

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE de Technologie

DEPARTEMENT de Génie Mécanique

N° : .....



DOMAINE : Science et Technologie

FILIERE : GENIE MECANIQUE

OPTION : PRODUCTIQUE

Mémoire présenté pour l'obtention  
Du diplôme de Master Académique

Par: Mihoubi Khalid et Sadini Rachid

**Intitulé**

**Contribution à l'étude d'un palier  
hydrodynamique lisse**

**Soutenu devant le jury composé de:**

Benkherbache H

Université de M'sila

Président

Farhat H

Université de M'sila

Examineur

Makri H

Université de M'sila

Rapporteur

**Année universitaire : 2016 /2017**

# Remerciements

*Nous tenons tout d'abord à remercier chaleureusement notre encadreur, le Dr. Makri Hocine pour son aide, ses précieux conseils et pour sa grande disponibilité tout au long de la période de préparation de notre mémoire.*

*Nous remercions également nos parents, nos frères et sœurs et tous nos amis pour leur aide et leurs encouragements.*

# *Sommaire*

## **Remerciements**

<b>Introduction générale</b> .....	1
------------------------------------	---

## **CHAPITRE I : LES PALIERS ET LEUR LUBRIFICATION.**

I.1. Introduction.....	3
I.2. Les paliers hydrodynamiques (HD).....	3
I.2.1. Les paliers à géométrie fixe .....	3
I.2.1.1. Les paliers lisses cylindriques.....	3
I.2.1.2. Les paliers à arc partiel.....	8
I.2.1.3. Les paliers multilobes .....	9
I.2.1.4. Les paliers à films amortisseurs.....	11
I.2.2. Les paliers à géométrie variable.....	12
I.3. Notions de lubrification.....	15
I.3.1. Courbe de Stribeck .....	15
I.3.2. Lubrification limite.....	15
I.3.3. Lubrification mixte.....	16
I.3.4. Lubrification hydrodynamique ou fluide.....	16
I.4. Contact à faces parallèles : (portance hydrostatique).....	17
I.5. Cas de deux surfaces non parallèles : (coin d'huile).....	19
I.6. Cas d'une discontinuité.....	20

## **CHAPITRE II : HUILES ET LUBRIFIANTS.**

II.1. Introduction.....	25
II.2. Fonction fondamentales de lubrifiant.....	25
II.3. Huiles de base.....	25
II.3.1. Bases d'origine végétale.....	25
II.3.2. Bases d'origine minérale.....	26

II.3.3. Bases Synthétiques.....	26
II.4. Additifs ou Dopes.....	27
II.4.1. Additifs « améliorant d'indice de viscosité ».....	27
II.4.2. Additifs de point d'écoulement.....	27
II.4.3. Additifs détergents et dispersants.....	27
II.4.4. Additifs anti-usure et extrême pression.....	27
II.4.5. Additifs antioxydants.....	28
II.5. Viscosité des lubrifiants.....	28
II.5.1. Définition de la viscosité.....	28
II.5.2. Relation viscosité-température.....	29
II.5.3. Relation viscosité-pression.....	31
II.5.4. L'indice de viscosité (VI).....	32
II.6. Le taux de cisaillement.....	33
II.7. Classification des lubrifiants.....	33

### **CHAPITRE III : ETUDE DES PALIERS LISSES.**

III.1. Introduction.....	37
III.2. Calcul des différents paramètres dans le contact.....	37
III.2.1. Charge supportée par le contact.....	37
III.2.2. Le débit.....	37
III.2.3. Force de frottement.....	38
III.2.4. Couple de frottement.....	38
III.2.5. Coefficient de frottement.....	38
III.2.6. Champ de pression dans le film.....	38
III.3. Equation de base de la lubrification hydrodynamique.....	39
III.3.1. Equation d'épaisseur du film lubrifiant.....	39
III.3.2. Equations de Reynolds.....	40
III.3.2.1. Hypothèses du film mince.....	40
III.3.2.2. Forme de l'équation.....	40

III.3.3. Equation de l'énergie.....	42
III.3.4. Equation de la chaleur dans l'arbre et dans le coussinet.....	42
III.3.5. Conditions aux limites sur la pression.....	43
III.3.5.1. Condition de Sommerfeld.....	43
III.3.5.2. Condition de Gumbel.....	43
III.3.5.3. Conditions aux limites de Reynolds.....	44
III.3.6. Conditions aux limites pour la température.....	45
III.4. Synthèse des travaux.....	47

## **CHAPITRE IV : PARTIE EXPERIMENTALE.**

IV.1. Introduction.....	53
IV.2. Présentation du palier réalisé sur SOLIDWORKS .....	53
IV.3. Etapes à suivre pour opérer une bonne simulation.....	55
IV.4. Quelques considérations.....	58
IV.4.1. Mésalignement: basculement de l'arbre.....	58
IV.4.2. Déformations élastiques.....	58
IV.4.3. Cavitation d'huile.....	58
IV.4.4. Lubrification limite.....	59
IV.4.5. Propriétés d'huile dépendant de la pression.....	59
IV.4.6. Propriétés d'huile dépendant de température.....	59
IV.5. Conditions de simulation.....	60
IV.6. Les variables de l'expérimentation.....	60
IV.7. Résultats et discussion.....	61
IV.7.1. Répartition de la pression dans le fluide.....	61
IV.7.1. 1-Influence de l'excentricité sur la répartition de la pression du fluide dans le palier.....	61
IV.7.1. 2-Influence de la vitesse de rotation sur la répartition de la pression du fluide dans le palier	61
IV.7.1. 3-Influence de la pression d'admission sur la répartition de la pression du fluide dans le palier.....	62
IV.7.1. 4-Influence de la variation de l'angle de calage sur la répartition de la pression du fluide dans le palier.....	63
IV.7.2. Répartition de la température dans le fluide.....	64

IV.7.2. 1-Influence de l'excentricité sur la répartition de la température du fluide.....	64
IV.7.2. 2-Influence de la vitesse de rotation sur la répartition de la température du fluide .....	64
IV.7.2. 3-Influence de la pression d'alimentation sur la répartition de la chaleur dans le fluide.....	65
IV.7.2. 4-Influence de la variation de l'angle de calage sur la répartition de la pression du fluide dans le palier.....	66
<b>Conclusion générale</b> .....	67
<b>Liste des symboles</b> .....	68
<b>Liste des figures et tableaux</b> .....	70
<b>Références bibliographiques</b> .....	73
<b>Résumé</b>	

## **Introduction générale**

Les paliers hydrodynamiques sont des organes de machines dont la tâche principale est le support ainsi que le guidage des arbres en rotation. On trouve leur utilisation dans la majorité des machines tournantes contemporaines.

De nos jours, ces organes sont soumis à des conditions de plus en plus sévères car, ils sont pour la plupart sollicités au niveau de la température de fonctionnement mais aussi au niveau de l'épaisseur minimale du film lubrifiant.

L'augmentation des vitesses de rotation et des charges provoque un accroissement de l'énergie dissipée dans le film d'huile, modifiant ainsi les caractéristiques de ce dernier et les performances du palier.

Le présent travail a pour objectif d'établir une étude des paliers sous différents aspects, afin de toucher aux points essentiels les concernant. Le travail effectué sera donc présenté de la façon suivante :

Le premier chapitre s'agit d'une étude bibliographique, qui permet dans un premier temps de présenter de généralités concernant les différents types de paliers et puis de donner des notions sur leur lubrification.

Le second chapitre est dédié aux huiles et lubrifiants, c'est-à-dire les différents types que l'on distingue, leur fonction, leurs propriétés, leur classification etc.

Le troisième chapitre, portera sur deux aspects importants de l'étude des paliers ; la première partie sera une analyse théorique qui permettra d'établir les équations de base de la lubrification hydrodynamique ainsi que le calcul des différents paramètres de contact et la deuxième partie, une synthèse des différents travaux menés dans le cadre de l'étude des paliers.

Le quatrième et dernier chapitre a pour objectif d'étudier le comportement du film fluide, séparant l'arbre et le coussinet dans un palier lisse à géométrie régulière. Cette étude, est essentiellement une simulation réalisée sur le logiciel SOLIDWORKS. Nous avons utilisé l'atelier FLOWORKS intégré à ce dernier.

Bien sûr nous terminons ce travail par une conclusion générale.

## **I.1. Introduction**

Le problème du comportement des paliers est aussi une préoccupation majeure pour les fabricants de machines tournantes. Dans le cas des transmissions « haute-puissance », les industriels font souvent recours aux paliers pour le support des lignes d'arbres.

Le choix d'un type de support est une décision qui doit être prise dans la première phase du processus de conception. Le palier est un support ou guide qui détermine la position d'une pièce mobile par rapport aux autres pièces d'un mécanisme. [1]

Essentiellement, ce chapitre a pour vocation d'établir une représentation des différents supports utilisés par les industriels pour le guidage de ces fameuses lignes d'arbres des machines tournantes.

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)

Une attention toute particulière sera portée sur les paliers dits « Hydrodynamiques ».

## **I.2. Les paliers hydrodynamiques (HD)**

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. [2]

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. [1]

On distingue deux types de configuration de paliers hydrodynamiques :

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

### **I.2.1. Les paliers à géométrie fixe**

#### **I.2.1.1. 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 (Figure I.1). On trouve leur utilisation dans les moteurs thermiques, les compresseur, les réducteurs, les alternateurs,... etc. [1]

# **CHAPITRE I : LES PALIERS ET LEUR LUBRIFICATION.**



**Fig I.1 : Coussinets. [1]**

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. [3]

#### **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. [3]

#### **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. [3]

#### **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. [3]

#### **- Principe de fonctionnement**

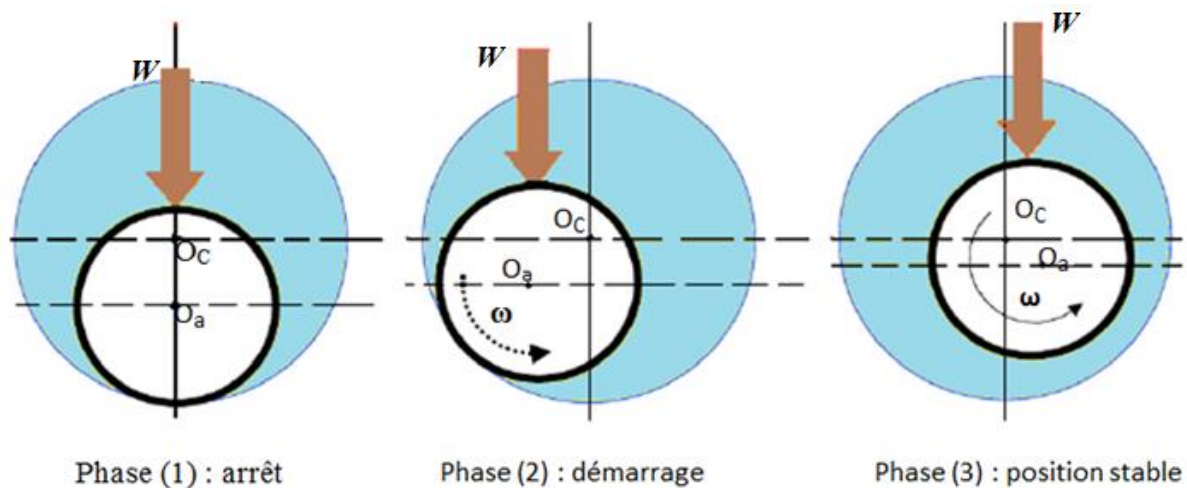
Le fonctionnement du palier est directement lié au débit du film. L'apparition de ce débit est provoquée par l'adhérence du fluide lubrifiant en film mince aux parois en mouvement. [3]

La mise en route du palier, nous permet d'observer trois phases distinctes et qui sont représentées dans la (Figure I.2). Les points  $O_a$  et  $O_c$  correspondent respectivement aux centres de l'arbre et du coussinet, quant à la charge extérieure appliquée à l'arbre, elle est notée par  $W$ . [2]

**Phase 1 :** À l'arrêt (Figure I.2.1), il y a contact entre l'arbre et le coussinet, la génératrice commune s'oppose à la charge et la distance  $O_aO_c$  est égale au jeu radial  $C$ . [3]

**Phase 2 :** Au démarrage (Figure I.2.2), l'arbre roule tout en glissant à l'intérieur du coussinet, la lubrification suit un régime mixte et le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

**Phase 3 :** Une fois que la vitesse de rotation atteint une valeur suffisante (Figure I.2.3), on voit apparaître un champ de pression hydrodynamique supportant la charge constante  $P$  et le centre de l'arbre  $O_a$  occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet. [3]



**Fig I.2 : phases de fonctionnement d'un palier lisse. [3]**

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  $e = |O_aO_c|$ , appelée excentricité, ainsi que l'angle de calage  $\theta$  (angle que fait la direction de la charge  $W$  avec la ligne des centres  $O_aO_c$ ) sont deux paramètres en compte afin de bien positionner  $O_a$  par rapport à  $O_c$ . [1]

#### - Caractéristiques géométriques

L'arbre de rayon  $R_a$  et le coussinet de rayon  $R_c$  et de longueur  $L$  sont les deux éléments qui composent un palier lisse. On peut donc schématiser ce type de palier par deux cercles de rayons voisins, comme le montre la (Figure I.3). [1]

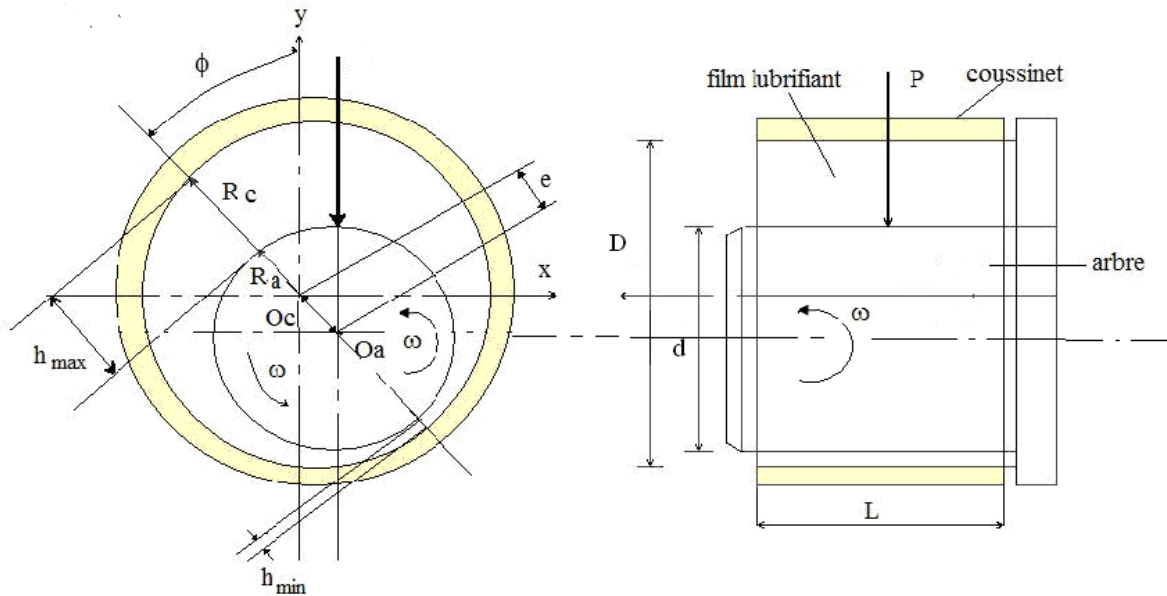


Fig. 1.3: Caractéristiques de fonctionnement du palier hydrodynamique. [3]

Un palier lisse est donc caractérisé par trois grandeurs :

- Le jeu radial  $C = R_c - R_a$
- Le jeu relatif  $(C/R)$  est de l'ordre de 0,001.
- Le rapport  $(L/D)$  de la longueur au diamètre du palier.

#### - Caractéristiques de fonctionnement d'un palier lisse

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.

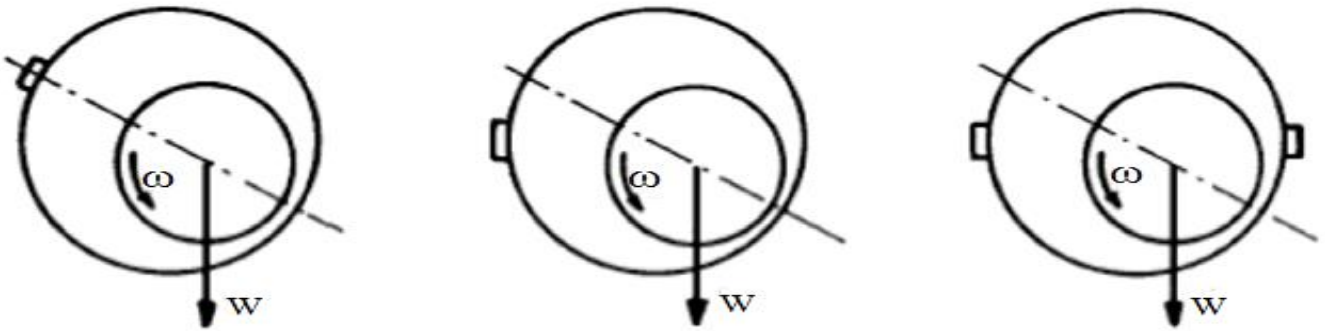
- **Rainures axiales :**

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  $90^\circ$  et  $135^\circ$  en amont de la charge.

Deux rainures d'alimentations diamétralement opposées à  $90^\circ$  de la direction de la charge, peuvent être envisagées, au cas où le sens de rotation ne serait pas fixe (Figure I.4). 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. [2]



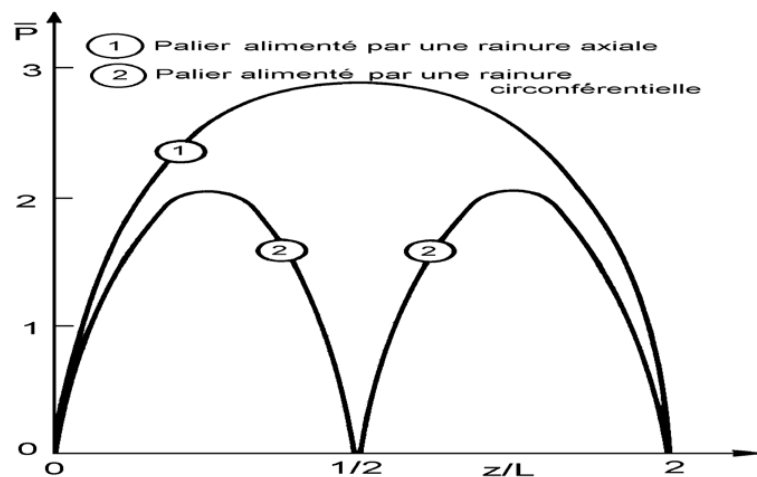
**Fig I.4 : Position des rainures axiales. [2]**

- **Rainure circonférentielle :**

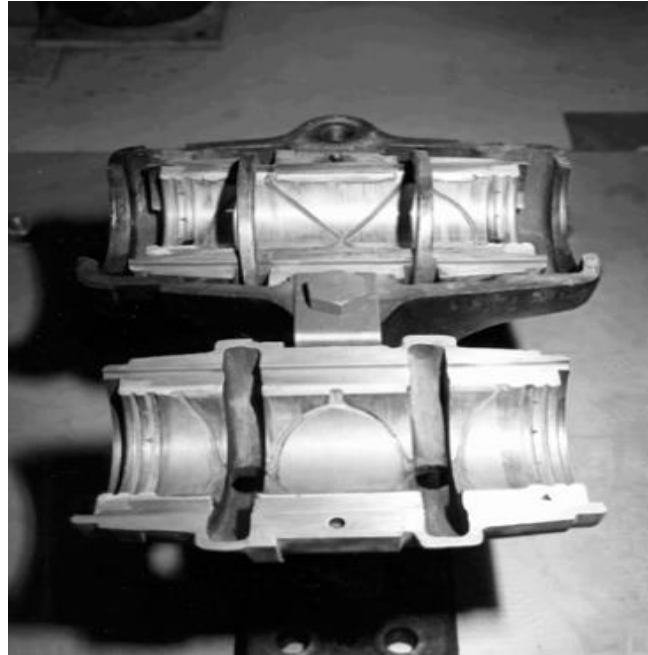
On a recours à ce type de rainures, lorsque la charge est variable en direction. La rainure circonférentielle est généralement placée dans la section médiane du palier.

