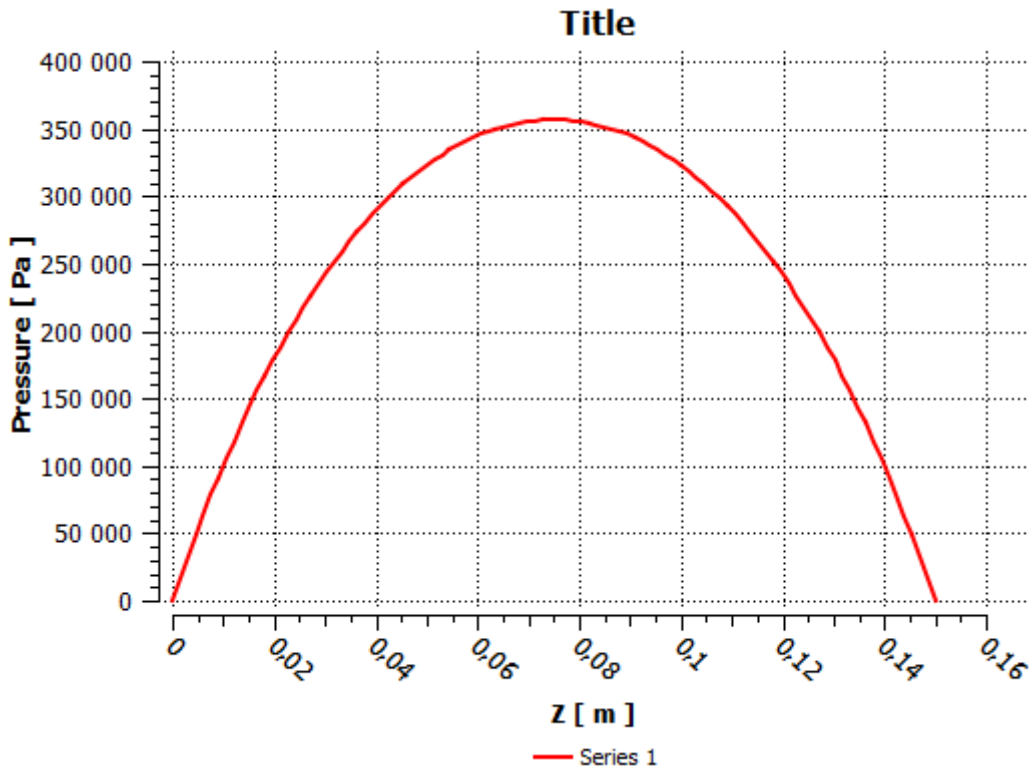


Figure IV.22: Champ de pression axiale d'un palier long faiblement charger.

La représentation graphique du champ de pression à milieu de palier.

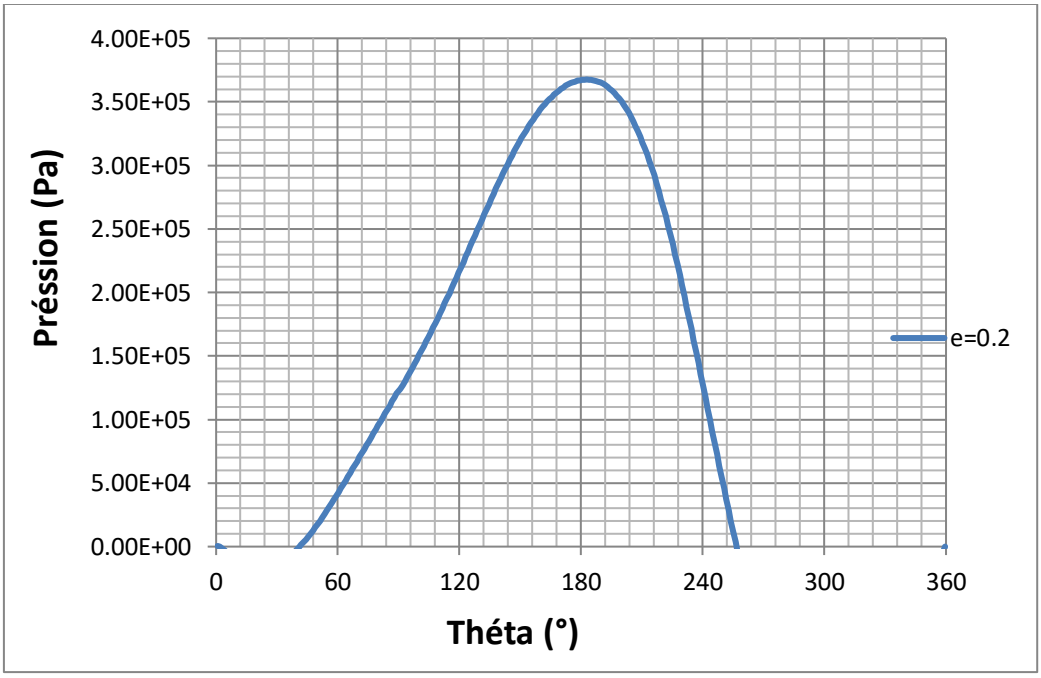


Figure IV.23 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier long faiblement charger.

- Pour palier long l'excentricité est moyenne (ε =0.5) :

Le schéma ci-dessous représente les contours du champ de pression.

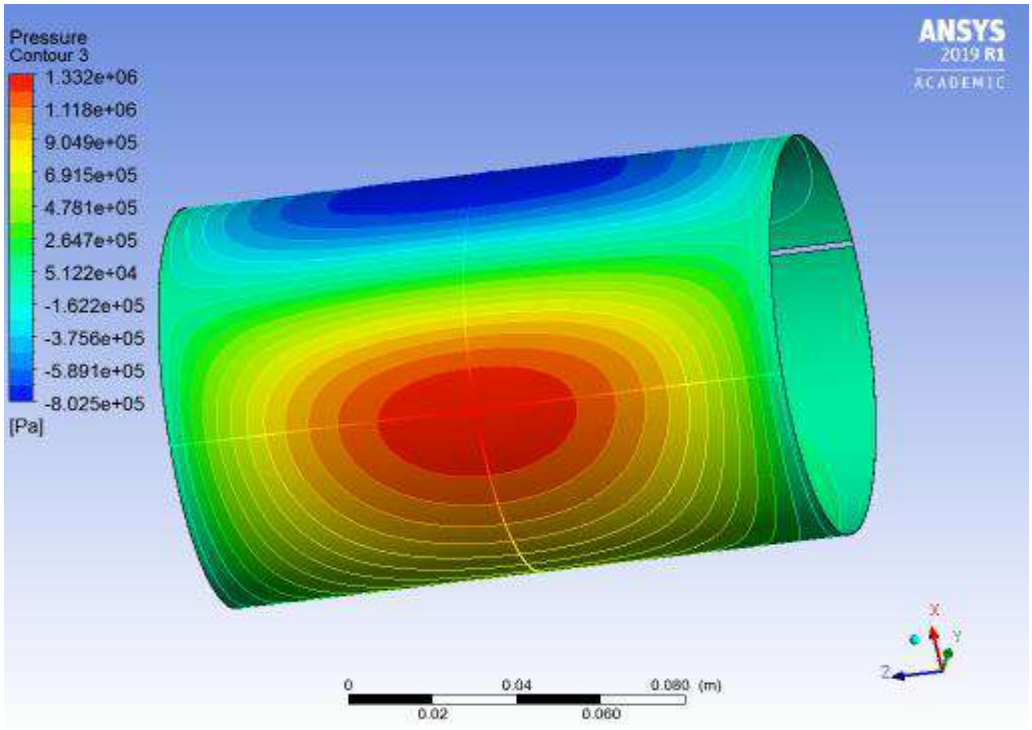


Figure IV.24: Schéma de pression du palier long à charge moyenne.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale ::