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.5). Aussi des rainures circonférentielles d'amplitudes limitées ou même des trous sont utilisés sur certains paliers de bielles de moteurs thermiques. [2]

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.6) sont plus stables du point de vue vibratoire mais leur capacité de charge est réduite. [2]



**Fig I.5 : Variation de la pression en fonction de la coordonnée axiale z. [2]**



**Fig I.6 : Palier à rainure circonférentielle. [2]**

**- Avantages et inconvénients des paliers lisses : [2]**

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

- 1- Insensible aux chocs et aux vibrations à cause de leurs grandes surfaces porteuses amortissantes lubrifiées
- 2- Silencieux.
- 3- Insensible à la poussière.
- 4- Grandes vitesses de rotation.
- 5- Durées de vie illimitée dans le domaine de frottement liquide.
- 6- Montage et démontage faciles des arbres lorsqu'il s'agit de coussinets fractionnés.

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

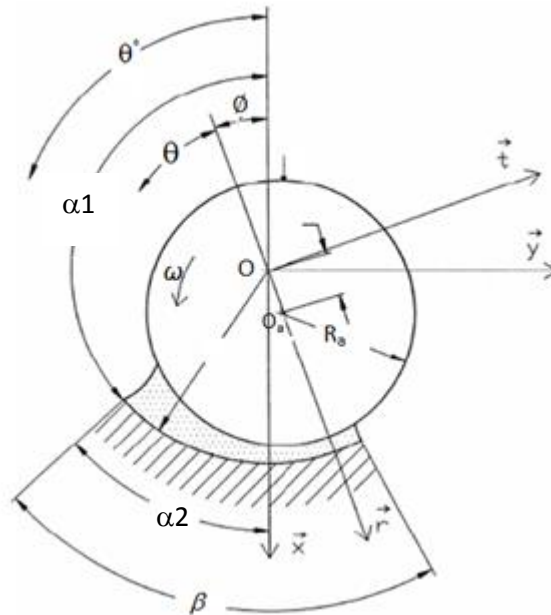
- 1- Grande quantité d'huile nécessaire pour la lubrification.
- 2- Surveillance permanente.
- 3- Rendement moins élevé que celui des roulements

### **I.2.1.2. Les paliers à arc partiel**

Les observations de paliers lisses cylindriques ou à arc partiel faiblement chargés à vitesses élevées, ont permis de constater que ces deux types de paliers présentent de grands risques d'instabilité. En 1934 surgit l'idée qui consistait à améliorer la stabilité du palier en modifiant son profil de façon à augmenter l'excentricité de fonctionnement, c'est-à-dire de la précharge. En effet, Newkirk et Grobel ont réussi à démontrer expérimentalement que l'existence d'une discontinuité dans la géométrie à la surface du coussinet avait le pouvoir d'améliorer la stabilité du palier. [2]

Le calcul d'un palier à arc partiel est similaire à celui d'un palier circulaire complet, la pression d'entrée du palier est imposée. La (Figure I.7) représente la section droite d'un palier à arc partiel,  $O_a$  et  $O$  indiquent respectivement le centre de l'arbre et le centre géométrique du palier.  $O$  représente aussi dans ce cas le centre de courbure de l'arc partiel ou du lobe. [1]

Comme pour le palier lisse, deux paramètres sont nécessaires pour repérer le centre de l'arbre  $O_a$  vis-à-vis du centre de coussinet  $O$  qui sont  $e$  et  $\emptyset$ . Le début du lobe est repéré par l'angle  $\alpha_1$ , et sa fin par l'angle  $\alpha_2 = \alpha_1 + \beta$  où  $\beta$  représente l'amplitude circonférentielle de l'arc. [1]



**Fig I.7 : Schématisation d'un palier à arc. [1]**

### **I.2.1.3. Les paliers multilobes**

Un palier à trois lobes est représenté dans la (Figure I.8), on peut distinguer deux conditions de fonctionnement : position centrée (Figure I.8.a) et excentrée (Figure I.8.b). Le coussinet est constitué de trois lobes d'amplitude circonférentielle  $\beta_i$  de longueur axiale  $L$ , de rayon de courbure  $R_L$  et de centre de courbure  $O_i$ .

Les centres de courbure  $O_i$  des lobes sont situés sur un cercle de rayon  $a$  et de centre  $O$ , centre géométrique du palier. Le palier est dit préchargé géométriquement d'une valeur  $a$ .

Le rôle de ce préchargé géométrique apparaît clairement sur les figures (I.8.a et I.8.b) en position centrée.

Il existe toujours une suite d'espaces convergent-divergents répartis autour de l'arbre, ce qui entraîne une succession de coins d'huile qui vont opposer une certaine résistance à tout déplacement du centre de l'arbre. L'arbre étant en position centrée, on définit deux types de paliers à lobe selon le lieu de la ligne des centres  $O_i$   $O$  vis-à-vis des lobes.

Si cette ligne des centres est l'axe de symétrie du lobe, le palier est dit à lobes symétriques (figure I.8.a), dans le cas contraire il est dit à lobes asymétriques (figure I.8.b). [1]

Pour établir une caractérisation géométrique d'un palier à lobes, il est nécessaire de définir les grandeurs suivantes : [1]

- Le nombre de lobes  $n$ ,
- Les amplitudes circonférentielle  $\beta_i$  et axiale  $L$  des lobes,
- Les rayons de courbure des lobes  $R_L$ , de l'arbre  $R_a$  et du cercle inscrit au coussinet  $R_b$ ,
- La précharge géométrique  $a$  qui correspond à la distance entre le centre géométrique du palier et le centre de courbure du lobe,
- La position des lobes vis-à-vis d'une direction fixe arbitraire ( $O_x$ ) (direction de la charge, par exemple) caractérisée par les coordonnées  $\theta_{Li}$  et  $\psi_i$  où  $\theta_{Li}$  positionne le début du lobe ( $i$ ) et  $\psi_i$  repère sa ligne des centres en position centrée  $O_i$ ,
- L'amplitude circonférentielle  $\gamma_i$  (et éventuellement axiale) des rainures de découplages.

La connaissance de ces grandeurs permet de définir:

- Le jeu radial d'usinage :  $C_L = R_L - R_a$
- Le jeu radial d'assemblage :  $C_b = R_b - R_a$
- Le coefficient de précharge géométrique :  $m = a/CL$ ,
- Les coefficients d'asymétrie  $\alpha_i = (\psi_i - \theta_{Li}) / \beta_i$  qui caractérisent le rapport de l'amplitude de la région convergente à celle du lobe.

Si  $m = 0$ , le palier n'est pas préchargé, c'est un palier circulaire à  $n$  rainures axiales, tandis que la valeur  $m=1$  représente le cas limite où il y a contact permanent entre l'arbre et chacun des lobes.

Si  $\alpha_i = 0.5$ , le lobe est symétrique.

Si  $\alpha_i = 1$ , toute la région est convergente.

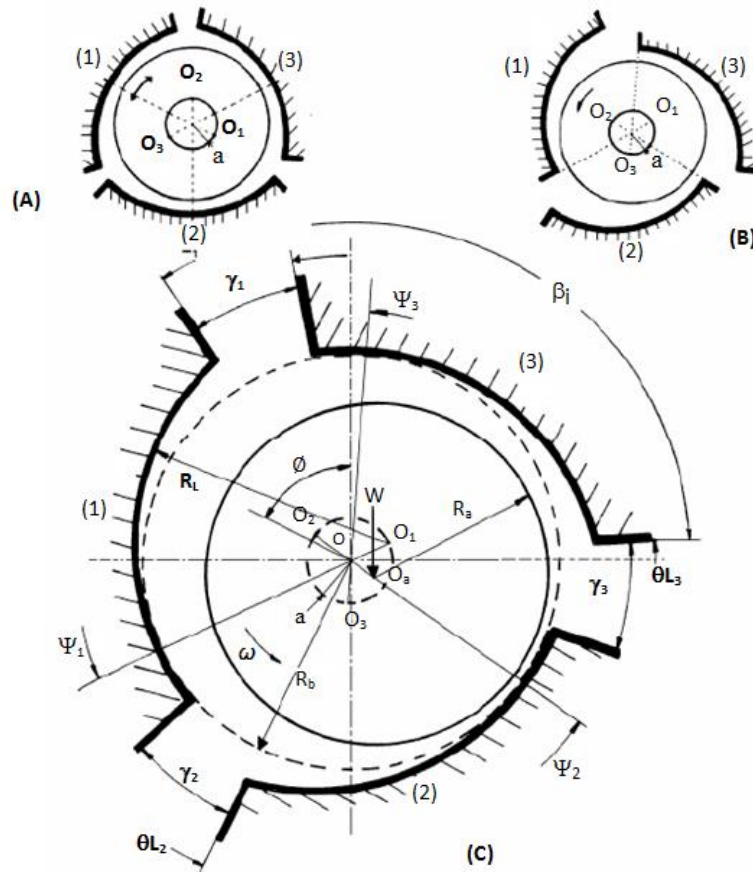


Fig I.8 : Schéma d'un palier à trois lobes. [1]

A) Lobes symétriques (palier centré). B) Lobes asymétriques (palier centré). C) Cas général : Palier excentré

#### I.2.1.4. Les paliers à films amortisseurs

Ce type de paliers résulte du montage de l'ensemble rotor-roulement à bille dans un palier fluide (Figure I.9). Le roulement assure le guidage en rotation de l'arbre, tandis que le palier joue le rôle d'un amortisseur visqueux. Le mouvement de la bague extérieure du roulement dans le palier est réduit à une translation, grâce à la bague intermédiaire (fixe en rotation). [2]

Deux technologies de paliers à films amortisseurs 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) :

Ce type de palier est essentiellement utilisé pour le guidage des rotors de turbines tournant à grandes vitesses, on peut citer l'exemple des turboréacteurs d'avions qui utilisent souvent des paliers à roulement au lieu des paliers à film amortisseur. [2]

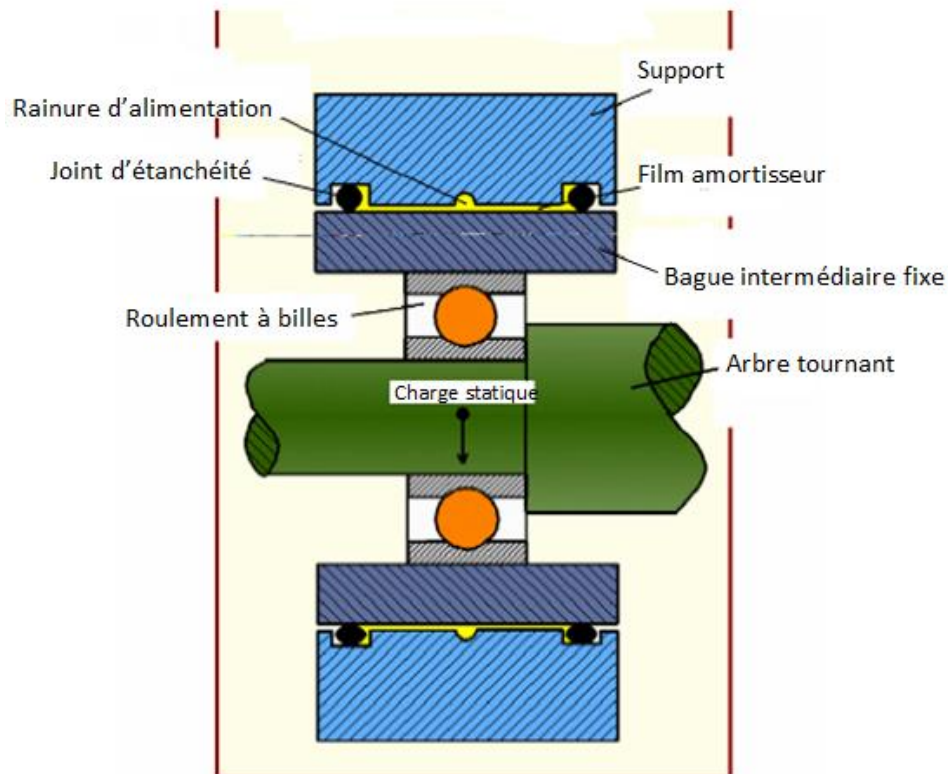


Fig I. 9 : Schéma de principe d'un palier à film amortisseur. [1]

## I.2.2. Les paliers à géométrie variable

Communément appelées « paliers à patins oscillants », ces paliers sont réglables par leur mode de fonctionnement (Figure 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. [1]

### - Caractéristiques géométriques : [1]

Les principaux caractères sont :

- Le nombre de patins  $n$ ,
- Le rayon de l'arbre  $R_a$ ,
- Le rayon de cercle des pivots  $R_b$ ,
- L'amplitude angulaire  $\beta$ , la largeur  $L$ , le rayon de courbure  $R_p$ , la masse équivalente de chaque patin ( $M = I/R_p$ ) où  $I$  est le moment d'inertie du patin par rapport à son pivot,
- La position des pivots  $\psi_i$ ,
- Le jeu d'usinage du patin  $C_p = R_p - R_a$ ,

- Le rapport  $\alpha/\beta$  qui définit la position angulaire du pivot,
- La distance  $a$  qui sépare le centre géométrique du palier du centre de courbure du patin,
- Le coefficient de précharge géométrique  $m = a / C_p$ .

Sous charge nulle, les centres de l'arbre  $O_a$  et du palier  $O$  sont confondus (figure I.11.a).

Si le coefficient de précharge géométrique  $m$  est nul, il n'y a pas de génération de pression hydrodynamique. Les patins sont alors en position d'équilibre. Il y a alors un risque de contact entre l'extrémité du patin et l'arbre. Par contre, lorsque le coefficient de précharge géométrique  $m$  est différent de zéro, tous les patins sont hydrodynamiquement chargés.



**Fig I.10 : Palier à patins oscillants. [1]**

Le paramètre de précharge géométrique est donc très important puisqu'il assure, comme dans le cas des paliers à géométrie fixe, une bonne rigidité du système sous charge nulle. Lorsque le palier est chargé, l'arbre est excentré (figure I.11.b). Les patins quant à eux tournent autour de leurs pivots.

Ils occupent alors une position d'équilibre statique telle que l'action hydrodynamique exercée sur chaque patin passe par son pivot et que la résultante de toutes les forces  $F_i$  soit égale et opposée à la charge statique extérieure  $W_0$  supportée par le palier.

En régime dynamique, les patins peuvent suivre le mouvement de l'arbre, ce qui est à l'origine du palier.

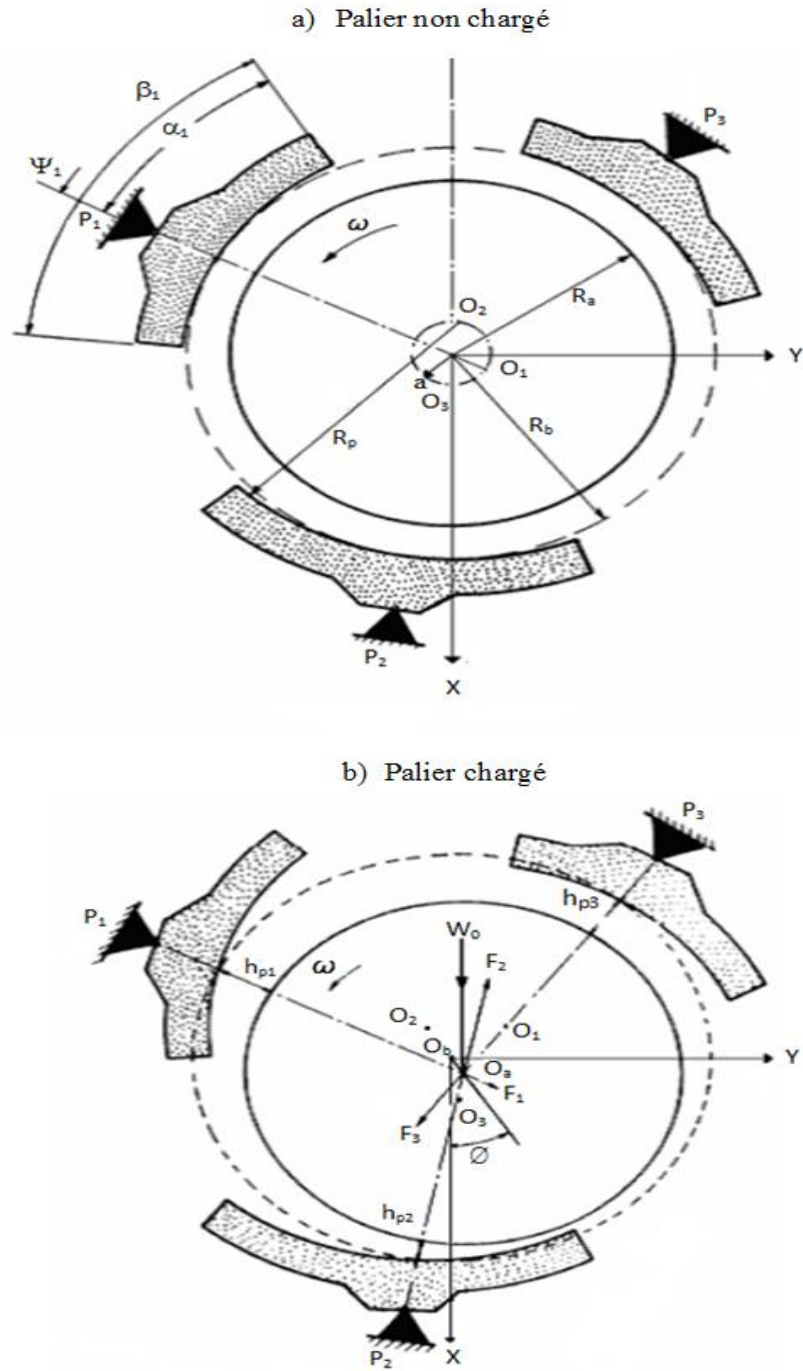


Fig I.11 : Schématisation d'un palier à trois patins oscillants. [1]

### I.3. Notions de lubrification

#### I.3.1. Courbe de Stribeck

##### - Définition

La courbe permet de différencier trois modes de fonctionnement ou régimes de lubrification d'un palier. Ceux-ci sont identifiés en fonction du type d'interactions de contact qui survient entre la surface de matériau antifriction et la surface antagoniste. [4]

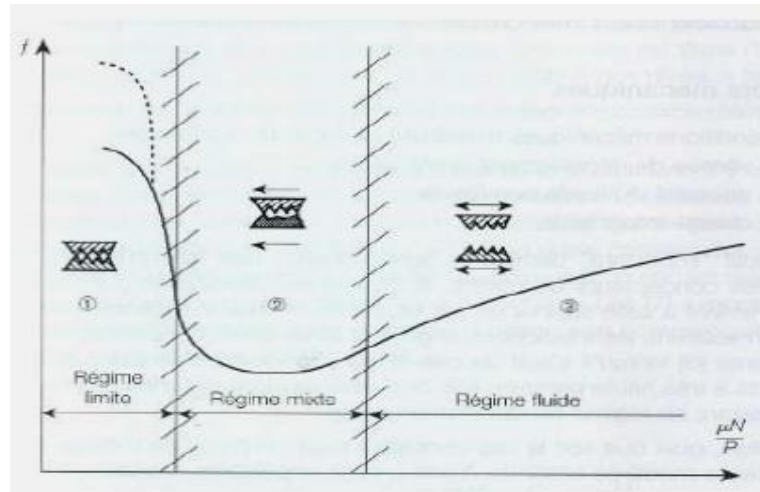


Fig I.12 : Les différents régimes de lubrification. [4]

La (figure I.12), illustre ces trois modes de fonctionnement :

- la région 1 est définie comme étant un régime de lubrification limite.
- la région 2 correspond à un régime de lubrification dit mixte.
- la région 3 est dite lubrification hydrodynamique.

#### I.3.2. Lubrification limite

Ce régime est habituellement caractérisé par le fait que la charge appliquée sur le palier est totalement supportée par les aspérités en contact, ces aspérités étant recouvertes d'un film complet ou partiellement rompu de lubrifiant adsorbé.

Lorsque le film adsorbé est rompu, voire inexistant sur les aires de contact, cette non-continuité donne dans la représentation de la courbe de Stribeck un coefficient de friction plus élevé conformément au tracé en pointillé à la (figure I.12). Physiquement, celui-ci traduit le fait que les aspérités des deux surfaces antagonistes viennent s'entrechoquer et rompre, sous l'intensité du contact, le film adsorbé.

À titre indicatif, le coefficient de friction entre deux pièces en acier est de l'ordre de 0,15 lorsque le film adsorbé est non rompu et de 0,3 à 0,5 lorsque le film adsorbé est rompu. [5]

### **I.3.3. Lubrification mixte**

Le mouvement relatif entre les deux surfaces n'est pas encore suffisant pour engendrer une pression hydrodynamique assurant complètement la portance de la charge qui tend à mettre en contact les deux surfaces antagonistes. La partie de la charge supportée par les aspérités en contact ne donne pas lieu au niveau de celles-ci à des ruptures du film de lubrifiant adsorbé.

La position intermédiaire de ce régime par rapport à la lubrification limite et la lubrification hydrodynamique rend celui-ci difficilement représentable de manière précise sur le diagramme de Stribeck (Figure I.12), surtout en ce qui concerne le passage entre lubrification limite et mixte. Pour la limite entre les régimes mixte et hydrodynamique, on considère le plus souvent que le régime mixte commence (à partir du régime hydrodynamique) lorsque le paramètre  $\lambda$  est inférieur à 3, ( $\lambda$  étant le rapport entre l'épaisseur minimale de film de lubrifiant et la valeur de l'écart-type des rugosités cumulées de chaque surface).

À titre indicatif, le coefficient de friction varie de 0,20 à 0,001. La construction de cette partie de la courbe peut être effectuée en considérant que le coefficient de friction  $f$  est égal à :

$$f = \alpha f_m + (1-\alpha) f_h \quad \text{Eq I.1}$$

Avec :

$f_m$  : Coefficient de friction en régime mixte.

$f_h$  : Coefficient de friction en régime hydrodynamique.

$\alpha$  : Coefficient de répartition en fonction de la charge supportée par le film hydrodynamique vis-à-vis de celle supportée par les aspérités. [5]

### **I.3.4. Lubrification hydrodynamique ou fluide**

Lorsqu'un fluide lubrifiant est présent entre deux surfaces en mouvement relatif l'une par rapport à l'autre (glissement ou rotation) engendre une pression en son sein et maintient ainsi distantes les deux surfaces antagonistes, on dit qu'il y a lubrification hydrodynamique. Dans certains cas, pour mieux la différencier de la lubrification mixte, on parle de lubrification hydrodynamique parfaite ou totale.

Il existe deux modes d'actions pour engendrer ce phénomène de portance : l'effet de coin convergent et l'effet d'écrasement de film. Ces deux effets peuvent survenir dans un palier. Le premier est le résultat du décalage du centre de rotation de l'arbre vis-à-vis du centre du logement ; le second résulte d'un déplacement rapide du centre de l'arbre sans rotation propre de celui-ci, cas rencontré dans les paliers de pied de bielle de moteurs thermiques.

À titre indicatif, le coefficient de friction varie le plus souvent de 0,001 à 0,005.

L'équation de Reynolds sous sa forme générale permet de prendre en compte tous les phénomènes de portance rencontrés en lubrification. Il est cependant utile d'étudier séparément les différents types de portance. [5]

#### **I.4. Contact à faces parallèles : (portance hydrostatique)**

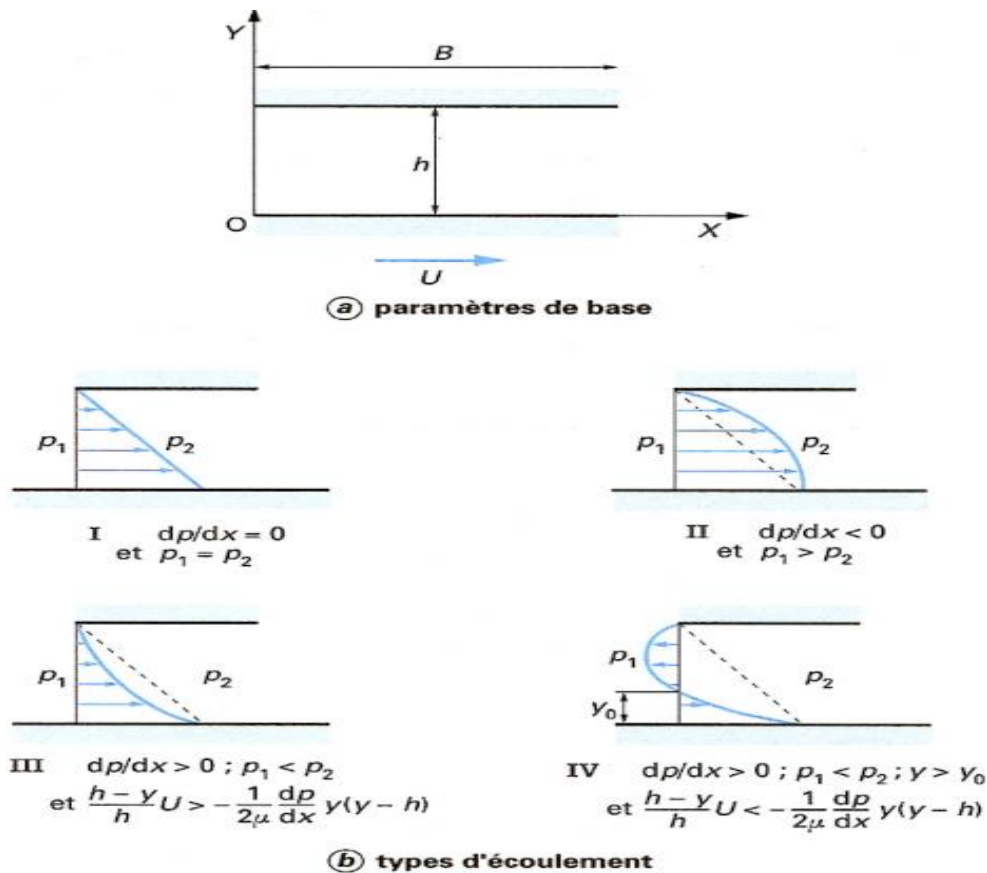
Soit l'écoulement entre deux plaques parallèles de largeur infinie selon OZ. La plaque supérieure de longueur B est fixe ; la plaque inférieure est animée d'un mouvement de translation uniforme de vitesse  $U_1 = U$  (figure I.13.a). Dans ces conditions, la vitesse du fluide s'écrit :

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U \quad \text{Eq I.2}$$

Et l'équation de Reynolds :

$$\frac{d^2 p}{dx^2} = 0 \quad \text{Eq I.3}$$

Car la vitesse  $U$  et l'épaisseur  $h$  sont constantes ; ainsi  $dp/dx = Cte$ .



**Fig I.13 : Types d'écoulement entre deux plaques parallèles (cas hydrostatique). [6]**

Deux cas peuvent se présenter :

- la pression est identique à l'entrée et à la sortie. Dans ce cas  $dp/dx = 0$  ; il n'y a pas de portance dans le contact et la répartition de vitesse suivant l'épaisseur du film est linéaire (figure I.13.b, cas I). C'est l'écoulement de Couette.
- la pression est différente à l'entrée et à la sortie. Dans ce cas :

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_2 - p_1}{L} \quad \text{Eq I.4}$$

Avec  $p_1$  et  $p_2$  pressions respectivement à l'entrée et à la sortie du contact, distantes de  $L$ .

Le champ de vitesse dans le film est fonction des pressions imposées aux extrémités du contact (figure I.15.b, cas II, III et IV). Ainsi, la vitesse du fluide est généralement due à deux effets différents :

- l'écoulement de Couette, c'est le terme de vitesse :

$$\frac{h-y}{h} U \quad \text{Eq I.5}$$

- l'écoulement de Poiseuille, c'est le terme de vitesse :

$$\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \gamma(y-h) \quad \text{Eq I.6}$$

Dans les cas II, III et IV, il y a portance, mais il faut remarquer que celle-ci est indépendante de la vitesse et de l'épaisseur du film : c'est une portance hydrostatique. [6]

### I.5. Cas de deux surfaces non parallèles : (coin d'huile)

Soit l'écoulement entre deux plaques planes non parallèles de largeur infinie suivant OZ et de longueur B suivant OX. La plaque inférieure est animée d'un mouvement de translation uniforme de vitesse  $U_1 = U$ , la plaque supérieure est immobile et inclinée dans le plan XOY d'un angle constant  $\alpha$  très petit (figure I.14).

L'équation de Reynolds s'écrit :

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\mu U \frac{dh}{dx} \quad \text{Eq I.7}$$

Avec  $h = h_1 - x \tan \alpha$  et  $\tan \alpha = (h_1 - h_2)/B$

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U \frac{h-h^*}{h^3} \quad \text{Eq I.8}$$

Avec  $h^*$  épaisseur du film au point d'abscisse  $x^*$  pour lequel le gradient de pression s'annule.

Où  $h_1$  et  $h_2$  épaisseur maximale et minimale du film, B sa longueur.

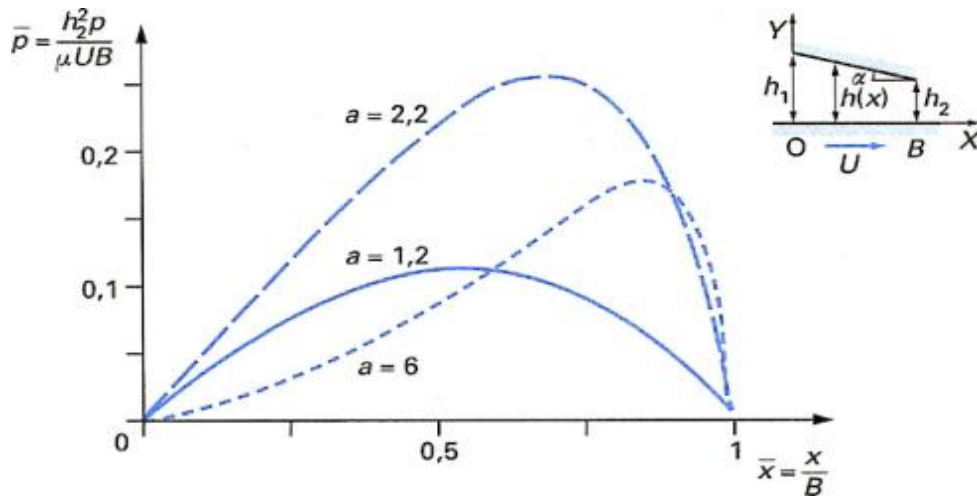


Fig I.14 : Courbes de variation de pression pour différents rapports  $a = h_1/h_2$ . [6]

Il vient, après intégration :

$$p = \frac{6\mu U}{\tan \alpha} \left( \frac{1}{h} - \frac{h^*}{2h^2} + C_1 \right) \quad \text{Eq I.9}$$

Si l'entrée et la sortie du film sont à la pression atmosphérique et si celle-ci est prise comme référence, les conditions aux limites sur la pression s'écrivent :

$$P = 0 \text{ pour } x = 0 \text{ ou } h = h_1$$

$$P = 0 \text{ pour } x = B \text{ ou } h = h_2$$

Ces conditions permettent de calculer les deux constantes  $h^*$  et  $C_1$  ; il vient ainsi :

$$h^* = \frac{2h_1h_2}{h_1+h_2} \quad \text{et} \quad C_1 = -\frac{1}{h_1+h_2} \quad \text{Eq I.10}$$

Soit :

$$p = \frac{6\mu U}{\tan \alpha} \left[ \frac{1}{h} - \frac{1}{h^2} \frac{h_1h_2}{(h_1+h_2)} - \frac{1}{h_1+h_2} \right] \quad \text{Eq I.11}$$

Ce qui s'écrit encore, si l'on pose  $a = h_1/h_2$  et  $\bar{h} = h/h_2$  :

$$p = \frac{6\mu UB}{h_2^2(a-1)} \left[ \frac{1}{\bar{h}} - \frac{1}{\bar{h}^2} \frac{a}{(1+a)} - \frac{1}{1+a} \right] \quad \text{Eq I.12}$$

La (figure I.14) présente les variations de la pression sans dimension  $\bar{p} = h_2^2 p / (\mu UB)$  pour différents rapports  $a = h_1/h_2$ . La valeur du maximum de pression est fonction du rapport  $a$ ; son point d'application se déplace vers la sortie de l'écoulement lorsque «  $a$  » augmente. La pression maximale atteint sa plus grande valeur pour  $a \approx 2,2$ .

La charge est obtenue par intégration du champ de pression : pour une largeur  $L$ , il vient :

D'où :

$$W = L \int_0^B p dx = -\frac{L}{\tan \alpha} \int_{h_1}^{h_2} p dh \quad \text{Eq I.13}$$

$$W = \frac{6\mu UL}{\tan^2 \alpha} \left( \ln \frac{h_1}{h_2} - 2 \frac{h_1 - h_2}{h_1 + h_2} \right) \quad \text{Eq I.14}$$

Ou encore :

$$W = \frac{6\mu ULB^2}{h_2^2(a-1)^2} \left( \ln a - 2 \frac{a-1}{a+1} \right) \quad \text{Eq I.15}$$

La courbe en trait continu de la (figure I.15) présente les variations  $\bar{w} = h_2^2 w / (\mu ULB^2)$  en fonction du rapport  $a = h_1/h_2$ . Cette charge est nulle lorsque  $a = 1$  (plaques parallèles), elle est maximale pour un rapport d'épaisseur entre l'entrée et la sortie très voisin de 2,2. [6]

### I.6. Cas d'une discontinuité

Soit un patin échelon, dit patin de Rayleigh (figure I.16), de largeur infinie selon OZ. Il est constitué de deux régions : une région d'entrée où l'épaisseur du film est constante et égale à  $h_1$ , une région de sortie où l'épaisseur est également constante et égale à  $h_2$ . Ces deux régions sont donc séparées par une discontinuité dans l'épaisseur du film située au point  $x = B_0$ . Pour étudier ce problème, il faut isoler la discontinuité et résoudre l'équation de Reynolds séparément dans les régions d'entrée et de sortie.

Dans la région d'entrée définie par  $0 < x < B_0$ , l'équation de Reynolds s'écrit:

$$\frac{d^2 p}{dx^2} = 0 \quad \text{Eq I.16}$$

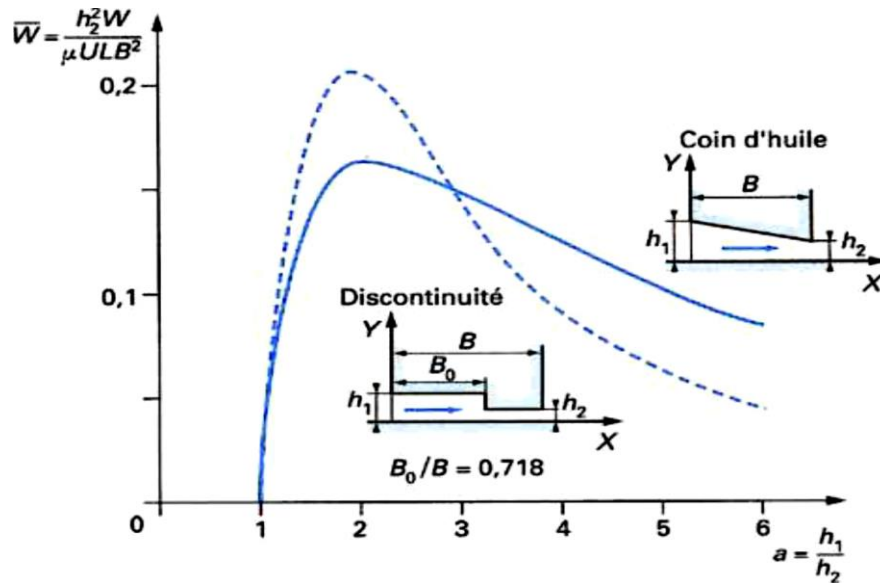


Fig I.15 : Variation de la charge  $\bar{w}$  en fonction du rapport  $h_1/h_2$ . [6]

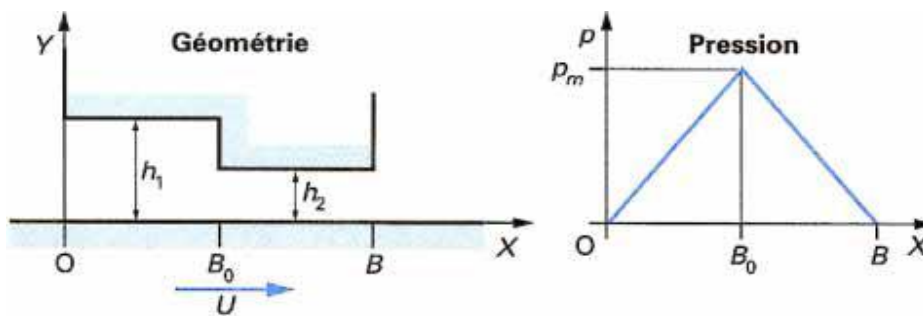


Fig I.16 : Patin échelon ou patin de Rayleigh, avec sa répartition de pression. [6]

Soit :

$$P = C_1 x + C_2 \quad \text{Eq I.17}$$

$C_1$  et  $C_2$  sont calculés à partir des conditions aux limites :

$$P = 0 \quad \text{pour } x = 0$$

$$P = P_m \quad \text{pour } x = B_0$$

Avec  $p_m$  pression maximale inconnue qui existe au niveau de la discontinuité.

Il vient ainsi :

$$p = \frac{P_m}{B_0} x \quad \text{Eq I.18}$$

De même, dans la zone de sortie définie par  $B < x < B_0$ , l'équation de Reynolds s'écrit :

$$\frac{d^2 p}{dx^2} = 0 \quad \text{Eq I.19}$$

Soit :

$$P = C_3 x + C_4 \quad \text{Eq I.20}$$

Les conditions aux limites :

$$P = P_m \quad \text{pour } x = B_0$$

$$P = 0 \quad \text{pour } x = B$$

Permettent de calculer  $C_3$  et  $C_4$  ; il vient :

$$p = \frac{P_m}{B - B_0} (B - x) \quad \text{Eq I.21}$$

Ainsi la courbe de variation de pression est linéaire (figure I.18) ; elle présente une discontinuité au point  $B_0$ . La pression inconnue  $P_m$  est calculée en écrivant l'égalité des débits à l'entrée et à la sortie.

Le débit pour une largeur  $L$  s'écrit à l'entrée ou à la sortie :

$$Q_i = L \int_0^{h_i} u_i dy \quad \text{Eq I.22}$$

Avec :

$$u_i = \frac{1}{2\mu} \frac{dp_i}{dx} y(y - h_i) + \frac{h_i - y}{h_i} U \quad \text{Eq I.23}$$

Où  $i$  prend les valeurs 1 à l'entrée et 2 à la sortie. Il vient ainsi :

$$Q_i = - \frac{L h_i^3}{12\mu} \frac{dp_i}{dx} + \frac{LUh_i}{2} \quad \text{Eq I.24}$$

Avec :

$$\frac{dp_1}{dx} = \frac{P_m}{B_0} \quad \text{et} \quad \frac{dp_2}{dx} = \frac{-P_m}{B - B_0} \quad \text{Eq I.25}$$

L'égalité des débits  $Q_1$  et  $Q_2$  permet d'écrire :

$$P_m = 6\mu U \frac{h_1 - h_2}{\frac{h_1^3}{B_0} + \frac{h_2^3}{B - B_0}} \quad \text{Eq I.26}$$

Soit encore :

$$P_m = \frac{6\mu UB}{h_2^2} \frac{s(1-s)(a-1)}{a^3(1-s) + s} \quad \text{Eq I.27}$$

Avec  $a = h_1/h_2$  et  $s = B_0/B$

Pour une largeur  $L$ , la charge s'écrit :

$$W = LB \frac{P_m}{2} \quad \text{Eq I.28}$$

Les valeurs de  $a$  et  $s$  qui rendent la charge maximale sont :  $a = 1,866$  et  $s = 0,718$

La courbe en trait discontinu de la (figure I.16) donne les variations de la charge sans dimension  $\bar{w} = h_2^2 w / (\mu ULB^2)$  en fonction de  $a$  pour  $s = 0,718$ . On remarquera que, pour un

encombrement égal et pour les conditions optimales, la charge portante de ce système est plus grande que celle d'un patin incliné. Cela n'est plus vérifié dès qu'on s'écarte du rapport d'épaisseur optimal. Par ailleurs, les effets d'inertie, lorsqu'ils existent, ont tendance à diminuer la portance du patin échelon. [6]

## **CHAPITRE II : HUILES ET LUBRIFIANTS.**

## **II.1. Introduction**

Le lubrifiant est un produit qui, interposé entre les deux surfaces frottantes d'un mécanisme, réduit le frottement et par conséquent l'échauffement, tout en combattant l'usure des mécanismes.