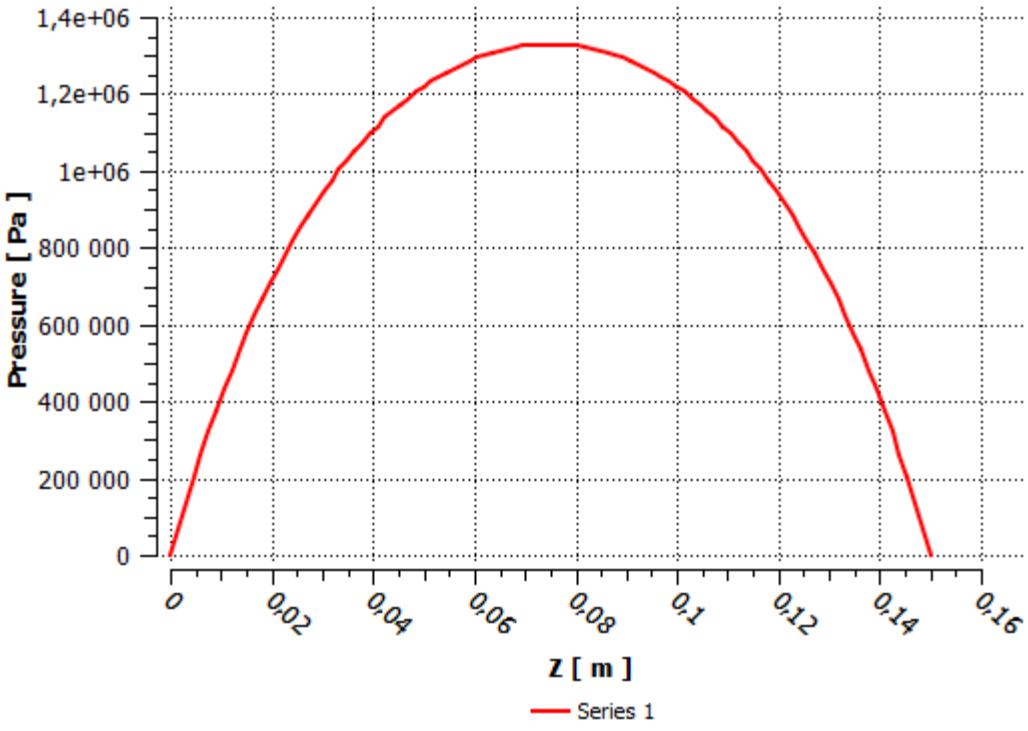


Figure IV.25 : Champ de pression axiale d'un palier long moyennement chargé.

La représentation graphique de champ de pression à milieu de palier :

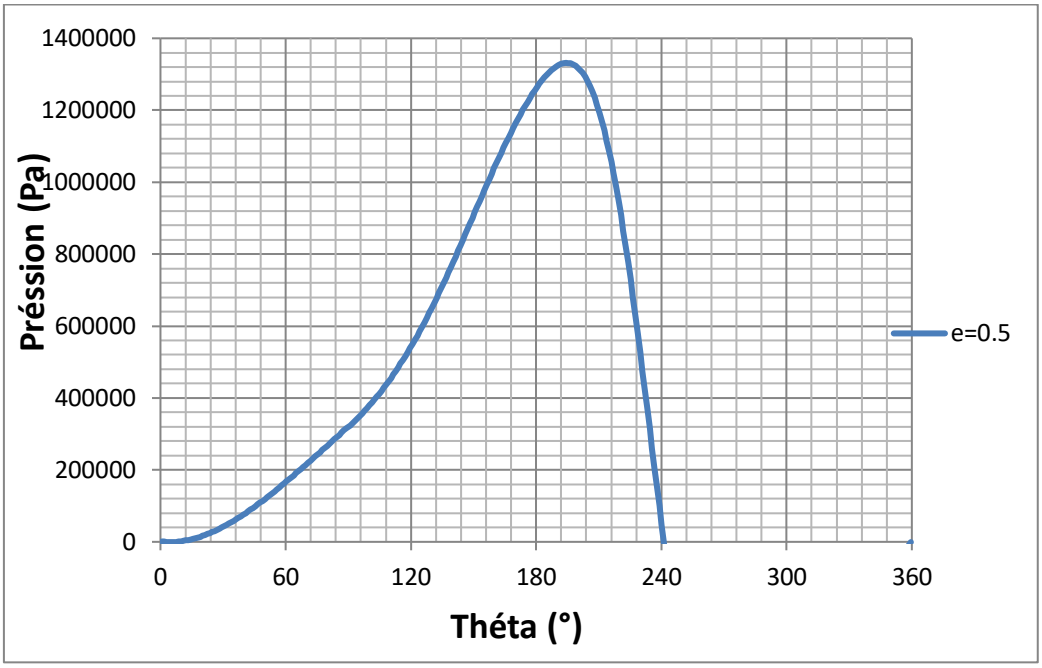


Figure IV.26 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier long à excentricité moyennement chargé.

- Pour un palier long fortement chargé (ε = 0.8):

Le schéma ci-dessous représente les contours du champ de pression.

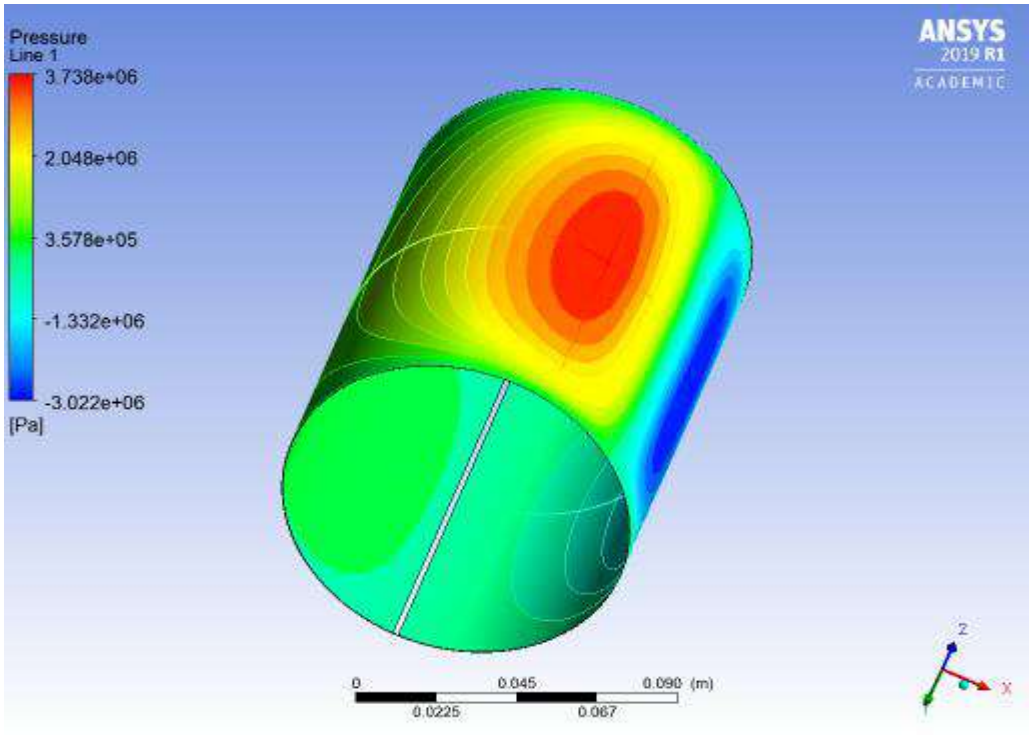


Figure IV.27: Schéma de pression du palier long fortement chargé.