L'usage des lubrifiants remonte à la plus haute Antiquité. Les produits utilisés furent, jusqu'au XIX<sup>ème</sup> siècle, essentiellement des huiles et corps gras animale ou végétale. Puis les huiles d'origine pétrolière s'imposèrent vers la fin du XIX<sup>ème</sup> siècle, mais ce n'est qu'à partir de 1930, et surtout pendant la seconde guerre mondiale, que les grandes découvertes en matière d'additifs et de lubrifiants de synthèse ont été faites.

Une partie importante de la recherche est aujourd'hui concentrée sur l'économie d'énergie, que ce soit en termes de consommation ou de source d'énergie, l'efficacité est devenue une priorité. Il faut donc réduire toujours plus les frottements et diminuer l'usure afin d'améliorer le rendement des machines et minimiser les pertes d'énergie. Ceci nécessite, pour de nombreux mécanismes, de s'intéresser aux problèmes de lubrification et en particulier à la lubrification hydrodynamique. [9]

## **II.2. Fonction fondamentales de lubrifiant**

Dans un moteur thermique le lubrifiant a pour rôle de réduire le frottement, d'évacuer la chaleur qui provient du frottement des différentes pièces en contact ou de la combustion et de maintenir en suspension les impuretés solides ou liquides formées au cours de fonctionnement. La réduction du frottement est tout simplement obtenue entre les surfaces en mouvement par un film de lubrifiant, tout en gardant ses propriétés initiales. La capacité pour lubrifiant de rester efficace en présence d'eau, d'acides de combustion ou d'autres particules contaminants et aussi très importante.

Les lubrifiants sont essentiellement a base l'huile, peuvent être d'origine Naturelles (végétales ou minérales extraites à partir du pétrole et sont les plus utilisées) ou Synthétiques. Des additifs différents sont ajoutés pour améliorer le comportement des bases. Obtenir un lubrifiant qui peut remplir ces trois fonctions fondamentales est une tâche complexe qui nécessite un compromis entre les propriétés des huiles de base et l'influence des différents additifs ajoutés pour améliorer le comportement des bases. [7]

## **II.3. Huiles de base**

### **II.3.1. Bases d'origine végétale**

Elles sont essentiellement constituées d'acides gras, particulièrement d'acide oléique. Utilises pour la préparation de certains lubrifiants biodégradables (lubrifiants verts) destinés soit à des applications de graissage à huile perdue (lubrifiants de chaînes de tronçonneuses à bois, lubrifiants de chaînes de véhicules à deux roues, etc.), soit à la lubrification de matériels hydrauliques travaillant en extérieur mais peu sollicités thermiquement, lorsqu'il y a risque de

pollution du milieu naturel par les fuites de fluides. Pour des applications à température plus élevée (transmissions hydrauliques sévères, moteurs 2 temps, moteurs 4 temps, etc.), les lubrifiants biodégradables sont formulés avec des esters synthétiques. Cependant leur trop faible stabilité à l'oxydation les rend impropres à la lubrification de ces mécanismes avec les additives conventionnelles.

### **II.3.2. Bases d'origine minérale**

Sont obtenues à partir du pétrole brut, les plus utilisées et peuvent être classées en deux grandes catégories :

**-Bases à structures paraffiniques :** formées d'hydrocarbures saturés à chaîne droites. Présentent une grande stabilité à l'oxydation et possèdent un indice de viscosité élevé (de l'ordre de 100) ; elles sont par ailleurs peu agressives vis-à-vis des élastomères habituellement utilisés pour les joints d'étanchéité. Cependant le haut poids moléculaire de certaines chaînes peut entraîner la cristallisation de l'huile dès la température ambiante.

Les isoparaffiniques qui possèdent un indice de viscosité moins élevé ne présentent pas cet inconvénient.

**- Bases à structures naphthéniques :** formées de noyaux cycliques. Sont moins stables à l'oxydation, et présentent un indice de viscosité plus faible (de l'ordre de 50) ; elles sont par ailleurs relativement agressives vis-à-vis des élastomères. Par contre elles possèdent d'excellentes caractéristiques d'écoulement à basse température. [8]

### **II.3.3. Bases Synthétiques**

De nombreux produits synthétiques ont été développés ces dernières années pour résoudre des problèmes de lubrification particulièrement difficiles. Comme les fluides de haute stabilité thermique, les fluides difficilement inflammables et les lubrifiants pour l'aviation.

Parmi les principales familles de produits utilisés on mentionnera :

**-Les esters aliphatiques:** Se caractérisent par un indice de viscosités élevé, une faible volatilité et des propriétés lubrifiantes excellentes.

**- Les esters phosphoriques :** Sont utilisés souvent comme additifs anti-usure, présentent un indice de viscosité élevé et sont difficilement inflammables.

**- Les polyphényléthers :** Présentent une remarquable stabilité à haute température (jusqu'à 450°C environ), sont d'excellentes lubrifiants. Cependant ils ont un indice de viscosité faible et sont très onéreux.

**- Les polypropylènes glycols:** Se caractérisent par un indice de viscosité élevé, un point d'écoulement très bas et de bonnes propriétés anti-usure. Ils ont une stabilité thermique et une résistance à l'oxydation assez moyenne et certains ne sont pas miscibles aux bases minérales. [8]

## **II.4. Additifs ou Dopes**

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

### **II.4.1. Additifs « améliorant d'indice de viscosité »**

Ce sont des polymères qui introduits à faible concentration dans une base lubrifiante entraînent 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. [8]

### **II.4.2. 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. [8]

### **II.4.3. 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. [8]

### **II.4.4. 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. [8]

#### **II.4.5. 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 chaînes 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 dithiophosphates et des dithiocarbamates.

- 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. [8]

#### **II.5. Viscosité des lubrifiants**

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 ou le régime de fonctionnement est hydrodynamique, c'est la viscosité qui détermine les pertes par frottement, 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. [8]

##### **II.5.1. Définition de la viscosité**

Selon la norme NF T 60-100 « 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 ».

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

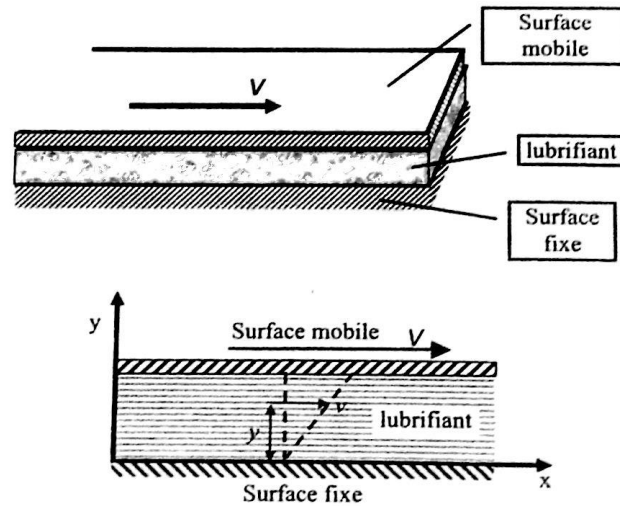


Fig II.1 : Le concept de la viscosité. [7]

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  $\mu$  ( $1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ ).

A une distance  $y$  de la surface fixe la vitesse de la particule de fluide est  $v$  alors la contrainte de cisaillement  $\tau_{xy}$  est donnée, en formulation unidimensionnelle, par :

$$\tau_{xy} = \mu \frac{dv}{dy} \quad \text{Eq II.1}$$

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

La viscosité cinématique, notée  $\nu$ , est le rapport du coefficient de viscosité dynamique à la masse volumique du fluide.

$$\nu = \mu/\rho \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad \text{Eq II.2}$$

Dans les paliers fortement sollicités, la viscosité peut varier avec la température, la pression, voire le taux de cisaillement. [7]

## II.5.2. Relation viscosité-température

Pour les huiles utilisées dans la lubrification des moteurs à combustion interne, la viscosité a une variation exponentielle décroissante avec la température. Elle chute très rapidement aux basses températures puis plus lentement aux températures élevées. Il existe plusieurs approximations analytiques pour la variation de la viscosité avec la température parmi lesquelles nous retiendrons :

- **La relation de Reynolds**

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} \text{ (Originale)} \quad \text{Eq II.3}$$

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} + \mu_c \text{ (Modifiée)} \quad \text{Eq II.4}$$

Avec :

$\mu$ ,  $\mu_0$  et  $\mu_c$  : La viscosité dynamique à la température T et T0 successivement.

$\beta$  : Le coefficient de thermo-viscosité.

- **L'équation de McCoull et Walther**

$$\log_{10} [\log_{10} (v_{cst} + C_1)] = C_2 - C_3 \log_{10} T_{\circ K} \quad \text{Eq II.5}$$

Avec :

$v$ : La viscosité cinématique en centistokes.

$T_{\circ K}$  : La température absolue.

$C_1$ ,  $C_2$ , et  $C_3$  : Constantes qui dépendent du lubrifiant.

- **L'équation de Roelands**

$$\text{Log}_{10} [\log_{10} \mu_{cp} + 1,200] = \log_{10} G_0 - S_0 \log_{10} \left(1 + \frac{T_{\circ C}}{135}\right) \quad \text{Eq II.6}$$

Avec :

$\mu_{cp}$  : La viscosité dynamique en centipoises (1 cP =  $10^{-2}$  dyn.s/cm<sup>2</sup> =  $10^{-3}$  Pa.s).

$T_{\circ C}$  : Est la température en °C.

$G_0$  : Donne le grade de viscosité.

$S_0$  : Constante sans dimensions qui dépendent du lubrifiant.

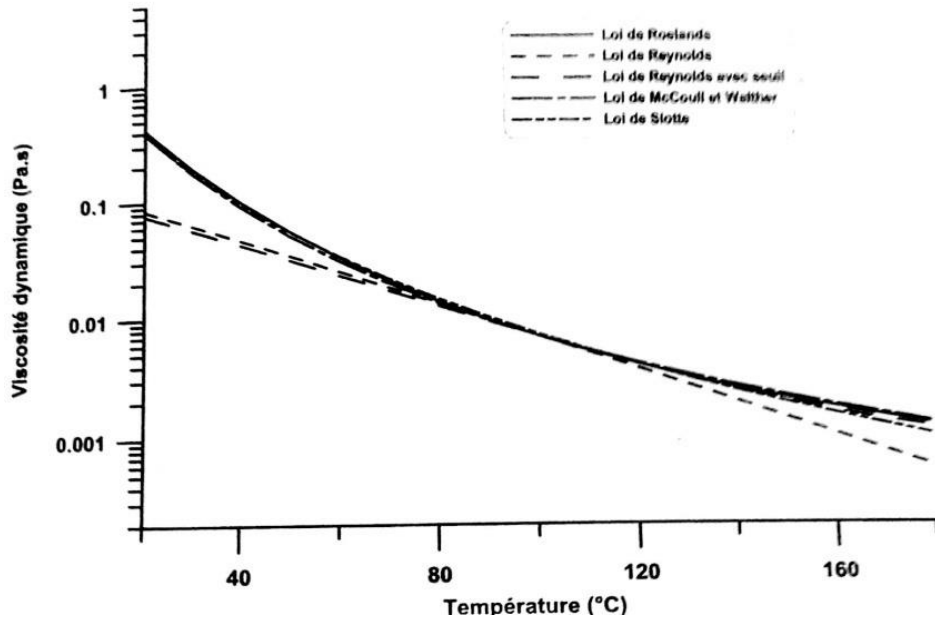
- **L'équation de Slotte**

$$\mu = \frac{a}{(T-T_c)^m} \quad \text{Eq II.7}$$

Avec :

$T_c$  : La température de congélation.

$a$  et  $m$  : Sont des coefficient qui dépendent du lubrifiant.



**Fig II.2 : Variation de la viscosité avec la température pour une huile SAE30. [7]**

La (figure II.2), montre la variation de la viscosité avec la température pour les différentes lois rappelées ci-dessus. On peut observer que la relation de Reynolds modifiée se rapproche de la loi Mc Coull et Walther ainsi que de la loi de Roelands pour les viscosités au-delà du point commun (correspondant à une température de 100 °C sur cette exemple). Même la loi de Slotte malgré sa simplicité donne une bonne évaluation de la viscosité. Les lois de Reynolds, originale ou modifiée, s'écartent des autres lois pour les faibles températures. [7]

### II.5.3. Relation viscosité-pression

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. [8]**

Pression en MPa	0.1	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 naphénique 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 naphénique et de l'eau.

**Tab II.2 : Composition des variations de viscosité à 20 °C. [8]**

Pression en MPa	Viscosité en Pascal seconde (Pa.s)		
	Huile paraffinique	Huile naphthénique	Eau
0.1	0.052	0.055	0.00100
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. [8]

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha P} \quad \text{Eq II.8}$$

Où,

**P** : est la pression.

**$\mu_0$**  : la viscosité dynamique à la pression atmosphérique.

**$\alpha$**  : le coefficient de piézo-viscosité qui dépend de l'huile:  $5 \cdot 10^{-9} < \alpha < 40 \cdot 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ .

#### **II.5.4. L'indice de viscosité (VI)**

Des divers indices de viscosité qui ont été proposés jusqu'à ce jour, seul celui de Dean et Davis est d'usage universel, bien qu'il fasse encore l'objet de critiques justifiées.

En 1929, Dean et Davis ont classé toutes les huiles connues en différentes catégories selon la valeur de leur viscosité cinématique à 210° F (98 °C). Parmi toutes les huiles de même viscosité à 210 ° F, ils ont retenu les 2 huiles ayant à 100° F (37.8 °C) d'une part la plus faible viscosité et d'autre part la plus grande viscosité. La première correspond à une huile à caractère paraffinique, dont la viscosité varie relativement peu avec la température. La seconde à une huile à caractère naphthénique, dont la viscosité varie beaucoup avec la température. Ils ont alors donné arbitrairement l'indice 100 à la première et 0 à la seconde. En Europe et depuis 1975 aux Etats- Unis, les températures de référence sont de 40° et 100 °C.

Pour déterminer l'indice de viscosité d'une huile de viscosité U à 40 °C et P à 100 °C d'après la (figure II.3). L'indice de viscosité **VI** (Viscosité Index) est alors donné par :

$$VI = 100 \frac{L - U}{L - H} \quad \text{Eq II.9}$$

U : valeur de viscosité de l'huile dont on veut calculer l'indice de viscosité.

L : valeur de viscosité de l'huile paraffinique.

H : valeur de viscosité de l'huile naphthénique.

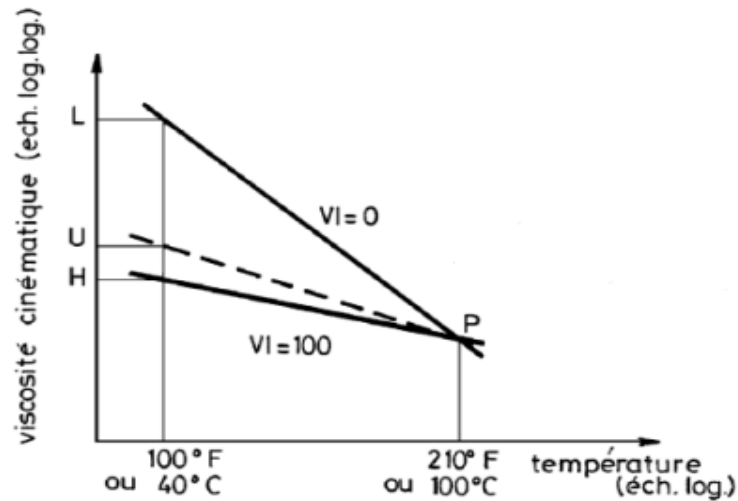


Fig II.3 : Abaque de l'indice de viscosité. [8]

## II.6. Le taux de cisaillement

Lorsque la viscosité dynamique  $\mu$  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 supérieures à  $10^6 \text{ S}^{-1}$  montrent que la viscosité du fluide diminue lorsque le taux de cisaillement augmente. (Figure II.4)

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. [2]

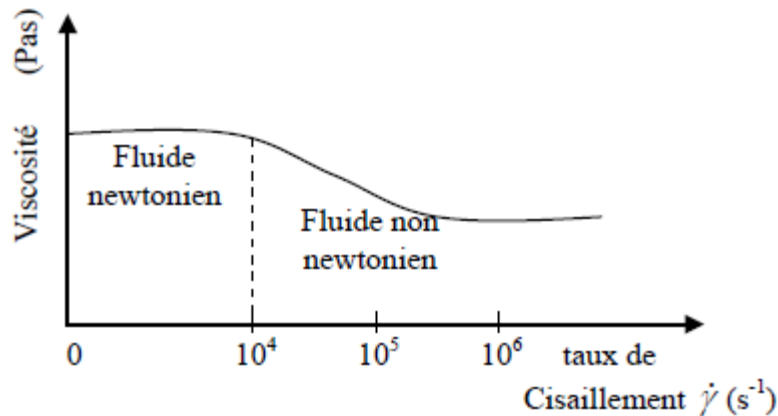


Fig II.4 : Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement. [2]

## II.7. Classification des lubrifiants

La classification internationale des huiles industrielles est la classification ISO VG dont chaque classe est repérée par un nombre entier qui correspond sensiblement à la viscosité cinématique en centistokes ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) à  $40^\circ\text{C}$  (tableau 3 norme ISO 3448, 1975). Les limites pour chaque classe correspondent à  $\pm 10\%$  de la valeur médiane.

La classification quasi internationale adoptée pour les huiles pour moteur et les huiles pour transmissions (engrenages d'automobiles) est celle de la S.A.E américaine (Society of Automotive Engineers). Cette classification est en pleine évolution et la normalisation

actuelle, différente de celle établie à l'origine sera certainement encore modifiée. Les grades S.A.E sont définis dans (le tableau 4) pour les huiles pour moteurs (normes S.A.E. J 300 sept. 80) et dans (le tableau 5) pour les huiles pour transmissions (normes S.A.E. J 306 mai 81). Comme dans le cas des huiles industrielles, les grades S.A.E. correspondaient à l'origine à la valeur de la viscosité en Seconde Saybolt Universelle divisée par 10. Maintenant compte tenu des modifications apportées aux normes et de l'utilisation du système S.I., les grades S.A.E. sont des nombres dont l'ordre de croissance varie dans le même sens que la viscosité. Par ailleurs les nombres S.A.E. suivis de la lettre W (winter) correspondent à des huiles dont le grade est déterminé à basse température et qui présente une viscosité supérieure ou égale à une valeur minimale à 100°C. En conséquence, certaines huiles peuvent classées avec deux grades S.A.E. d'ont l'un est obligatoirement affecté de la lettre « W », ce sont des huiles dites multigrades. Ainsi une huile moteur dont la viscosité est inférieur à 3500 mPa.s à - 20 °C, qui possède une température limite de pompabilité inférieur à - 25°C et dont la viscosité à 100°C est comprise entre 12,5 et 16,3 cSt est une huile S.A.E. 10 W 40. Par ailleurs une huile peut satisfaire à plusieurs grades W ; dans ce cas seul le grade W le plus faible est retenu. Ainsi une huile qui satisfait aux grades 10 W, 20 W, et 30 sera définie par le grade S.A.E. 10 W 30. Les huiles multigrades présentent une variation de la viscosité avec la température plus faible que les huiles monogrades et leur indice de viscosité est généralement supérieur à 100.