La représentation graphique du champ de pression en direction axiale :

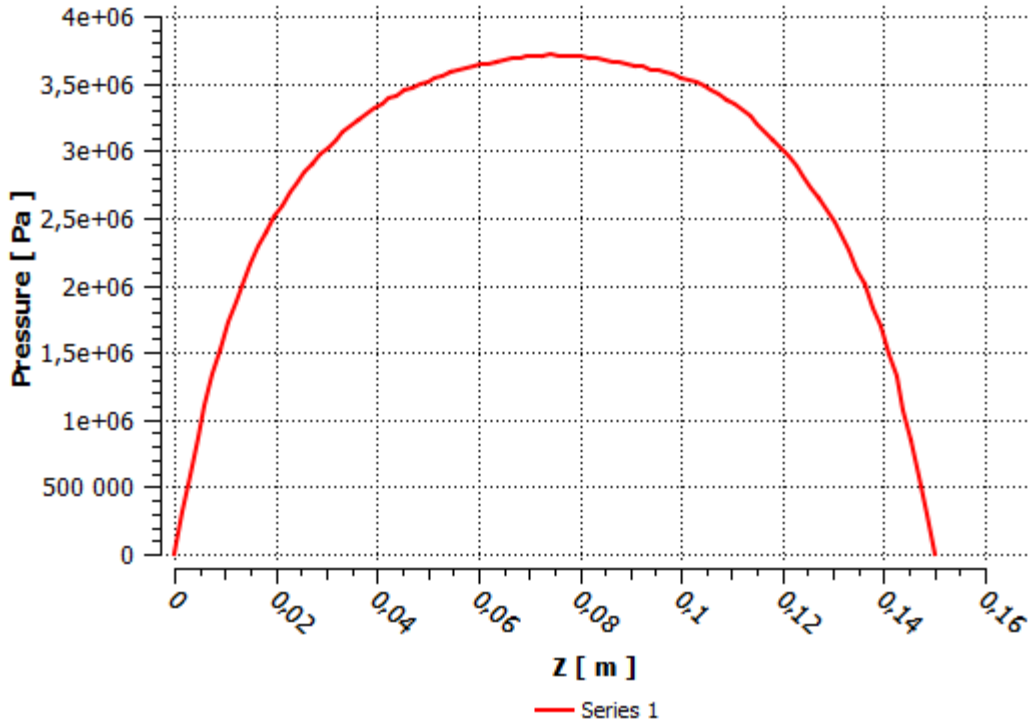


Figure IV.28 : Champ de pression axiale d'un palier long fortement chargé.

La représentation graphique du champ de pression à milieu de palier :

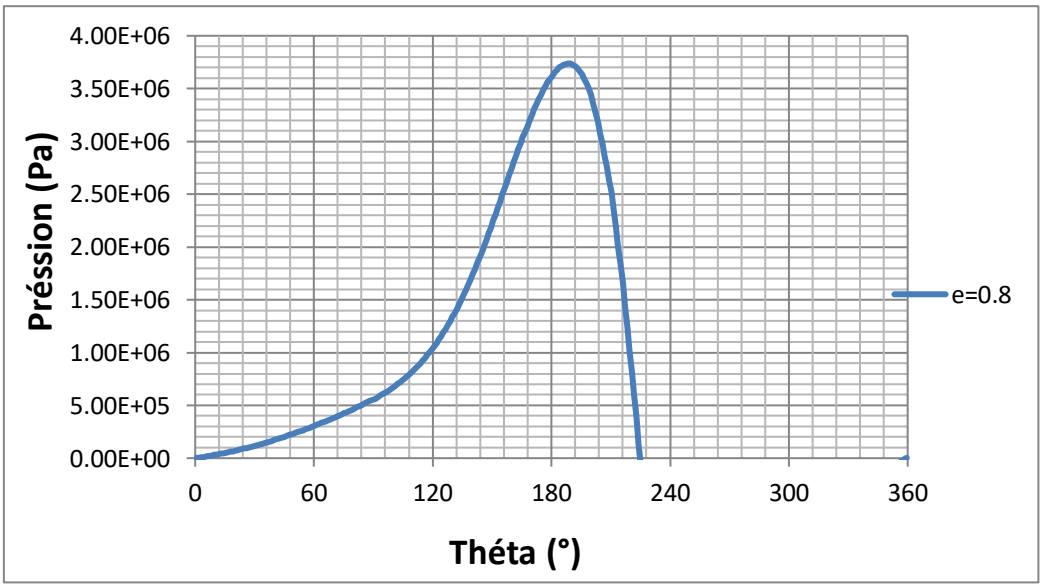


Figure IV.29 : Champ de pression circonférentielle au milieu d'un palier long fortement chargé.

c) Discussion des résultants :

Dans les **Figures IV.22, 25, 28** nous avons présenté le champ de pression hydrodynamique dans le cas d'un palier lisse circulaire long L/D = 1.5 et cela pour des excentricités relative égale 0.2, 0.5 et 0.8, On remarque que la pression est toujours élevée au milieu du palier.

Dans la **Figure IV.23, 26, 29** nous avons présenté le champ de pression hydrodynamique radiale au milieu d'un palier long, On remarque que la pression augment lorsque l'épaisseur du film lubrifiant se diminuant.

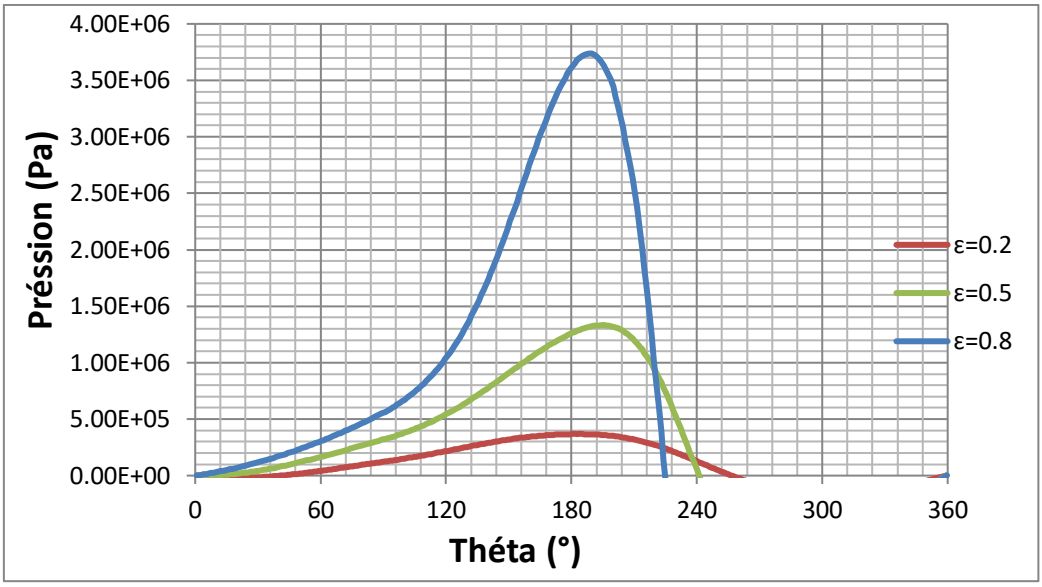


Figure IV.30 : Champs de pression circonférentielle au milieu d'un palier long pour les trois cas d´excentricité.

La distribution du champ de pression dans le film lubrifiant pour des excentricités relative 0.2, 0.5 et 0.8 et une vitesse de rotation de l'arbre de 2000 tr/mn confondre avec celle du premier et deuxième cas .

Le tableau ci dessous représente les pressions maximales :

Cas	ε	Pression maximale (KPa)
1	0.2	0.367
2	0. 5	1.33
3	0.8	3.748

Tableau IV.9 : Influence d'excentricité sur le champ de pression**.**

Pour obtenir la charge, en utilisant l'approche de Rohde et Li

ε	Angle de calage (°)	Nombre de Sommerfeld	La charge(N)	Erreur %
0.2	72,5	0,39	987,18	0
0. 5	57,2	0,11	3500	0,5
0.8	37,5	0,016	24062,5	3

Tableau IV.10 : performance d'un palier long en fonction de l excentricité relative.

Le résultat du tableau ci-dessus montre que plus la excentricité augmente plus la charge augmente

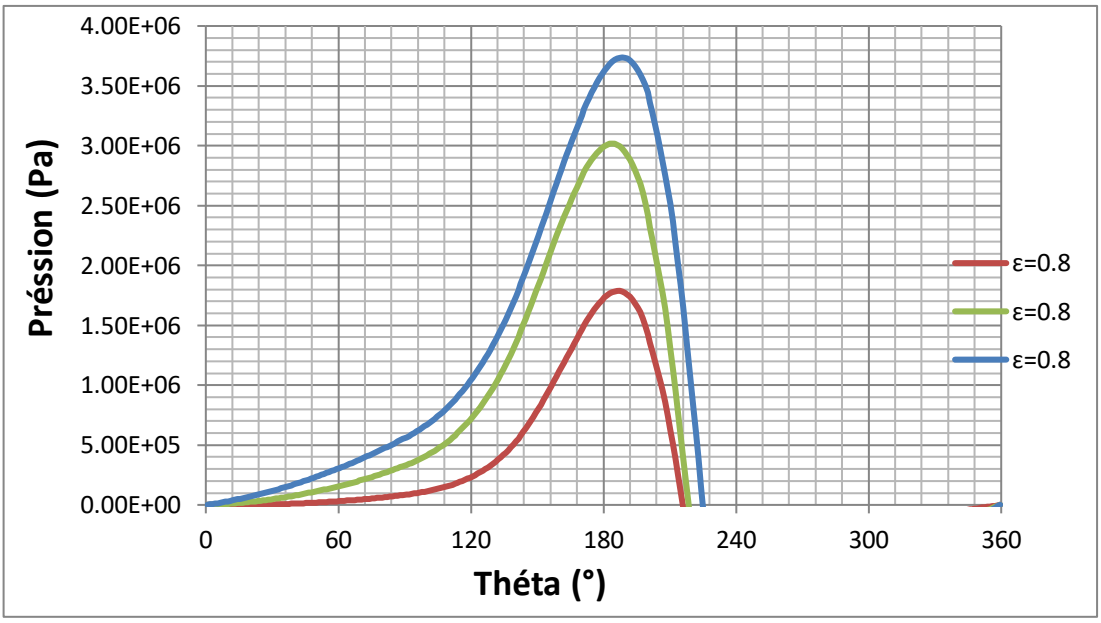


Figure IV.31 : Champs de pression circonférentielle selon longueur palier.

Dans la **Figure IV.31** nous avons présenté les champs de pression hydrodynamique et cela pour une excentricité relative égale 0.8, dans le cas d'un palier lisse circulaire L/D = 0.5, 1 et 1.5, on remarque que plus l'excentricité est grande plus le champ de pression est important, ainsi la vitesse d'atteindre la pression maximale est grande.

IV.5.2. Influence de la vitesse de rotation sur le champ de pression :

Nous avons varié la vitesse de rotation entre 1000 et 2500 tr/min en gardant la même couche portante de fluide à sa valeur minimale ε =0.8 avec et Pa = $0.07.10^6$ [Pa].

Les résultats de la simulation sont représentées à la (figure IV.23) et (figure IV.24) ci-dessous. Cette expérience permet de visualiser la répartition de la pression dans notre palier.

A) Pression axiale :

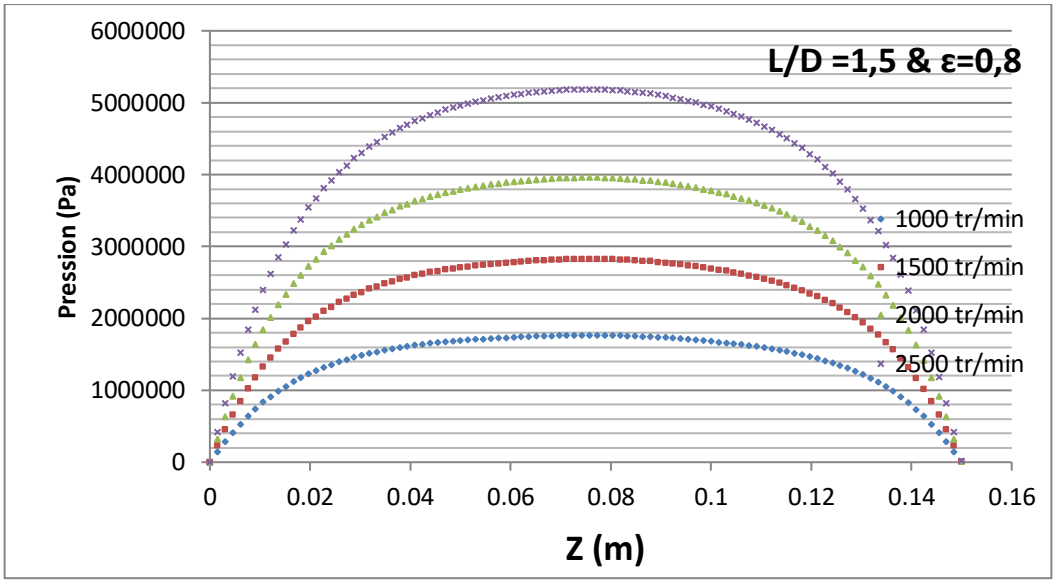


Figure IV.32: variation de pression en fonction de vitesse de rotation.

$\boldsymbol{\omega_1 = 1000}$ tr/min	$\boldsymbol{\omega_2}$ =1500 tr/min	$\boldsymbol{\omega_3 = 2000}$ tr/min	$\omega_4 = 2500$ tr/min
P max =1.59	P max = 2.66 MPa	P max = 3.75 MPa	P max = .487 MPa

Tableaux IV.11 : Effet de la vitesse sur la pression.

On remarque qu'à partir de ce tableau que les rapports :

$$r_1 = \frac{(2.66 - 1.59).10^6}{1500 - 1000} = 2140$$

$$r_2 = \frac{(3.75 - 2.66).10^6}{2000 - 1500} = 2180$$

$$r_3 = \frac{(4.87 - 3.75).10^6}{2500 - 2000} = 2240$$

On remarque qu'à partir de ce tableau que les rapports sont semblables, ce qui indique une linéarité entre la variation de la vitesse de rotation et la pression maximale ; l'augmentation de la vitesse de rotation engendre une augmentation de la pression maximale.