Il faut encore remarquer que les classifications S.A.E. des huiles moteurs et des huiles pour transmissions sont différentes. Ainsi une huile pour transmissions S.A.E. 90 a la même viscosité à 100 °C qu'une huile moteur S.A.E. 40 ou S.A.E. 50. [8]

**Tab II.3 : Classification ISO des huiles industrielles. [8]**

Classes de viscosité ISO	Viscosité cinématique médiane cSt à 40 °C	Limite de la viscosité cinématique cSt à 40 °C	
		Min	Max
ISO VG 2	2.2	1.98	2.42
ISO VG 3	3.2	2.88	3.52
ISO VG 5	4.6	4.14	5.06
ISO VG 7	6.8	6.12	7.48
ISO VG 10	10	9.00	11.0
ISO VG 15	15	13.5	16.5
ISO VG 22	22	19.8	24.2
ISO VG 32	32	28.8	35.2
ISO VG 46	46	41.4	50.6
ISO VG 68	68	61.2	74.8
ISO VG 100	100	90	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100

ISO VG 1500	1500	1350	1650
-------------	------	------	------

**Tab II.4 : Classification des huiles pour moteurs (S.A.E. J 300, 1980). [8]**

Grades S.A.E.	Valeur maximale de la viscosité à la température donnée MPa.s = cPo. °C	Valeur maximale de la température limite de pompabilité °C	Viscosité à 100°C cSt = mm <sup>2</sup> /s	
			Mini	Maxi
0 W	3250 à - 30	- 35	3,8	
5 W	3500 à - 25	- 20	3,8	
10 W	3500 à - 20	- 25	4,1	
15 W	3500 à - 15	- 20	5,6	
20 W	4500 à - 10	- 15	5,6	
25 W	6000 à - 5	- 10	9,3	
20			5,6	9.6
30			9,3	12.5
40			12,5	16.3
50			16,3	21.9

a) Cette viscosité est mesurée selon la norme ASTM D 2602 sur un viscosimètre de type Couette (Cold Cranking Simulator) dont la vitesse varie selon la valeur de la viscosité mesurée.

b) La température limite de pompabilité est mesurée selon la norme ASTM D3829 ; elle évalue la possibilité pour une huile d'être aspirée et mise en pression par une pompe à l'huile de moteur lors des démarrages à froid.

**Tab II.5 : Classification des huiles pour transmissions (S.A.E.J 306, 1981). [8]**

Grades S.A.E.	Température maximale pour une viscosité de 150 Pa.s = 150 000 cPo °C	Viscosité à 100 °C cSt = mm <sup>2</sup> /s	
		Mini	Maxi inférieur à
70 W	-55	4,1	
80 W	- 26	7	
85 W	- 12	11	
90		13,5	24
140		24	41
250		41	

a) Cette température est déterminée selon la norme ASTM D 2893 sur un viscosimètre Brookfield.

## **CHAPITRE III : ETUDE DES PALIERS LISSES.**

### **III.1. Introduction**

En lubrification hydrodynamique, le film de fluide sépare totalement les surfaces, ce qui suppose que les aspérités et les défauts de forme des surfaces aient des dimensions inférieures à l'épaisseur du film. La formation et le maintien d'un film de fluide impose l'existence d'une pression dans ce film afin d'équilibrer la charge appliquée entre les deux surfaces du mécanisme. Cette pression qui, en lubrification hydrodynamique est engendrée par un système extérieur (pompes ou compresseurs), dans le cas hydrodynamique crée par le déplacement relatif des surfaces.

Le calcul de cette pression permet de déterminer la charge qui peut supporter le contact, le couple de frottement et le débit du mécanisme. Ainsi pour déterminer les caractéristiques de fonctionnement d'un palier, il faudra tout d'abord calculer la pression dans le film, cette dernière est obtenue que par résolution de l'équation de Reynolds, qui nécessite d'établir quelques hypothèses et de définir les conditions aux limites concernant la pression et la température.

### **III.2. Calcul des différents paramètres dans le contact**

#### **III.2.1. Charge supportée par le contact**

La valeur de la charge  $W$  que peut supporter le contact est obtenue par intégration de la pression dans le film. Dans le cas d'un contact plan, l'intégration est directe :

$$W = \int_S p ds \quad \text{Eq III.1}$$

Avec  $S$  surface du contact et  $ds$  élément d'aire.

Dans les autres cas, il faut, avant intégration, projeter la pression sur trois axes perpendiculaires. Les composantes  $W_i$  de la charge sont ainsi données par :

$$W_i = \int_S p \vec{n} \cdot \vec{e}_i ds \quad \text{Eq III.2}$$

Avec  $\vec{n}$  vecteur unitaire normal à la surface,  $\vec{e}_i$  vecteur unitaire porté par l'axe  $i$ .

On obtient ainsi le module et la direction de la charge. [6]

#### **III.2.2. Le débit**

Le débit volumique est utilisé pour les fluides incompressibles ; il est donné par le flux du vecteur de vitesse à travers une surface perpendiculaire au film.

On a ainsi :

$$Q_j = \int_{S_j} u_j ds \quad \text{Eq III.3}$$

Dans cette relation,  $u_j$  et  $Q_j$  sont respectivement la composante de la vitesse et le débit volumique dans la direction  $j$  et  $S_j$  la section normale à l'axe  $j$ , à travers laquelle est calculé le débit. [6]

### III.2.3. Force de frottement

Le calcul de la force de frottement s'effectue, sur l'une ou l'autre des parois du contact, par intégration de la contrainte de cisaillement ou du couple élémentaire correspondant à la direction considérée. Ainsi, dans le cas d'un contact en coordonnées cartésiennes, les composantes  $F_X$  et  $F_Z$  de la force de frottement sur la surface 1 et dans les directions X et Z s'écrivent :

$$F_{X1} = \int_S (\tau_{XY})_{y=0} ds \quad \text{Eq III.4}$$

$$F_{Z1} = \int_S (\tau_{YZ})_{y=0} ds \quad \text{Eq III.5}$$

Les composantes de la force de frottement  $F_{X2}$  et  $F_{Z2}$  sur la surface 2 se calculent de la même façon à partir des contraintes de cisaillement sur la paroi 2, c'est-à-dire pour  $y = h$ . [6]

### III.2.4. Couple de frottement

Le calcul du couple de frottement s'effectue par intégration des contraintes de cisaillement à la surface de l'arbre ( $y = h$ ) ou du coussinet ( $y = 0$ ) : [10]

$$C = \int_s R r_{xy} (y = 0 \text{ ou } h) ds \quad \text{Eq III .6}$$

### III.2.5. Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement  $f$  est calculé par la formule suivante : [10]

$$f = \frac{C}{R_a W} \quad \text{Eq III .7}$$

Avec ;

C : couple de frottement,

$R_a$  : rayon de l'arbre

W : la charge radiale.

### III.2.6. Champ de pression dans le film

On considère que le fluide est iso-visqueux, la viscosité est supposée constante en tout point du film lubrifiant. Le champ de pression est déterminé en résolvant l'équation de Reynolds généralisée sous les hypothèses classiques qui assurent la conservation du débit dans tout le contact. [11]

Avec

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \rho G \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \rho G \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \omega \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \rho \frac{I_2}{J_2} \right) \quad \text{Eq III.8}$$

$$G = \int_0^h \frac{y}{\mu} \left( y - \frac{I_2}{J_2} \right) dy \quad I_2 = \int_0^h \frac{y}{\mu} dy \quad J_2 = \int_0^h \frac{dy}{\mu} \quad \text{Eq III.9}$$

### III.3. Equation de base de la lubrification hydrodynamique

#### III.3.1. Equation d'épaisseur du film lubrifiant

Considérons une section droite d'un palier aligné. Un point M appartenant à la surface du coussinet sera repéré par la coordonnée angulaire  $\theta = (\overrightarrow{O_cA}, \overrightarrow{O_cM})$  l'épaisseur du film d'huile est donnée par :

$$h = O_cM - O_cM' = R_c - O_cM' = R_a + c - O_cM' \quad \text{Eq III.10}$$

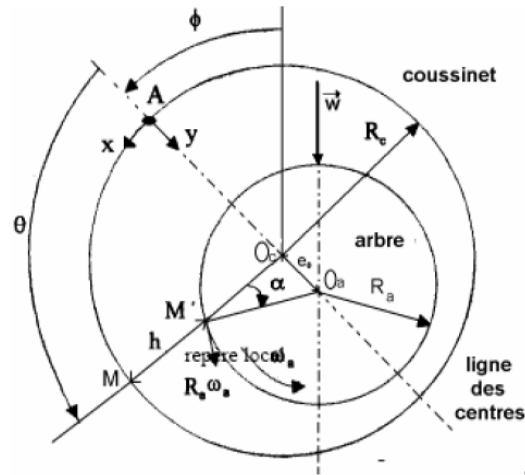


Fig III.1 : Section droite du palier. [8]

En appliquant la règle des sinus au triangle  $O_aMO_c$  il vient :

$$\frac{O_aM'}{\sin(O_aO_cM')} = \frac{e}{\sin \alpha} = \frac{R_a}{\sin(M'O_aO_c)} = \frac{R_a}{\sin(\Pi - \theta)} = \frac{R_a}{\sin \theta}$$

D'où ; 
$$\sin \alpha = \frac{e}{R_a} \sin \theta \quad \text{Eq III.11}$$

Et 
$$O_cM' = \frac{R_a}{\sin \theta} \sin(O_cO_aM') \quad \text{Eq III.12}$$

Or 
$$(O_cO_aM') = \theta - \alpha = \theta - \arcsin\left(\frac{e}{R_a} \sin \theta\right) \quad \text{Eq III.13}$$

Donc 
$$O_cM' = \frac{R_a}{\sin \theta} \sin\left[\theta - \arcsin\left(\frac{e}{R_a} \sin \theta\right)\right] \quad \text{Eq III.14}$$

En développant le sinus nous obtenons :

$$O_cM' = R_a \times \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R_a} \sin \theta\right)^2} - e \cos \theta \quad \text{Eq III.15}$$

La quantité  $e/R_a < C/R$  est très petite devant l'unité (de l'ordre de  $10^{-3}$ ) on peut donc négliger le terme  $(\frac{e}{R_a} \sin \theta)^2$  devant 1. L'épaisseur du film s'écrit alors :

$$h = C(1 + \varepsilon \cos \theta) = C + e \cos(\theta) \quad \text{Eq III.16}$$

Où l'excentricité relative :  $\varepsilon = e/C$  varie de 0 à 1. Il faut remarquer que cette relation n'est valable que si  $C/R \ll 1$ . [8]

### **III.3.2. Equations de Reynolds**

#### **III.3.2.1. Hypothèses du film minces**

L'équation de Reynolds est obtenue en adoptant les hypothèses des films minces suivantes: [3]

- 1) L'épaisseur du film est très faible devant les autres dimensions du contact.
- 2) Le milieu est continu, l'équation de Reynolds ne s'applique pas dans les zones où il y'a rupture du film (cavitation).
- 3) Le fluide est newtonien : il y a proportionnalité entre le taux de cisaillement et les contraintes de cisaillement dans le film.
- 4) Le régime est laminaire ; en régime non laminaire il faudra utiliser d'autres équations.
- 5) L'une des surfaces du contact est parfaitement plane et ne présente pas de rugosité, ce qui permet de placer l'origine des axes sur cette surface. Ainsi, la courbure générale du film est négligée.
- 6) Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact : la vitesse du fluide à la paroi est égale à celle de la paroi.
- 7) Les forces d'inertie sont négligeables.
- 8) Les forces massiques extérieures sont négligées.
- 9) La viscosité et la masse volumique du fluide ne varient pas à travers l'épaisseur du film.

#### **III.3.2.2. Forme de l'équation**

L'équation de Reynolds traduit la loi de conservation du débit dans le contact. Selon le système d'axes, elle prend différentes formes. [6]

- En coordonnées cartésiennes (figure 2), où l'épaisseur du film  $h$  est mesurée selon  $Y$ , les conditions aux limites sur les vitesses du fluide sont :
  - sur la paroi 1, pour  $y = 0$  :  $u = U_1$  ;  $v = 0$  ;  $w = W_1$
  - sur la paroi 2, pour  $y = h$  :  $u = U_2$  ;  $v = V_2$  ;  $w = W_2$

Dans ces relations,  $u$ ,  $v$  et  $w$  sont respectivement les vitesses du fluide dans les directions  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  et  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $V_2$ ,  $W_1$  et  $W_2$  sont les vitesses des surfaces 1 et 2 dans les directions  $X$ ,  $Y$  et  $Z$ . La vitesse  $V_1$  de la surface 1 dans la direction  $Y$  est nulle.

Si  $p$  est la pression dans le film et  $\mu$  la viscosité dynamique du fluide, l'équation de Reynolds s'écrit :

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

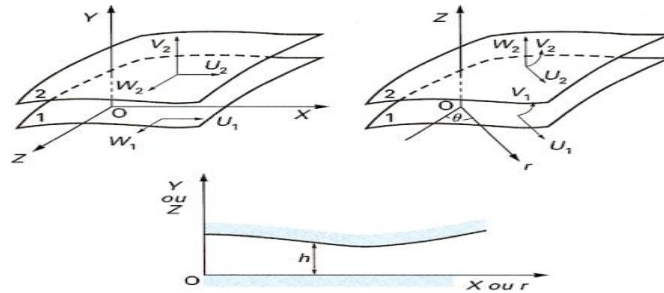
Les composantes de la vitesse du fluide  $u$  et  $w$  respectivement dans les directions  $X$  et  $Z$  sont :

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \quad \left. \vphantom{u} \right\} \text{Eq III.17}$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h) + \frac{h-y}{h} W_1 + \frac{y}{h} W_2 \quad \left. \vphantom{w} \right\} \text{Eq III.18}$$

De ces relations, on déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} &= \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (2y-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \\ \tau_{yz} &= \mu \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial z} (2y-h) + (W_2 - W_1) \frac{\mu}{h} \end{aligned} \right\} \text{Eq III.19}$$



**Fig III.2 : Système d'axes en coordonnées cartésiennes et cylindriques. [6]**

- En coordonnées cylindriques  $r, \theta, Z$  (figure 2), pour une épaisseur de film  $h$  mesurée dans la direction  $OZ$ , et avec les conditions aux limites suivantes sur la vitesse :
  - sur la paroi 1, pour  $z = 0$  :  $u = U_1$  ;  $v = V_1$  ;  $w = 0$
  - sur la paroi 2, pour  $z = h$  :  $u = U_2$  ;  $v = V_2$  ;  $w = W_2$

L'équation de Reynolds s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \\ = 6r(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial r} + 6(V_1 - V_2) \frac{\partial h}{\partial \theta} + 6rh \frac{\partial}{\partial r} (U_1 + U_2) \\ + 6h \frac{\partial}{\partial \theta} (V_1 + V_2) + 6h(U_1 + U_2) + 12rW_2 \end{aligned} \quad \text{Eq III.20}$$

Les composantes  $u$  et  $v$  de la vitesse du fluide dans les directions radiales et tangentielles sont :

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} z(z-h) + \frac{h-z}{h} U_1 + \frac{z}{h} U_2 \quad \text{Eq III.21}$$

$$v = \frac{1}{2\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} z(z-h) + \frac{h-z}{h} V_1 + \frac{z}{h} V_2 \quad \text{Eq III.22}$$

On en déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\tau_{rz} = \mu \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial r} (2z-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \quad \text{Eq III.23}$$

$$\tau_{\theta z} = \mu \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{2r} \frac{\partial p}{\partial \theta} (2z-h) + (V_2 - V_1) \frac{\mu}{h} \quad \text{Eq III.24}$$

### III.3.3. Equation de l'énergie

Le champ de température dans le film de lubrifiant est déterminé avec la résolution de l'équation d'énergie : [11]

$$\underbrace{\rho C_p \left( \frac{u}{R} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right)}_{\text{Convection}} = \underbrace{k \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}}_{\text{Conduction}} + \underbrace{\mu \left( \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right)}_{\text{Dissipation visqueuse}} \quad \text{Eq III.25}$$

Avec:

$C_p$  : la chaleur spécifique du lubrifiant

$K$  : la conductivité thermique.

### III.3.4. Equation de la chaleur dans l'arbre et dans le coussinet

Au sein des éléments solides du palier (arbre et coussinet), les phénomènes thermiques sont régis par l'équation de la chaleur qui dépend de la forme des éléments, l'équation de la chaleur pour le coussinet en régime stationnaire est écrite en coordonnées cylindriques sur la forme suivante :

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \theta^2} + \eta^2 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} = 0 \quad \text{Eq III.26}$$

Avec ;  $r = \bar{r} R_c$  ou  $R_c$  est le rayon intérieur du coussinet.

L'équation de la chaleur pour l'arbre ainsi que la température de l'arbre indépendante de la coordonnée angulaire  $\theta$  est écrite sous la forme suivante :

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + \eta^2 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} = 0 \quad \text{Eq III.27}$$

Avec ;  $r = \bar{r} R_a$  ou  $R_a$  : est le rayon de l'arbre.

Pour la résolution de ces équations, il est nécessaire de définir les conditions aux limites sur la température approchant au mieux la réalité physique. [8]

### III.3.5. Conditions aux limites sur la pression

Il existe trois principales conditions aux limites sur la pression en tenant compte que le problème de cavitation (rupture de film) ne peut être abordé dans les résolutions : [3]

#### III.3.5.1. Condition de Sommerfeld

Sommerfeld en 1904 a supposé 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  $\theta = \pi$  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, sinon des pressions négatives apparaissent dans le film, ce qui est physiquement inacceptable pour le modèle de Sommerfeld. [3]

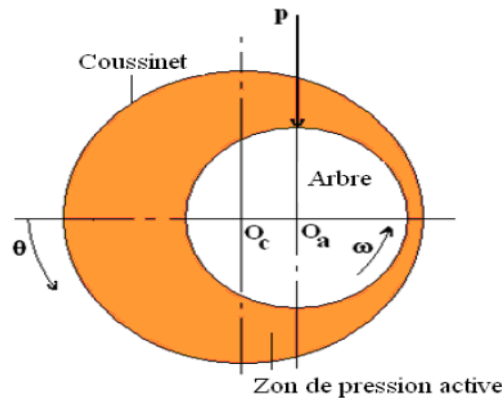


Fig III.3 : Conditions aux limites de Sommerfeld. [3]

#### III.3.5.2. Condition de Gümbel

Gümbel en 1921 à la suite des travaux de Sommerfeld, propose comme conditions aux limites :

$$p(\theta = 0, Z) = 0$$

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

$$p(\theta, Z) = Z \quad \text{Si} \quad \pi < \theta < 2\pi$$

Cela revient à négliger, dans la solution de Sommerfeld les pressions négatives. Ces conditions impliquent une discontinuité dans l'écoulement au point  $\theta = \pi$ , elles ne sont pas acceptables physiquement mais sont utilisées dans le cas de l'approximation du palier court. [3]

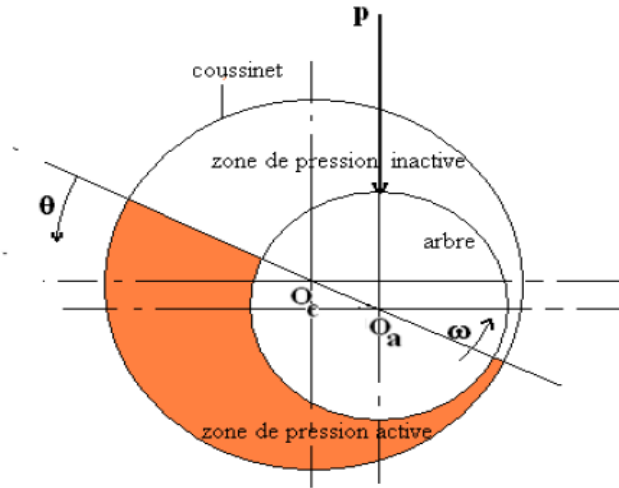


Fig III.4 : Conditions aux limites de Gümbel. [3]

### III.3.5.3. Conditions aux limites 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  $\theta_s$  inconnue, la pression et le gradient de pression s'annulent:

$$P(\theta = 0, Z) = 0$$

$$P(\theta = \theta_s, Z) = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial \theta}(\theta = \theta_s, Z) = \frac{\partial p}{\partial z}(\theta = \theta_s, Z) = 0$$

$$p(\theta, Z) = 0 \quad \text{Si} \quad \theta_s < \theta < 2\pi$$

On distingue ainsi deux régions dans le palier : une région active où la pression est positive et le film complet, pour des valeurs de  $\theta$  comprises entre 0 et  $\theta_s$  et une région inactive à pression nulle et dans laquelle en régime dynamique, peut apparaître de la cavitation, pour  $\theta_s < \theta < 2\pi$  Ces conditions sont celles qui donnent les solutions les plus exactes ; elles ont été vérifiées dans de nombreuses études. [3]

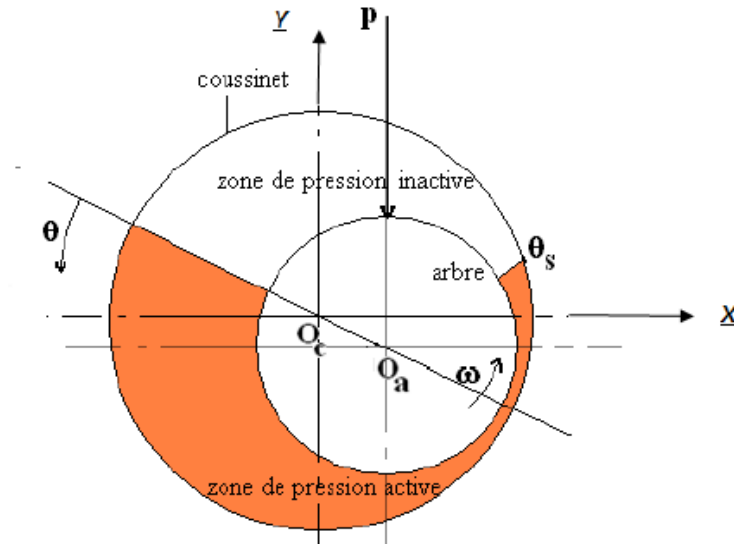


Fig III.5 : Conditions aux limites de Reynolds. [3]

### III.3.6. Conditions aux limites pour la température

Les conditions aux limites définies permettent de déterminer la production de chaleur au cours du fonctionnement du palier engendrée par la dissipation visqueuse dans le film ainsi que les transferts thermiques dans le coussinet. Les transferts thermiques sont une combinaison des différents modes de transmission de chaleur qui interviennent dans le palier : la convection, la conduction et le rayonnement. Ceux-ci peuvent intervenir à chaque endroit dans le palier.