B) Pression circonférentielle :

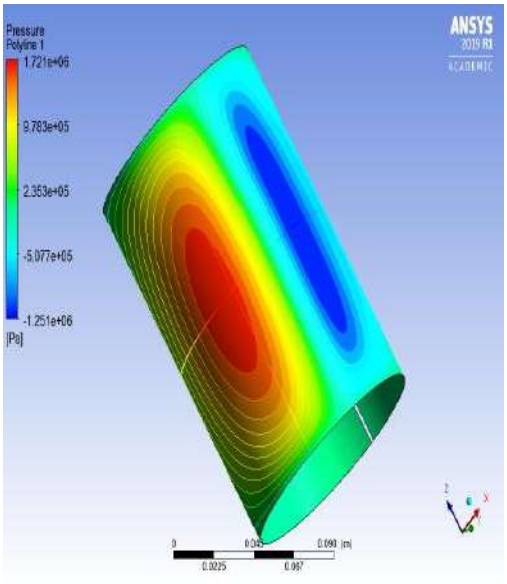


Figure IV.33 : Répartitions de pression

Pour ω=1000 tr/min

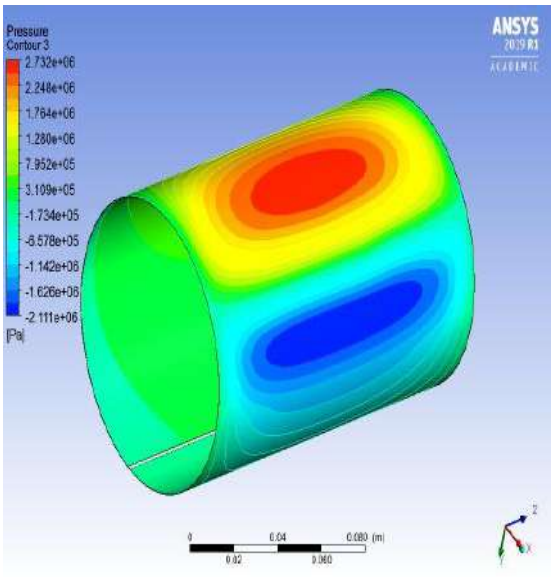


figure IV.34 : Répartition de pression

Pour ω=1500 tr/min

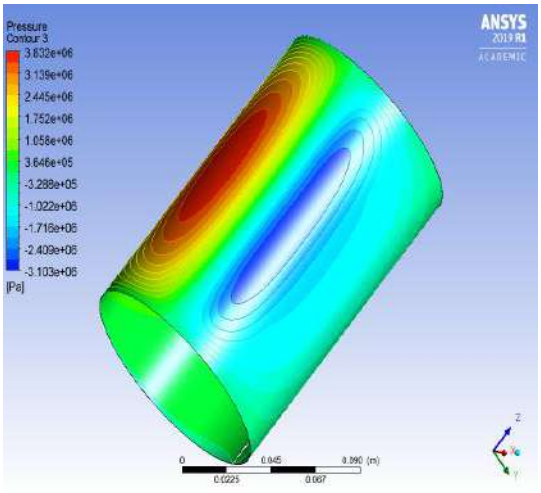


Figure IV.35 : répartition de pression

Pour ω=2000 tr/min

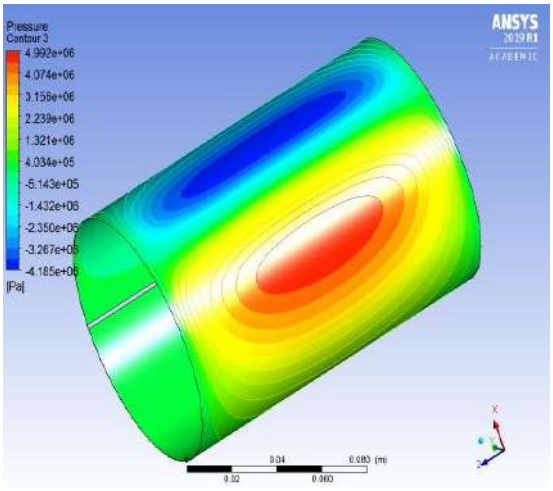


Figure IV.36 : répartition de pression

pour ω=2500 tr/min

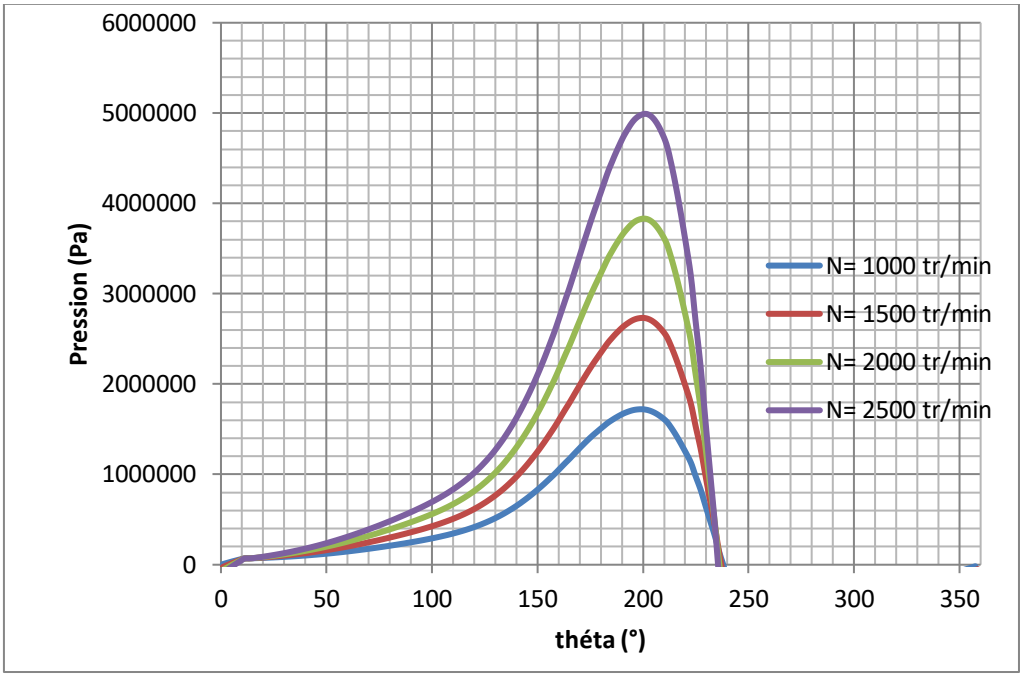


Figure IV.37 : variation de pression circonférentielle en fonction de vitesse de rotation.

Dans les **Figure IV.36, 37** nous avons présenté les champs de pression hydrodynamique (axial, circonférentiel) et cela pour une excentricité relative égale 0.8, dans le cas d'un palier lisse circulaire L/D = 1.5, a différentes vitesse de rotation (1000, 1500, 2000 et 2500 tr/min). On remarque que Le résultat de les figure ci-dessus et du tableau (IV.24) montre que plus la vitesse augmente plus le champ de pression augmente.

IV.2.5. Influence de la variation de La Viscosité sur la répartition de la pression du fluide dans le palier :

Pour une vitesse de rotation de 2000 trs/min Nous avons varié la viscosité entre 4 mPa.s et 28 mPa en maintenant la même épaisseur de fluide avec ε =0.8. Les résultats de la simulation sont représentées dans les figures suivant :

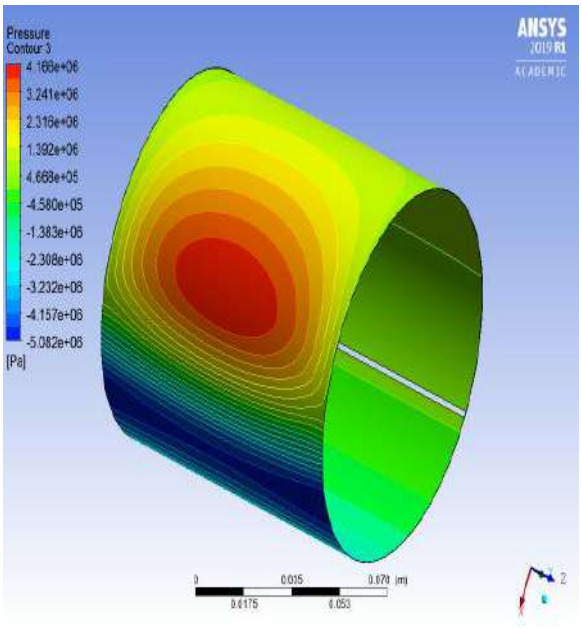


Figure IV.38 : Répartition de pression

Pour µ=0.028 Pa

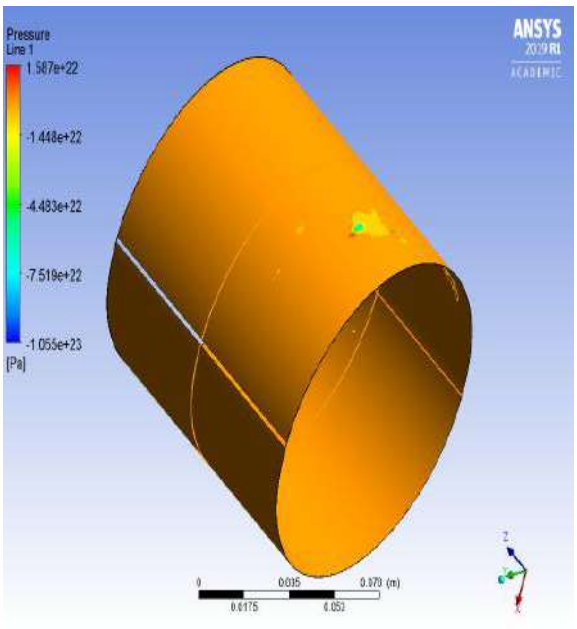


Figure IV.39 : Répartition de pression

Pour µ= 0.004 Pa

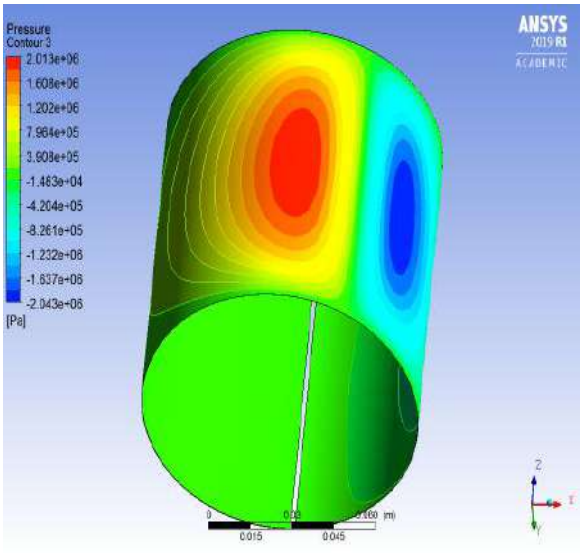


Figure IV.40 : Répartition de pression

Pour µ= 0.014 Pa

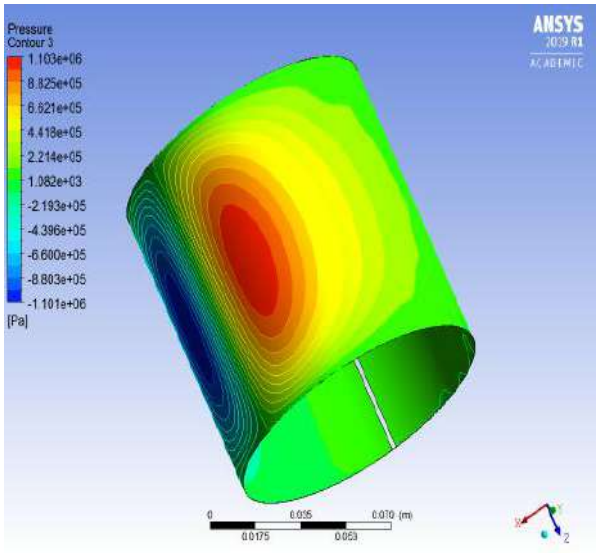


Figure IV.41 : Répartition de pression

Pour µ=0.007 Pa

On a:

$$R_e = \frac{\rho . r . \omega . C}{\mu}$$

Avec:

$R_e < 2000$ Régime laminaire.

$2000 < R_e < 4000$ Régime transitoire (laminaire et turbulent)

$R_e > 4000$ Régime turbulent

Viscosité	μ = 0.028 Pa	μ = 0.014 Pa	μ = 0.007 Pa	μ = 0.004 Pa
R e	307.14	614.28	1228.57	2150

Tableaux IV.12 : la variation du nombre du Reynolds en fonction de viscosité.

D'après les résultats de simulation et de tableaux, On remarque qu'il y'une proportionnalité entre la variation de la pression maximal et la viscosité mais pour une valeur en dessous

μ = 0.004 Pa.s le régime deviendra régime transitoire (régime laminaire et turbulent).

IV.5.3. Influence de la pression d'admission sur la répartition de la pression du fluide dans le palier :

Pour une vitesse de rotation de 2000 trs/min Nous avons varié la pression d'entrée entre 0.03 10^6 Pa, 0.07 10^6 et 0.12 10^6 Pa en maintenant la même excentricité ε =0.5 de fluide. Les résultats de la simulation sont représentées à la (figure IV.38) ci-dessous ;