La température d'entrée est déterminée à partir d'un bilan des flux de chaleur dans la rainure qui tient compte du mélange de fluide frais qui est apporté par l'alimentation et de la recirculation d'huile chaude du contact (on considère que la totalité du fluide chaud est recyclée, la longueur de la rainure représentant près de 90 % de la longueur du palier). On suppose que la température est constante dans la section d'entrée du film. L'échange de chaleur entre le coussinet au niveau des faces de la rainure et de l'huile dans la rainure est également pris en compte par un coefficient de convection qui est pris égal à 750. Ce coefficient a été déterminé dans des études précédentes qui ont également montré que l'influence du profil (constant ou parabolique) de température selon l'épaisseur du film dans la section d'entrée sur les performances du palier était très limitée.

A l'interface film/coussinet, les dimensions du film étant très faibles devant celles du coussinet, on considère que l'échange ne se fait que par conduction. On applique donc une continuité des flux de chaleur et on considère que les températures du film et du coussinet sont les mêmes au niveau de l'interface.

A l'extérieur du coussinet, l'échange s'effectue par convection avec l'air ambiant mais aussi par rayonnement : ceci est caractérisé par un coefficient d'échange unique qui englobe les deux types d'échange. Cela permet d'appliquer qu'une seule condition pour l'extérieur du coussinet (faces avant, arrière et dos) qui est une condition de convection libre.

Les transferts thermiques dans l'arbre seront négligés car il serait très difficile de les modéliser, puisqu'il faudrait tenir compte de la configuration de la machine, qui est très complexe et qui de plus n'est pas la même d'un dispositif à l'autre. De plus, Boncompain et

Fillon ont montré que cette approximation n'avait que peu d'influence sur les résultats. Par contre, Monmousseau a montré qu'il était nécessaire de tenir compte des transferts thermiques lorsque l'on s'intéressait au régime transitoire. Pour une coordonnée axiale ( $z$ ), la température de la surface de l'arbre est obtenue en admettant que le flux thermique global à l'interface film/arbre est nul. Du fait que l'arbre soit en rotation, sa température est considérée constante suivant la direction circonférentielle et variable selon la direction axiale. [9]

### III.4. Synthèse des travaux

Du fait de leur extrême importance dans le milieu de l'industrie, les paliers ont depuis toujours suscité un grand intérêt auprès des ingénieurs et des chercheurs. La grande avancée de la technologie a permis de mener plusieurs études concernant les paliers, notamment en simulation et modélisation numérique.

C. K. Desai et al [12] ont étudié expérimentalement la distribution de la pression dans un palier hydrodynamique ils ont analysé la distribution de la pression dans un palier pour différentes conditions de chargement et de paramètres de fonctionnement différents. Pour ce faire, ils ont utilisé un palier à coque transparente de 150 mm de diamètre, 75 mm de longueur et un colorant rouge a été mélangé au lubrifiant pour une meilleure visualisation. Le chargement du palier s'est fait mécaniquement. Des résultats de la distribution de pression du palier hydrodynamique pour différentes vitesses et conditions de chargement ont enregistré aux figures (III.6, III.7, III.8). Leurs résultats ont été comparés à des résultats théoriques.

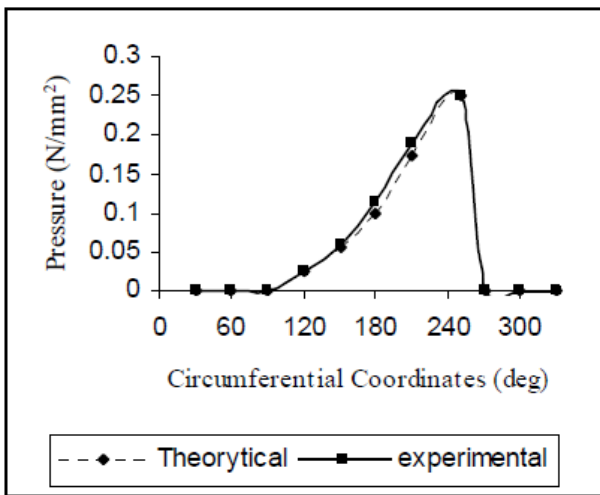


Fig III.6 : Graphique de pression par rapport aux coordonnées circonférentielles (W = 280 N, N = 800 tr / min). [12]

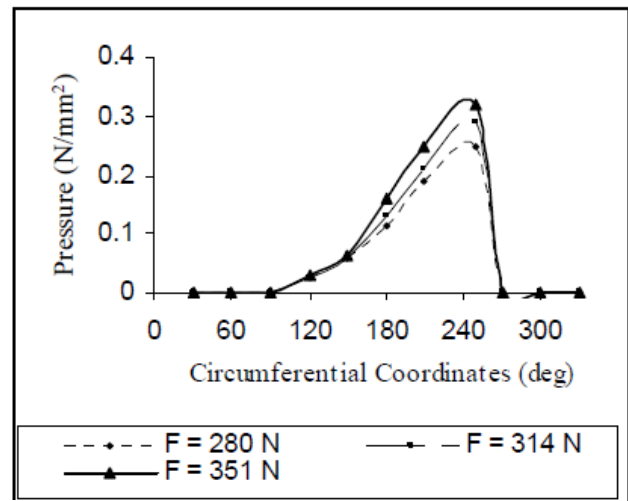


Fig III.7 : Graphique de pression par rapport aux coordonnées circonférentielles (résultats expérimentaux). [12]

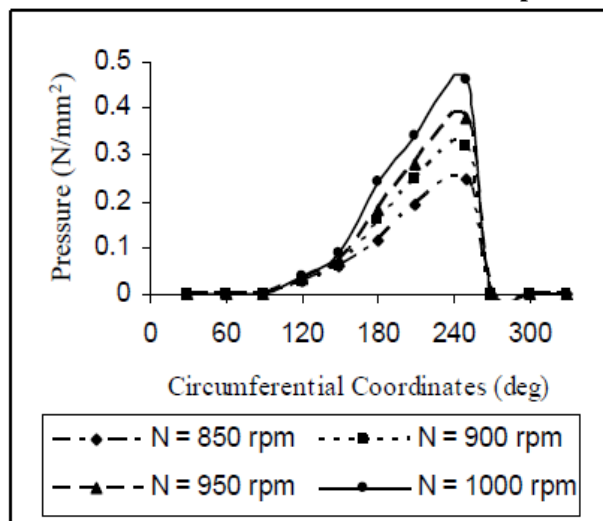
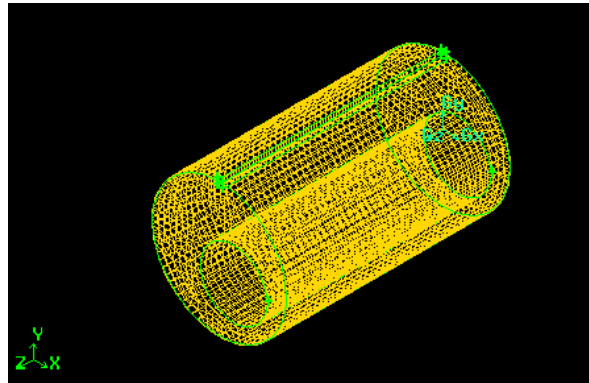


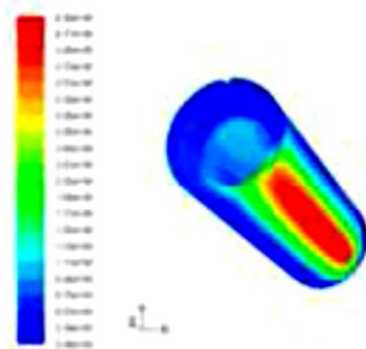
Fig III.8 : Graphique de pression par rapport aux coordonnées circonférentielles (Résultats expérimentaux). [12]

À l'issue de leur étude, les auteurs ont conclu que par rapport aux diagrammes de coordonnées circonférentielles, la pression augmente avec l'augmentation de la vitesse et la charge. Elle est maximale lorsque l'épaisseur du film d'huile est minimale et s'annule dans la zone de cavitation.

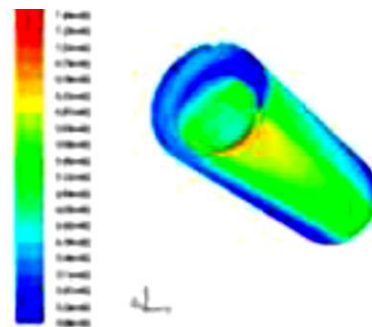
A.Ouadoud et al [11] se sont intéressé au comportement thermoélastohydrodynamique (TEHD) d'un palier, une étude a donc été menée dans ce contexte. L'objectif étant de d'étudier l'effet des variables les plus importantes telles que la vitesse de rotation, la charge radiale et l'épaisseur du film lubrifiant sur la distribution du champ de pression et de température au sein du film dans le palier HD. Afin d'analyser le comportement (TEHD), sous chargement dynamique, ils ont développé un modèle numérique en utilisant le logiciel Fluent-Gambit. Ce ci leur a permis de résoudre simultanément l'équation de Reynolds, l'équation de l'énergie dans le film ainsi que l'équation de la chaleur. Afin de prédire au mieux le comportement du palier, les auteurs ont jugé nécessaire de réaliser une simulation numérique aussi précise que possible en utilisant une analyse (TEHD). Leur résultats pour une charge de 3000N et une vitesse de 4000tr /min ont été illustrés sur les figures (III.9, III.10 et III.11)



**Fig III.9 : Maillage du palier. [11]**



**Fig III.10 : Répartition 3D de la pression du film lubrifiant. [11]**



**Fig III.11 : La répartition de la température à l'interface. [11]**

Ils ont porté la répartition de la pression et la température du film lubrifiant sur le plan du palier à la (figure III.10) et la (figure III.11) respectivement. Ils ont pu en déduire que la pression et la température sont tous deux affectées par l'épaisseur du film lubrifiant.

S. Kasolang, et al [13] ont mené une étude expérimentale sur le profil de la température dans un palier, l'objectif était de déterminer la distribution de la température

autour de la circonférence. Pour différentes charges et vitesses radiales, ils ont obtenus des résultats expérimentaux qu'ils ont comparés par la suite avec ceux obtenus en utilisant la température effective. Le profil de viscosité correspondant à certains cas a été également calculé en tant qu'élément de l'étude préliminaire des travaux futurs sur la viscosité.

Pour ce ils ont modifié une partie du coussinet pour fixer 12 fils de thermocouples PT100 autour de sa circonférence à intervalles de  $30^\circ$ , la vitesse maximale atteinte est de 1000 tr/min, la charge a été appliquée par un bouchon pneumatique et la pression d'entrée d'huile a été réglée à l'aide d'un système de lubrification du bloc d'alimentation et maintenue à 0,2 MPa tout au long des expériences. Les résultats obtenus portant des profils de température pour des vitesses de 300, 400, 500 et 600 tr/min sont présentés à la (figure III.12) à la (figure III.15) et comparés avec les valeurs calculées par la température effective.

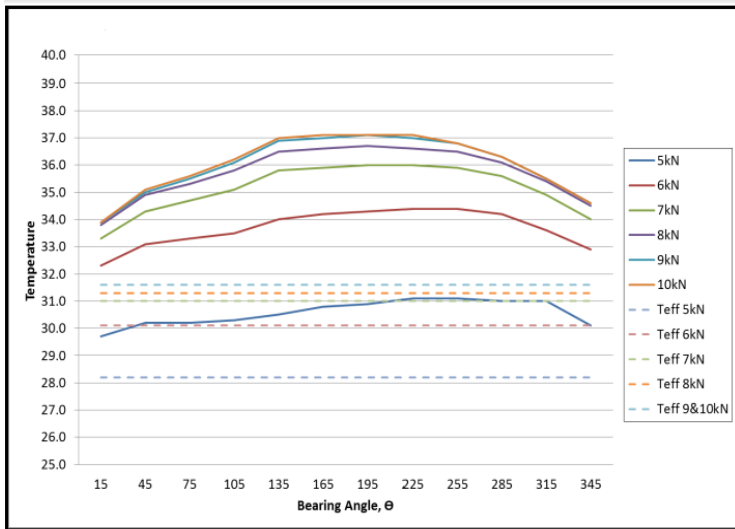


Fig III.12 : Profil de température d'huile dans le palier à 300 tr / min pour différentes charges. [13]

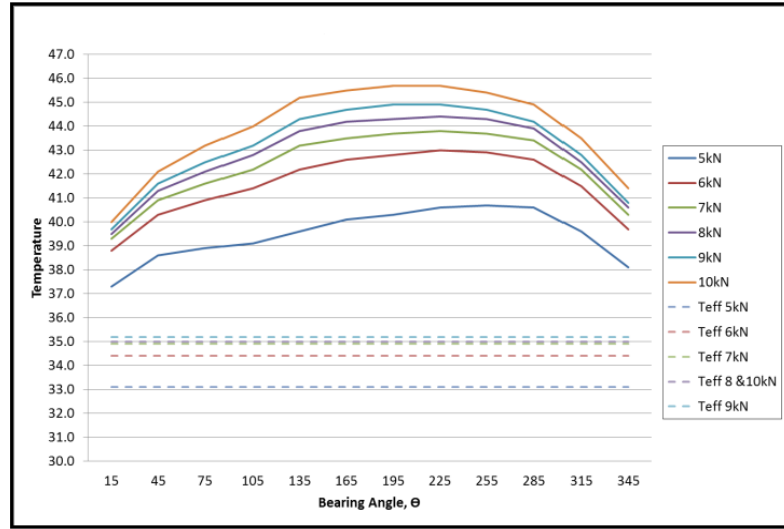


Fig III.13 : Profil de température d'huile dans le palier à 400 tr / min pour différentes charges. [13]

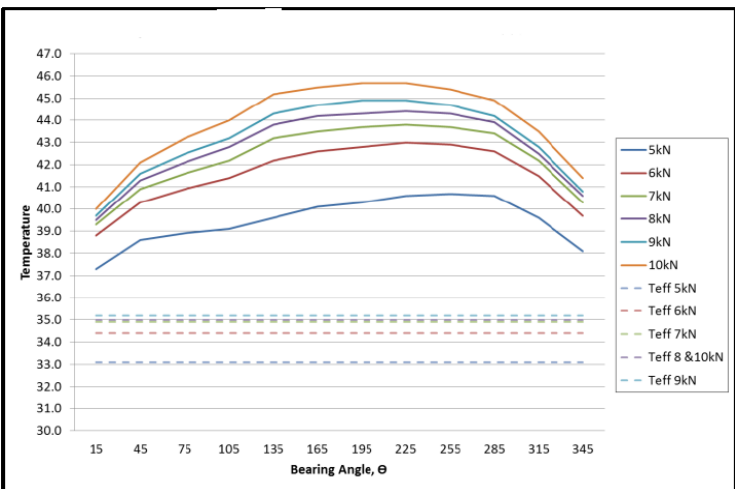


Fig III.14 : Profil de température d'huile dans le palier à 500 tr / min pour différentes charges. [13]

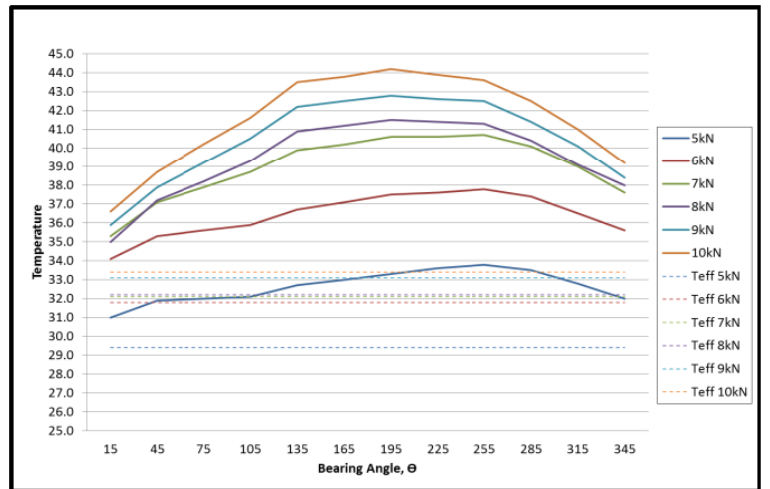
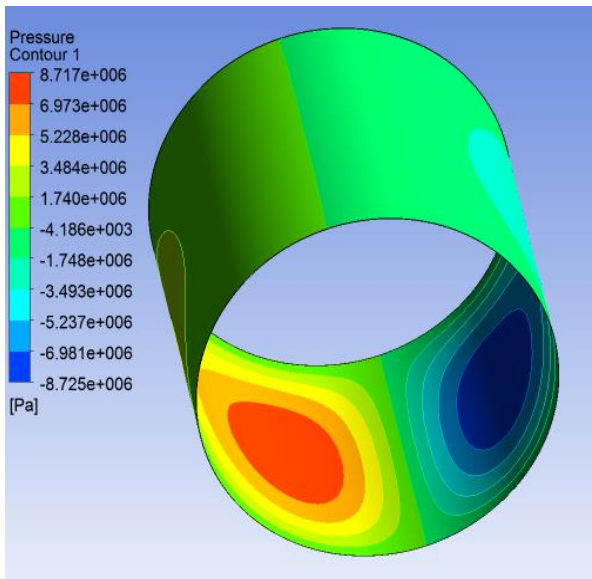


Fig III.15 : Profil de température d'huile dans le palier à 600 tr / min pour différentes charges. [13]

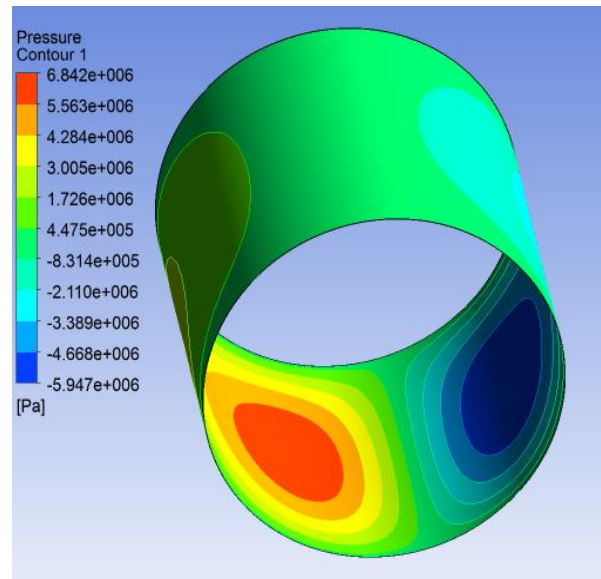
Pour toutes les vitesses, La répartition de la température d'huile dans le palier était semblable, des profils non-linéaires ont été enregistrés. La valeur de la température augmente avec le chargement. Les régions de haute température observées sont associées aux régions à épaisseurs minimum du film d'huile qui peuvent être calculées d'après les cartes de Raimondi and Boyd.

Amit Chauhan, et al [14] ont effectué une analyse thermo-hydrodynamique d'un palier circulaire qu'ils ont simulée en utilisant l'approche CFD, qui résout l'équation tridimensionnelle de Navier-Stokes pour prédire les paramètres de performance des paliers tels que la pression et la température du lubrifiant le long du profil du palier. L'effet de la variation de la pression et de la température sur le film lubrifiant a été considéré au cours de l'étude. L'analyse a été effectuée pour une excentricité de 0,6 et une vitesse de rotation de 2500 tr / min.

La pression isotherme et la pression thermo-hydrodynamique pour le palier modélisé représentés sur les (figures III.16 et III.17), respectivement. La répartition de la température 3D du palier en considérant la viscosité constante et en considérant l'effet de la pression et de la température sur la viscosité du lubrifiant sur les (figures III.18 et III.19) respectivement.



**Fig III.16 : Pression isotherme. [14]**



**Fig III.17 : Pression thermo-hydrodynamique. [14]**

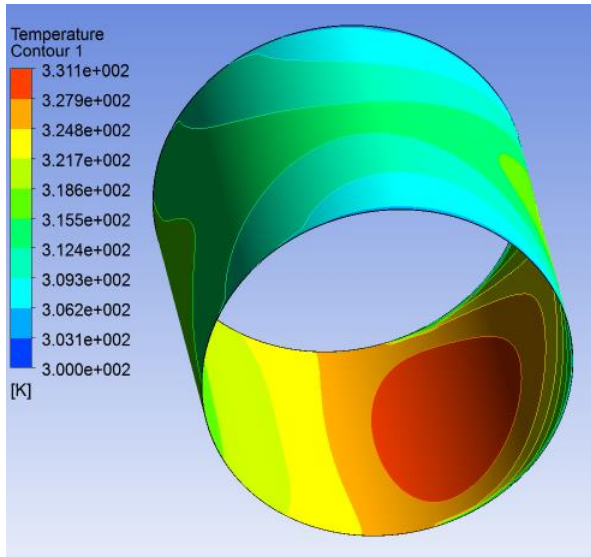


Fig III.18 : Distribution de la température, maintien d'une viscosité constante. [14]

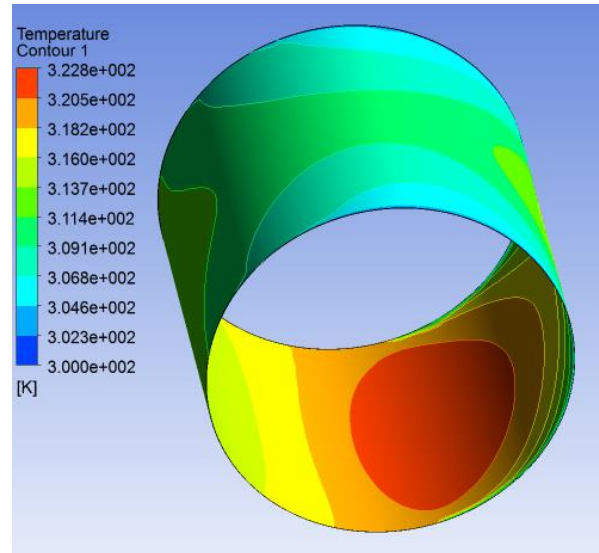


Fig III.19 : Distribution de la température en considérant l'effet de la pression et de la température sur la viscosité du lubrifiant. [14]

Ils ont constaté que, la pression maximale dans l'analyse iso-thermique atteint 8,17 M Pa tandis que la pression maximale dans l'analyse thermo-hydrodynamique est de 6,84 M Pa. Ils ont observé que l'augmentation de la température dans l'analyse iso-thermique a été de 31,1 K, tandis que la hausse de 22,8 K était obtenue en analyse thermo-hydrodynamique

Ils concluent qu'en raison de la variation de la viscosité, on observe moins d'augmentation de la température dans l'analyse thermo hydrodynamique par rapport à l'analyse isotherme et lorsque la viscosité est maintenue constante, l'augmentation de la température est plus importante dans le lubrifiant et la pression maximale obtenue est également élevée.

## **CHAPITRE IV : PARTIE EXPERIMENTALE.**

## IV.1. Introduction

On se propose d'étudier la distribution du champ de pression et de température par dissipation visqueuse au sein du film d'huile dans le palier lisse hydrodynamique vis-à-vis des variables les plus importantes telles que la vitesse de rotation, la pression d'admission, l'épaisseur du fluide lubrifiant caractérisé par la variation de l'excentricité et l'angle de calage pour une charge radiale constante sur

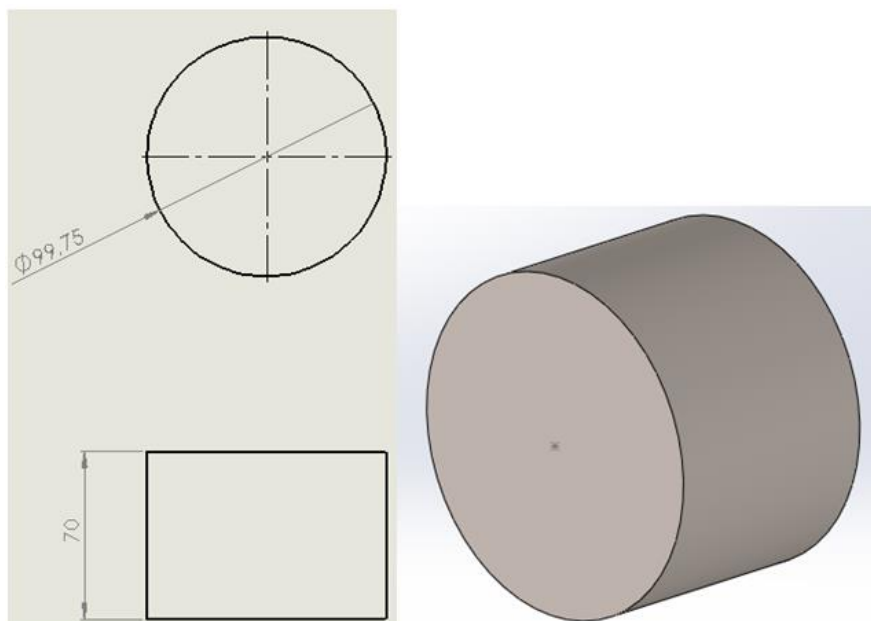
Le palier comporte une rainure d'alimentation axiale et est composé d'un arbre tournant à une vitesse angulaire  $\omega$  et d'un coussinet de géométrie fixe. L'arbre et le coussinet sont séparés par un film lubrifiant visqueux supposé incompressible et newtonien. L'épaisseur du film lubrifiant est conditionnée par l'excentricité de l'arbre par rapport à son logement.

## IV.2. Présentation du palier réalisé sur SOLIDWORKS

### - L'arbre :

Nous avons réalisé un arbre de 99.754 [mm] de diamètre et de 70 [mm] de longueur, comme le montre la (figure IV.1). Le matériau affecté à cet arbre est l'acier allié SS dont les propriétés sont énumérées ci-dessous :

- Module d'élasticité :  $E = 2.1.10^{11}$  [N/m<sup>2</sup>]
- Coefficient de Poisson :  $\nu = 0.28$
- Module de cisaillement :  $G = 7.9.10^{10}$  [N/m<sup>2</sup>]
- Masse volumique :  $\rho = 7700$  [kg/m<sup>3</sup>]
- Limite d'élasticité :  $Re = 6.2.10^8$  [N/m<sup>2</sup>]
- Coefficient de dilatation thermique :  $K = 1.3.10^{-5}$  [K<sup>-1</sup>]
- Conductivité thermique :  $K = 50$  [w/m.K]
- Chaleur spécifique :  $Cp = 400$  [J/kg.K]



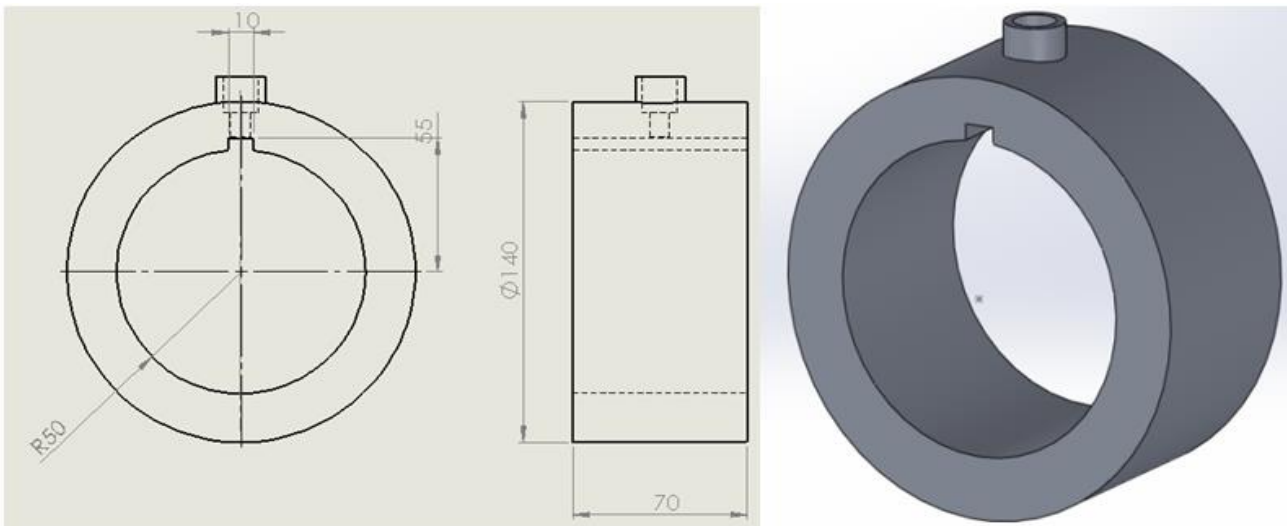
**Fig IV.1 : Représentation de l'arbre sur SOLIDWORKS.**

- **La bague**

La (figure IV.2) représente la bague que nous avons réalisée, elle possède un diamètre intérieur de 100 [mm] et un diamètre extérieur de 140 [mm], ce qui nous donne une épaisseur de coussinet de 40 [mm] et une longueur de 70 [mm].

Le matériau choisi est un alliage d'aluminium, portant le nom : « C355.0-T61 Moulage permanent (SS) » et dont les propriétés sont les suivantes :

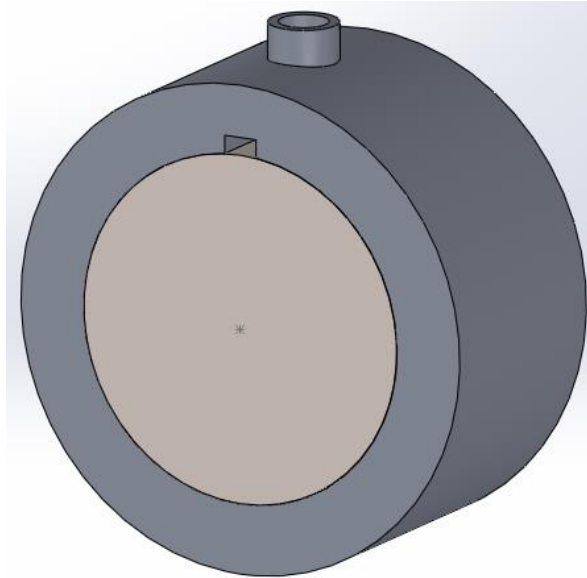
- Module d'élasticité :  $E = 6.96.10^{10}$  [N/m<sup>2</sup>]
- Coefficient de Poisson :  $\nu = 0.33$
- Module de cisaillement :  $G = 2.65.10^6$  [N/m<sup>2</sup>]
- Masse volumique :  $\rho = 2710$  [kg/m<sup>3</sup>]
- Limite d'élasticité :  $Re = 2.07.10^8$  [N/m<sup>2</sup>]
- Coefficient de dilatation thermique :  $K = 2.2.10^{-5}$  [K<sup>-1</sup>]
- Conductivité thermique :  $K = 151$  [w/m.K]
- Chaleur spécifique :  $Cp = 963$  [J/kg.K]



**Fig IV.2 : Représentation de la bague sur SOLIDWORKS.**

- **Assemblage (bague + arbre)**

Une fois que l'arbre et la bague sont assemblés, on obtient le mécanisme illustré sur la (figure IV.3), c'est-à-dire le palier lisse à géométrie régulière.



**Fig IV.3 : Palier à géométrie régulière, réalisé sur SOLIDWORKS.**

### **IV.3. Etapes à suivre pour opérer une bonne simulation**

Une fois l'assemblage de l'arbre et de la bague terminé, l'étape suivante est la simulation fluide qui, comme expliqué au paravent, a pour objectif d'étudier le comportement du film lubrifiant, et pour opérer une bonne simulation, avec des résultats concluants, on se doit de suivre les étapes suivantes :

- Dans l'anglet « flow simulation », on clique sur l'icône *Assistant*, afin de saisir les paramètres propres à l'ambiance dans laquelle se fera la simulation, c'est-à-dire : le type d'analyse (interne ou externe), les caractéristiques physiques, le type de fluide, les caractéristiques d'écoulement, conditions thermiques de paroi, paramètres thermodynamiques (pression, température...) etc.
- Après la saisie des paramètres précédemment cités, on doit déterminer le domaine de calcul qui, dans notre cas doit comprendre toute la zone où se trouve le fluide, depuis son entrée par le bouchon d'admission jusqu'à son arrivée entre l'arbre et le coussinet.

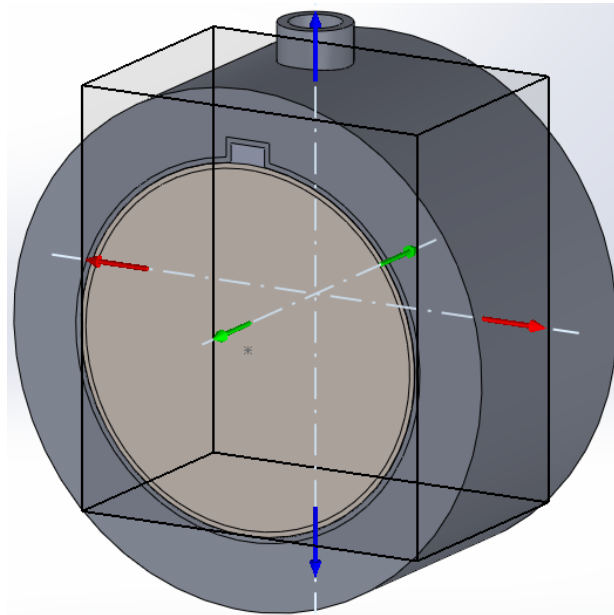


Fig IV.4 : Domaine de calcul.

- Après avoir déterminé le domaine de calcul, on définit les conditions aux limites (débit volumique, massique, vitesse de rotation, pression...).

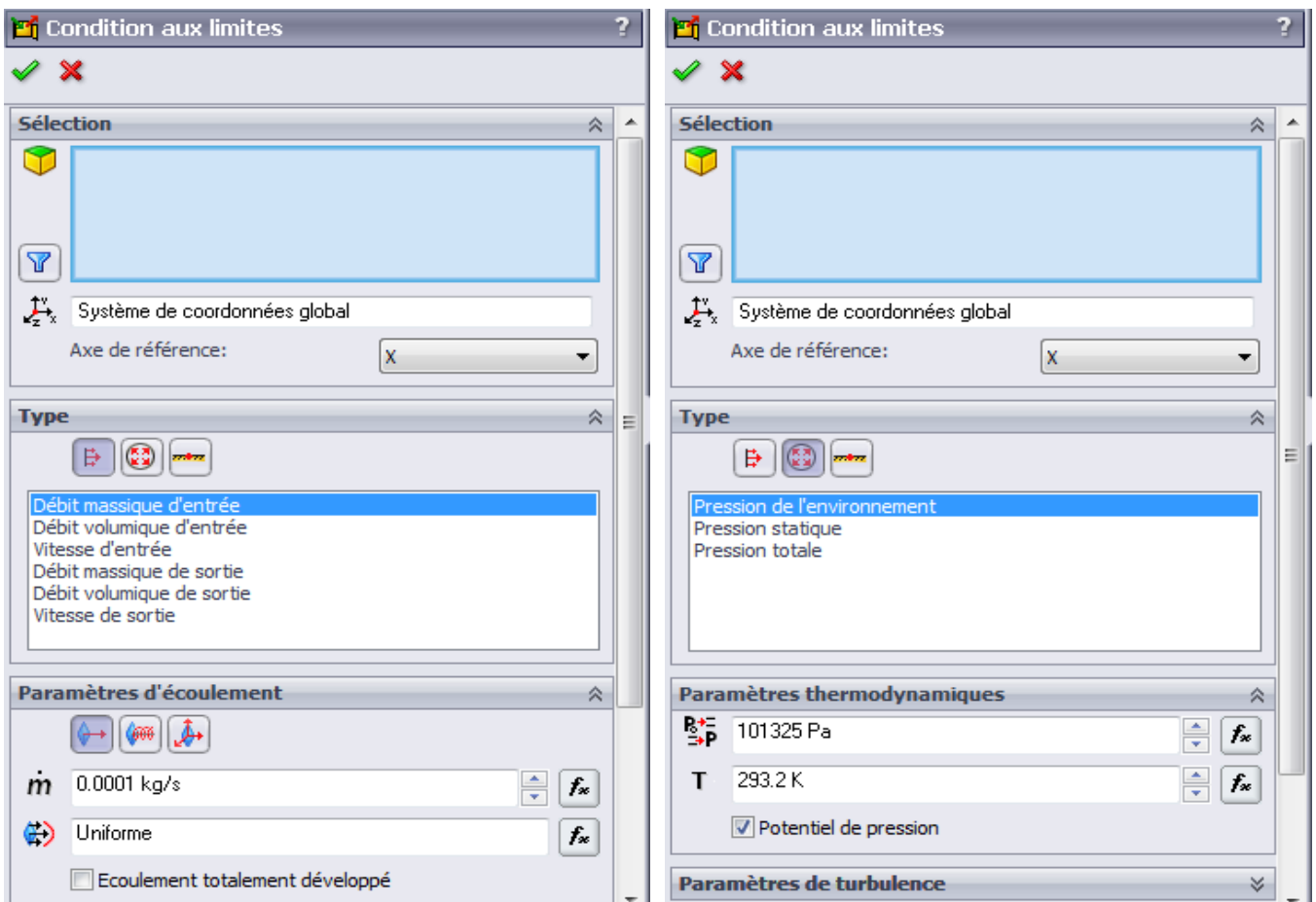


Fig IV.5 : Saisie des conditions aux limites

- Ensuite, on insère les objectifs globaux, ceci consiste à choisir les paramètres que l'on souhaite calculer (pression et température du fluide dans notre cas).