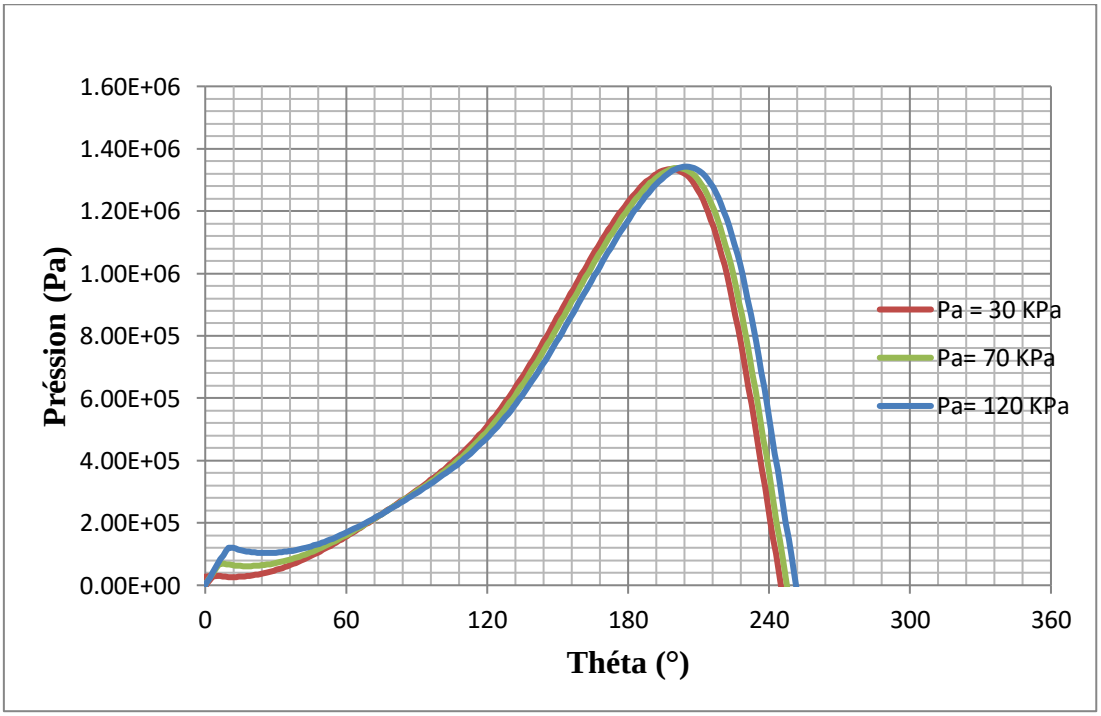


Figure IV.42 : réparation de pression en fonction de pression d'admission.

On remarque que le champ de pression est identique dans les trois cas de simulation, cela met en évidence que la variation de la valeur de la pression d'alimentation n'a pas d'influence significative sur la pression de film fluide.

IV.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons utilisé les qualités du code ANSYS-CFX en termes de précision des résultats et rapidité des calculs, à travers l'étude de cas relatifs à la résolution de problèmes hydrodynamiques.

On constate que le champ pression est influencé par les différents paramètres d'un palier.

On peut conclure que le champ de pression est plus important dans la zone la plus chargé. Après le traitement des trois exemples, notamment un palier semi-court et de longueur finie et long : les trois cas des graphes représentent les champs des pressions pour les paliers L/D = 0.5, 1.5 et1 et 2 respectivement dans cas d'excentricité égale 0.2, 0.5 et 0.8.

On remarque que pour les trois cas, le champ de pression augmente en s'approchant du milieu du palier suivant la coordonnée axiale et dans la zone de l'épaisseur minimal du film fluide.

On remarque aussi que le palier long a beaucoup plus de capacité, il peut supporter des charges élevées.

Pour une meilleure utilisation des paliers lisses hydrodynamiques il faut toujours comparer les pressions maximales au niveau l'épaisseur minimale du film lubrifiant afin d'éviter tous risque de grippage.

Conclusion

Générale

Conclusion générale :

L'objectif principal de notre travail c'est l'étude du champ de pression hydrodynamique d'un palier lisse circulaire ainsi que quelque caractéristique statique de celui-ci.
Pour cela nous avons utilisé un champ de pression hydrodynamique complet selon la direction axiale et circonférentielle du palier.

Dans ce contexte nous avons traité trois types de paliers, palier court, palier à longueur finie et palier infiniment long. Trois situations ont été prises en compte pour chaque cas, celle d'un palier faiblement chargé, moyennement chargé et palier très chargé.

On remarque ici que les caractéristiques géométriques et du fonctionnementainsi que la charge supportée par les paliers jouent un rôle important dans la réparation de champ pression. Ce dernier est plus important en se rapprochant du plan médian du palier et dans la zone d'épaisseur minimal du film lubrifiant.
Pour une meilleure utilisation des paliers lisses hydrodynamiques il faut toujours contrôler les pressions maximales au niveau l'épaisseur minimale du film lubrifiant afin d'éviter tous risque de grippage.

Aussi notre travail, nous permet d'utiliser et de maitriser le logiciel ANSYS-CFX, qui reste un outil de calcul très efficace pour le calcul des structures.

En perspective, un prolongement de cette étude sur les fluide non newtoniens et aux hautes vitesses (régime turbulent) peut mieux caractériser les paliers hydrodynamiques.

Référence

Bibliographier

Référence Bibliographie :

[1] Mak HAMZAOUI," simulation des transferts thermique par convention et condition dans un palier hydrodynamique en présence d'un écoulement laminaire confine",, 2006.

[2] René Gras,Tribologie principe et solution industrielle dunod, paris, 2018

[3] Jean Frêne, D Nicolas, B Degueurce, D berthe, M Godet " Lubrification Hydrodynamique : Paliers et butées ", Ed.Eyrolle, 1990.

[4] Yanes Safia, " Détermination de la déformation d'un Champ de pression Hydrodynamique en utilisant le logiciel ANSYS APDL", [PFE], Médéa 2017.

[5] Mihoubi Khalid et Sadini Rachid, "Contribution à l'étude d'un palier Hydrodynamique Lisse", Université Mohamed Boudiaf, Msila ,2017.

[6] Nassim ZERROUNI "Etude De L'interaction Fluide Visqueux-structure D'un palier Fluide Soumis à des Sollicitions temporelles ", thèse de magister, Université de M'Hamed Bougara, Boumerdes 2009.

[7] CHERAI Bilal, "Réduction de modèle par PGD dans problèmes D´Elasto-Hydrodynamique lies au palier lisse", Thèse De Doctorat, Université M Hamed Bougara- Boumerdes, 2017.

[8] Abir BENTIBA, "Étude de déformation d'un palier circulaire sous l'effet du champ De pression hydrodynamique en utilisant le logiciel ANSYS APDL ", Thèse de Master, Université Dr Yahia Feras, Médéa, 2016.

[9] Meramria Wafa, "Étude de L'Effet Dynamique d'un Palier Lisse par Analyse Vibratoire", Thèse de magister, université Badji Mokhtar, Annaba, 2009.

[10] Sahli Abdelkader, "Étude expérimentale d'un palier lubrifie Mesaligne", Mémoire de magister, Université de Hassiba Ben Bouali, Chlef, 2011.

[11] Mohamed El Amine," Influence des conditions d'alimentation sur les performances d'un palier hydrodynamique", Université Mohamed Boudiaf D'Oran , 2014.

[12] ZERAIGUI Billal. Khemissat Rafiq "Utilisation d'une méthode semi Analytique pour Le calcul d'un champ de déformation dans un palier circulaire",[PFE]. 2017

[13] LAHMER MUSTAPHA, B Benyelka, E Salah, B Hamid, M Ahcence, B Hamza, "Homogénéisation des équations de Reynolds newtoniennes et non visqueux Newtoniennes : Application à la résolution des problèmes des écoulements de films Minces compressibles et non compressibles entre parois régueuses", université 8 Mais 1945 Guelma.

[14] Khadim diop, "Estimation de la fiabilité d'un palier fluide", thèse de doctorat, Université Mohammed Boudiaf, 2016.

[15] Aziz Ouadoud, Ahmed Mouchtachiet et Noureddine Boutammachte, " Analyse Thermo-élastohydrodynamique d'un palier elliptique avec deux lobes " ´21`eme Congrès Français de M´mécanique, 26 au 30 août 2013.

[16] http://fr.wikipedia.org7wiki/ANSYS.

Annexes

Annexe A :

- Les équations de Navier Stokes sans dimension :

En lubrification, la dimension suivant l'épaisseur du film $O\vec{x}_2$ est très faible par rapport aux deux autres, ce qui permet, pour déterminer l'ordre de grandeur des différents termes de l'équation de Navier, d'écrire :

$$\overline{x_1} = \frac{x_i}{L} \quad , \quad \overline{x_2} = \frac{x_2}{H} \quad , \quad \overline{x_3} = \frac{x_3}{L} \quad , \quad \bar{t} = \frac{tV}{L}$$

$$\overline{u_1} = \frac{u_i}{V} \quad , \quad \overline{u_2} = \frac{u_2 L}{VH} \quad , \quad \overline{u_3} = \frac{u_3}{V}$$

$$\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0} e \quad , \quad \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_0}$$

L/V est de l'ordre de grandeur du temps,

μ_0 Et λ_0 sont deux coefficients de même ordre de grandeur.

Ce changement de variable conduit à poser :

$$\bar{p} = p\frac{H^2}{\mu_0 VL}$$

Il met en évidence les 3 nombres sans dimensions suivants :

$\mathcal{R} = \frac{\rho_0 VH}{\mu_0}$ Nombre de Reynolds relatif à l'épaisseur de l'écoulement,

$\varepsilon' = \frac{H}{L}$ Paramètre d'échelle, qui en lubrification est de l'ordre de 10^{-3}

$\frac{\lambda_0}{\mu_0}$ Le rapport des coefficients de viscosité, généralement de l'ordre de 1.

Compte tenu de ces changements de variable l'équation (II.6) s'écrit

$$\frac{\partial P}{\partial x_i} = \varepsilon' \left[-R\left(\overline{\frac{\partial u_1}{\partial t}} + \bar{\mu}_j \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_j}\right) + \varepsilon' \left(\bar{\mu} + \bar{\lambda}\frac{\lambda_0}{\mu_0}\right)\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j}\right) + \varepsilon' \overline{\mu\left(\frac{\partial^2 \bar{u}_1}{\partial x_1} + \frac{\partial^2 \overline{u_l}}{\partial {x_3}^2}\right)}\right] + \overline{\mu \frac{\partial^2 \overline{u_1}}{\partial {x_2}^2}} +$$

$$\varepsilon'^2 \left[\frac{\lambda_0}{\mu_0}\frac{\partial \bar{\lambda}}{\partial x_i}\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} + 2\frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_i}\frac{\partial \overline{u_1}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_3}\left(\frac{\partial \overline{u_1}}{\partial x_3} + \frac{\partial \overline{u_3}}{\partial x_1}\right)\right] + \frac{\partial \bar{\mu}}{\partial x_i}\left(\frac{\partial \overline{u_1}}{\partial x_2} + \varepsilon'^2 \frac{\partial \overline{u_2}}{\partial x_i}\right)\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_2} = \varepsilon'^2 \left\{\varepsilon' \left[-R\left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial t} + \right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left.\bar{\mu}_j \frac{\partial u_2}{\partial x_j}\right) + \varepsilon' \bar{\mu}\left(\frac{\partial^2 \bar{u}_2}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_2}{\partial {x_3}^2}\right)\right] + \left(\bar{\mu} + \bar{\lambda}\frac{\lambda_0}{\mu_0}\right)\frac{\partial}{\partial \bar{x}_2}\left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_j}\right)\bar{\mu}\frac{\partial^2 \bar{u}_2}{\partial {\bar{x}_2}^2} + \frac{\lambda_0}{\mu_0}\frac{\partial \bar{\lambda}}{\partial \bar{x}_2}\left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_j}\right) + 2\frac{\partial \bar{\mu}}{\partial \bar{x}_2}\frac{\partial \bar{u}_2}{\bar{x}_2} +$$

$$\frac{\partial\bar{\mu}}{\partial\bar{x}_1}\left(\frac{\partial\bar{u}_1}{\partial\bar{x}_2}+\varepsilon'^2\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial\bar{x}_1}\right)+\frac{\partial\bar{\mu}}{\partial\bar{x}_3}\left(\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial\bar{x}_2}+\varepsilon'^2\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial\bar{x}_3}\right)\Big\}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{x}_3}=\varepsilon'\left[-R\left(\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial t}+\bar{u}_j\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial x_j}\right)+\varepsilon'\left(\bar{\mu}+\right.\right.$$

$$\left.\bar{\lambda}\frac{\lambda_0}{\mu_0}\right)\frac{\partial}{\partial\bar{x}_3}\left(\frac{\partial\bar{u}_j}{\partial\bar{x}_j}\right)+\varepsilon'\bar{\mu}\left(\frac{\partial^2\bar{u}_3}{\partial\bar{x}_1{}^2}+\frac{\partial^2\bar{u}_3}{\partial\bar{x}_3{}^2}\right)\Big]\bar{\mu}\frac{\partial^2\bar{u}_3}{\partial\bar{x}_2{}^2}+\varepsilon'^2\left[\frac{\lambda_0}{\mu_0}\frac{\partial\bar{\lambda}}{\partial\bar{x}_3}\frac{\partial\bar{u}_j}{\partial\bar{x}_j}+2\frac{\partial\bar{\mu}}{\partial\bar{x}_3}\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial\bar{x}_3}+\frac{\partial\bar{\mu}}{\partial\bar{x}_1}\left(\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial\bar{x}_1}+\frac{\partial\bar{u}_1}{\partial\bar{x}_3}\right)\right]+$$

$$\frac{\partial\bar{\mu}}{\partial\bar{x}_2}\left(\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial\bar{x}_2}+\varepsilon'^2\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial\bar{x}_3}\right)$$

En négligeant les termes multipliés soit par ε^2, soit par $\varepsilon^3\boldsymbol{\mathcal{R}}$ il vient :

$$\left.\begin{aligned}&\frac{\partial\bar{P}}{\partial\bar{x}_1}=-\varepsilon'\mathcal{R}\left[\frac{\partial u_i}{\partial t}+\bar{u}_j\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial\bar{x}_j}\right]+\bar{\mu}\frac{\partial^2\bar{u}_i}{\partial\bar{x}_2{}^2}+\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial\bar{x}_2}\frac{\partial\bar{\mu}}{\partial\bar{x}_2}\quad(i=1et3)\\&\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{x}_2}=0\end{aligned}\right\}$$

Les termes en $\varepsilon'\Re$, ou termes d'inertie, de l'équation ci dessus seront négligeables devant les termes de viscosité quand$1\varepsilon'\Re\langle\langle\ 1$. Ceci est souvent vérifié dans les écoulements rencontrés en lubrification.

Des exceptions se rencontrent quand la viscosité du fluide est faible, quand l'épaisseur du film est importante ou pour les paliers de grandes dimensions (tels que ceux supportant les lignes d'arbre des centrales électriques modernes).

Dans ces cas les forces d'inertie ne sont plus négligeables.

Si par hypothèse on néglige les forces d'inertie il vient

$$\left.\begin{aligned}&\frac{\partial\bar{P}}{\partial\bar{x}_1}=\bar{\mu}\frac{\partial^2\bar{u}_i}{\partial\bar{x}_2{}^2}+\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial\bar{x}_2}\frac{\partial\bar{\mu}}{\partial\bar{x}_2}\quad(i=1et3)\\&\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{x}_2}=0\end{aligned}\right\}\qquad(\text{II.}6)$$