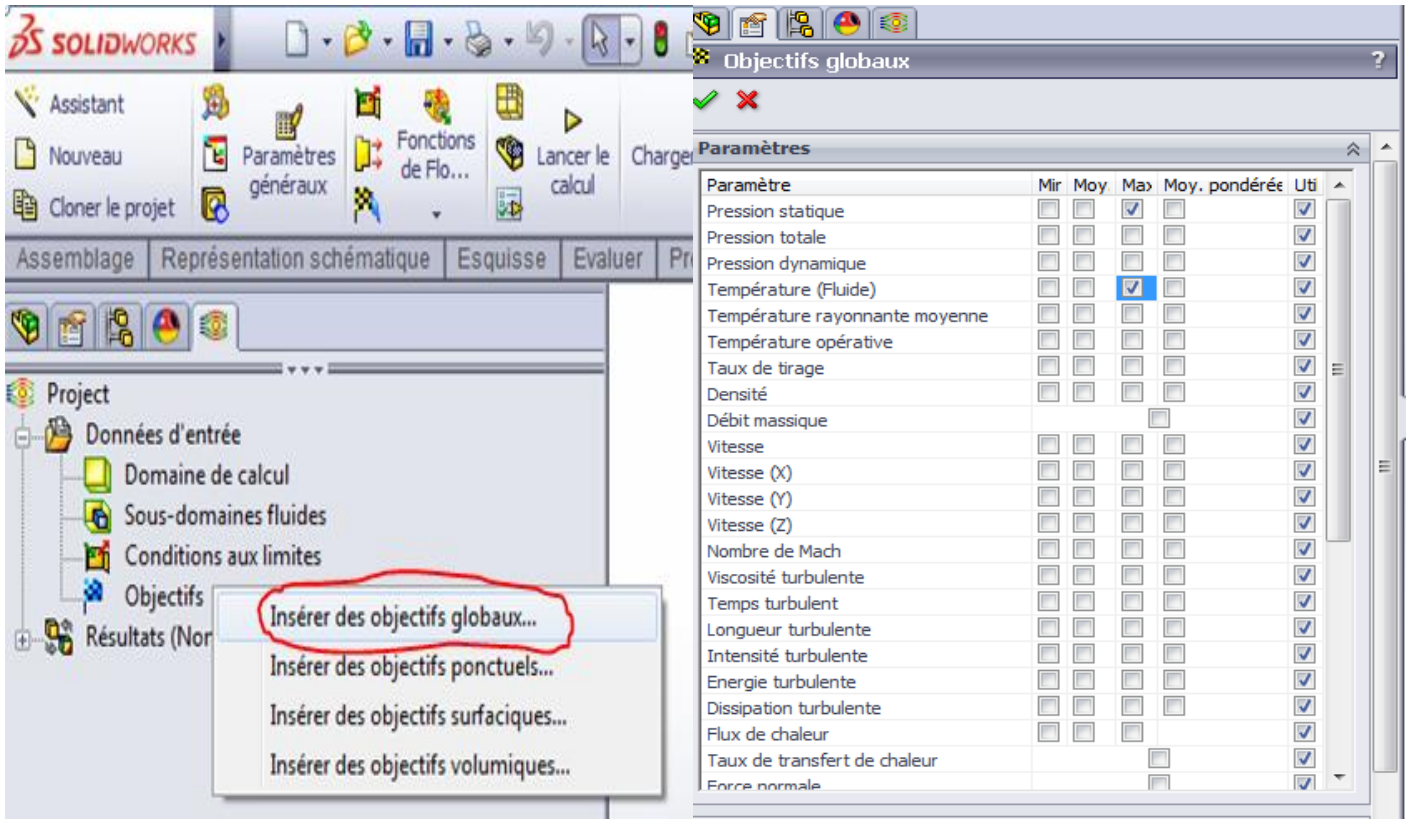


Fig IV.6 : insertion des objectifs globaux.

- Enfin, il suffit d'aller dans la barre des commandes et de cliquer sur l'icône «lancer le calcul » pour lancer la simulation.

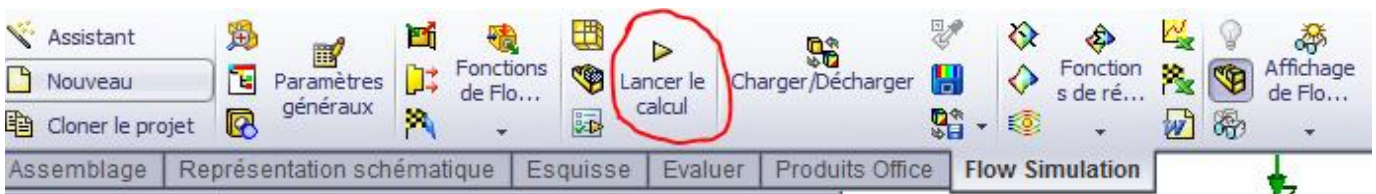


Fig IV.7 : Exécution du calcul.

#### **IV.4. Quelques considérations**

Les équations précédemment présentées, permettent de décrire le comportement du palier soumis à diverses conditions de fonctionnement. Pour la simplification, il est nécessaire d'appliquer des conditions aux limites particulières, qui permettront de simuler au plus près la réalité. Dans les cas les plus couramment rencontrés, les simulations dynamiques de paliers nécessitent la prise en compte des considérations suivantes :

- Mésalignement ;
- Déformations élastiques (EHD) ;
- Cavitation d'huile ;
- Lubrification limite ;
- Changements de densité ;
- Propriétés d'huile dépendantes de la pression ;
- Propriétés d'huile dépendantes de la température ;
- Contraintes de cisaillement dans l'huile.

##### **IV.4.1. Mésalignement: basculement de l'arbre**

Une solution standard de l'équation de Reynolds ne tient pas compte du basculement de l'arbre dans le palier. La répartition de la pression symétrique est alors le résultat de cette solution. Seule une force radiale est considérée. Cette approche de la solution est souvent couronnée de succès, mais parfois elle doit être étendue, principalement pour les cas avec des rapports de diamètre/largeur élevés.

##### **IV.4.2. Déformations élastiques**

La théorie de la lubrification HD suppose qu'une bague et un arbre ne présentent aucune déformation. Pourtant les modèles indiquent l'influence significative des déformations élastiques sur les pics de pression. Les pressions maximales restent inférieures aux pressions maximales calculées puisqu'elles sont distribuées sur de grandes surfaces. L'épaisseur minimale du film peut être légèrement différente, principalement pour les pressions maximales.

##### **IV.4.3. Cavitation d'huile**

La cavitation se produit habituellement dans les régions d'écart de contact lubrifiés divergents et est causée par des pressions sous-ambiantes dans le lubrifiant (négatives). Ces faibles pressions conduisent à une transformation du liquide en mélange gaz-liquide. Différents types de modèles de cavitation ont été proposés au cours des années pour reproduire ce comportement dans des simulations théoriques. Certains des algorithmes conservent la continuité de la masse lubrifiante tandis que d'autres ne le font pas. Dans notre cas on ne prend pas en considération le phénomène à cause de sa complexité.

#### **IV.4.4. Lubrification limite**

Lorsque les valeurs locales de jeu de palier descendent à des niveaux extrêmement faibles, les aspérités de surface sur l'arbre et la bague du palier commencent à interagir les unes avec les autres et à créer une lubrification aux limites.

#### **IV.4.5. Propriétés d'huile dépendant de la pression**

Généralement, les propriétés de l'huile et la viscosité de l'huile dépendent des pressions. Des différences élevées de viscosité peuvent être atteinte en particulier lorsque les pièces de machines comprennent des contacts ponctuels ou en ligne

La dépendance pression de la viscosité de l'huile est négligée et la viscosité de l'huile est traitée comme étant constante sur tout le film d'huile. De ce fait, certaines inexactitudes peuvent exister, mais seulement dans les zones à forte pressions d'huile.

La relation entre la densité et la pression de l'huile peut aussi être négligé, car la densité réelle d'huile  $\rho$  n'est que de 1,34 fois Supérieur ( $\rho = 1.34\rho_0$ ) pour les pressions approchant l'infini ( $p \rightarrow \infty$ ). Les différences de densité maximales pour les pics de pression dans les roulements sont d'environ 5%. [15]

#### **IV.4.6. Propriétés d'huile dépendant de température**

L'influence de la température de l'huile sur sa viscosité est significative. Par conséquent, il est nécessaire d'intégrer le comportement vis-à-vis de la température. Généralement, la température du film de l'huile dans intervalle d'huile total n'est pas constante. Cependant, les variations de la température de l'huile augmentent considérablement La complexité des modèles. Par conséquent, la température de l'huile est considérée comme une constante pour le modèle de calcul. Cette hypothèse permet la simplification du problème.

##### **- Pression**

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.

##### **- Température**

Les conditions aux limites définies permettent de déterminer la production de chaleur au cours du fonctionnement du palier engendrée par la dissipation visqueuse dans le film ainsi que les transferts thermiques dans le coussinet.

Les transferts thermiques sont une combinaison des différents modes de transmission de chaleur qui interviennent dans le palier : la convection, la conduction et le rayonnement. Ces transferts peuvent intervenir simultanément sur chacune des interfaces du palier.

En utilisant l'atelier de simulation fluide incorporé dans le logiciel SOLIDWORKS acquis dernièrement par les labos du hall de technologie de l'université, nous avons simulé l'écoulement fluide dans le palier lisse sous les conditions suivantes :

#### **IV.5. Conditions de simulation**

- Diamètre du palier	$D = 100$ [mm]
- Longueur du palier	$L_p = 70$ [mm]
- Jeu radiale	$C_R = 0.123$ [mm]
- Epaisseur du coussinet	$e_c = 20$ [mm]
- Longueur de la rainure	$L_r = 70$ [mm]
- Largeur de la rainure	$l_r = 10$ [mm]
- Type de lubrifiant	ISO VG 32
- Densité du lubrifiant	$\rho = 870$ [kg/m <sup>3</sup> ]
- Chaleur spécifique	$C_p = 2000$ [J/kg K]
- Conductivité thermique de lubrifiant	$K = 0.13$ [W/m K]
- Viscosité cinématique de lubrifiant à 40°C	$32Cst = 0.000032$ m <sup>2</sup> /s
- Viscosité dynamique à 30°C	$M = 0.05$ [Pa.s]
- Viscosité dynamique à 40°C	$\mu = 0.0282$ [Pa.s]
- Viscosité dynamique à 70°C	$\mu = 0.0112$ [Pa.s]
- Température de la paroi	$T_p = 20$ [°C]
- Température d'environnement	$T_e = 25$ [°C]
- Pression d'alimentation	$P_a = 0.07 \cdot 10^6$ [Pa]
- Pression d'environnement	$P_e = 101325$ [Pa]
- Débit volumique	$Q_v = 0.0005$ [m <sup>3</sup> /s]
- Débit massique	$Q_m = 0.0001$ [kg/s]

#### **IV.6. Les variables de l'expérimentation**

Des séries de simulations ont été menées pour différents conditions en vue de déterminer l'effet de la variation de l'excentricité, l'angle de calage, la pression d'admission et la vitesse de rotation sur le profil de distribution de la température et la pression dans le fluide. Les valeurs retenues pour ces variables sont comme suit :

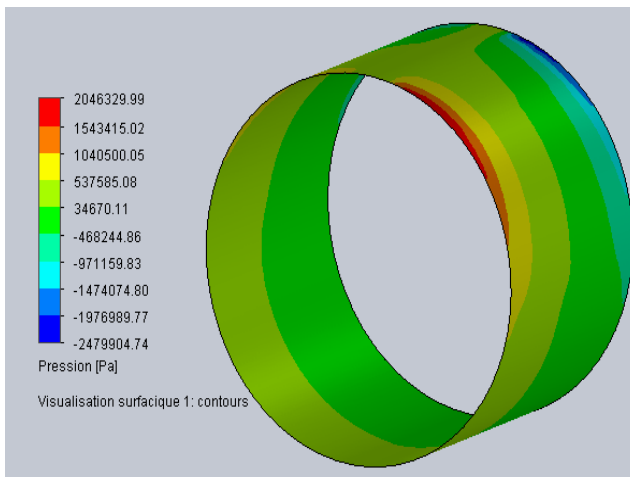
- Angle de calage	$\varphi$ [°]	0, 15, 20, 25, 30
- Excentricité	$e$ [mm]	0.100, 0.120,
- Vitesse de rotation	$N$ [tr/min]	3000, 6000, 9000
- Pression d'alimentation	$P_a$ [Pa]	$0.05 \cdot 10^6, 0.07 \cdot 10^6, 0.09 \cdot 10^6$

## IV.7. Résultats et discussion

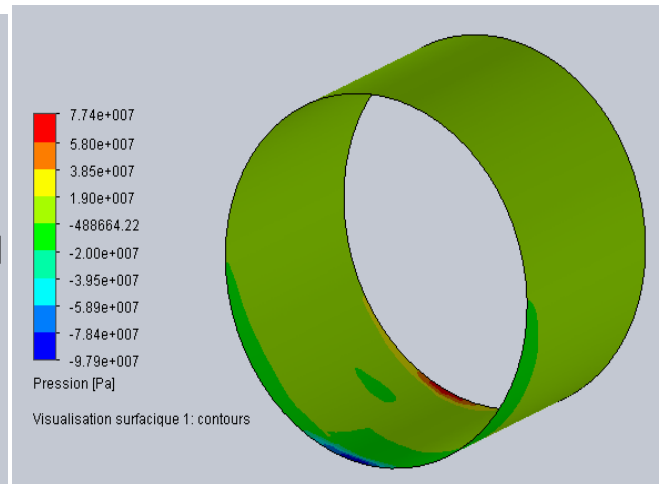
### IV.7.1. Répartition de la pression dans le fluide

#### IV.7.1. 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  $e=0.1\text{mm}$  et la valeur maximale  $e= 0.12\text{mm}$  pour  $N=3000\text{tr/min}$ ,  $\varphi = 20^\circ$  et  $P_a = 0.07.10^6[\text{Pa}]$ . Les résultats de la simulation sont représentées à la (figure VI.8) et (figure VI.9).



**Fig VI.8: répartition de la pression dans le fluide pour  $e = 0.1\text{mm}$ .**

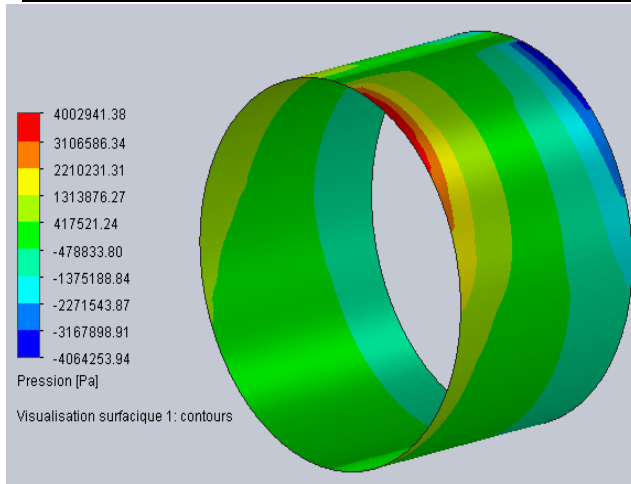


**FigVI.9 : champ de pression dans le fluide pour  $e = 0.12\text{mm}$ .**

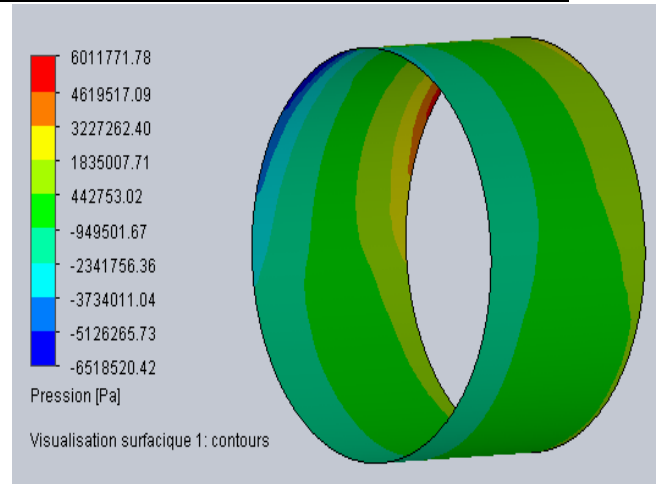
On a constaté une uniformité de la pression au sein du fluide pour  $e= 0.12\text{mm}$ . L'augmentation de la valeur de l'excentricité conduit à une augmentation de la valeur maximale de la pression qui règne dans le palier ce qui favorise la portance du film de fluide.

#### IV.7.1. 2-Influence de la vitesse de rotation sur la répartition de la pression du fluide dans le palier

Nous avons varié la vitesse de rotation entre 6000 et 9000 tr/min en gardant la même couche portante de fluide à sa valeur minimale  $e=0.1\text{mm}$  avec  $\varphi = 20^\circ$  et  $P_a = 0.07.10^6[\text{Pa}]$ . Les résultats de la simulation sont représentées à la (figure VI.10) et (figure VI.11) ci-dessous ;



**Fig VI.10 : Répartition de la pression dans le fluide pour  $N = 6000\text{tr/min}$ ,  $e = 0.1\text{mm}$ .**

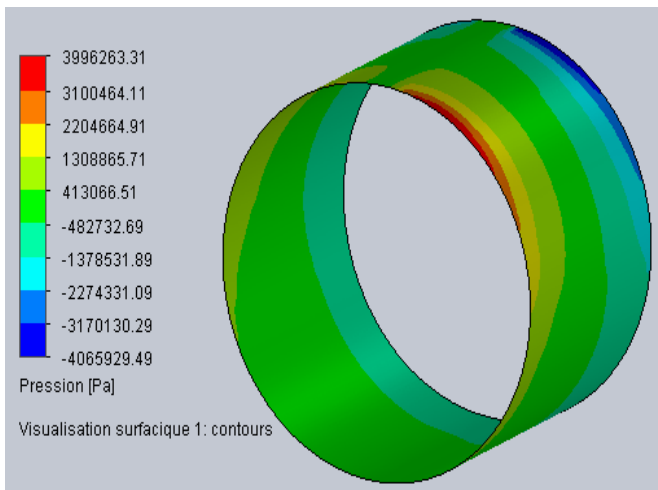


**Fig VI.11: Répartition de la pression dans le fluide pour  $N = 9000\text{tr/min}$ ,  $e = 0.1\text{mm}$ .**

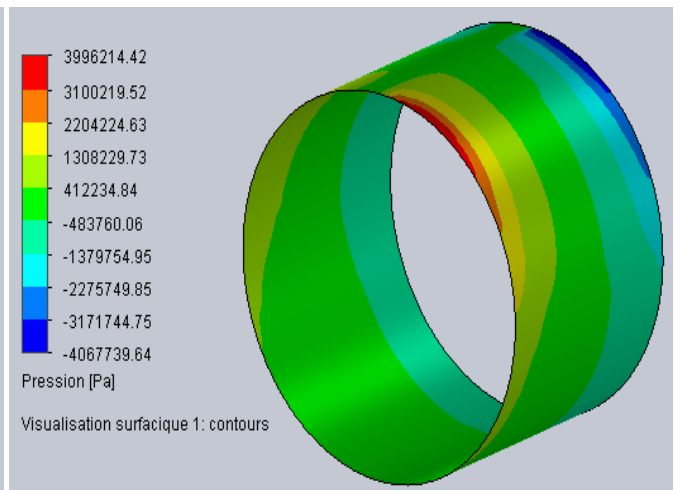
On a constaté que la pression n'est pas uniformément répartie sur le fluide ce qui est traduit par l'apparition des bandes a contraste remarquable mais nous avons relevé la valeur maximale de la pression du fluide qui parait être sensible à l'augmentation de la vitesse de rotation de l'arbre.

#### IV.7.1. 3-Influence de la pression d'admission sur la répartition de la pression du fluide dans le palier

Pour une vitesse de rotation de 6000trs/min Nous avons varié la pression d'entrée entre  $0.05 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  et  $0.09 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  en maintenant la même épaisseur  $e=0.1\text{mm}$  de fluide sus l'arbre à sa valeur minimale avec  $\varphi = 20^\circ$ . Les résultats de la simulation sont représentées à la (figure VI.12) et (figure VI.13) ci-dessous ;



**Figure VI.12 : Champ de pression pour  $P_a = 0.05 \cdot 10^6 [\text{Pa}]$ .**



**Figure VI.13 : Champ de pression pour  $P_a = 0.09 \cdot 10^6 [\text{Pa}]$ .**

On remarque que le champ de pression est identique dans les deux 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.7.1. 4-Influence de la variation de l'angle de calage sur la répartition de la pression du fluide dans le palier

Nous avons varié l'angle de calage entre 20 et 30° pour  $N=6000$ ,  $e=0.1\text{mm}$  et  $P_a = 0.07 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ . Les résultats de la simulation obtenus sont représentés à la (figure VI.14) et (figure VI.15) ci-dessous ;

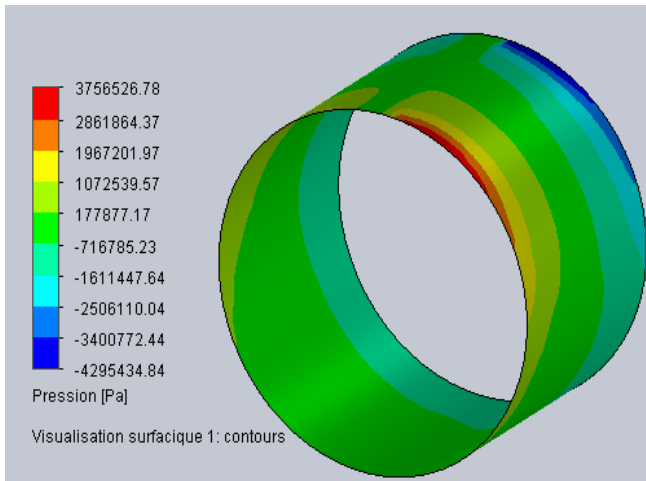


Figure VI.14 : champ de pression pour un angle de calage  $\varphi = 20^\circ$ .

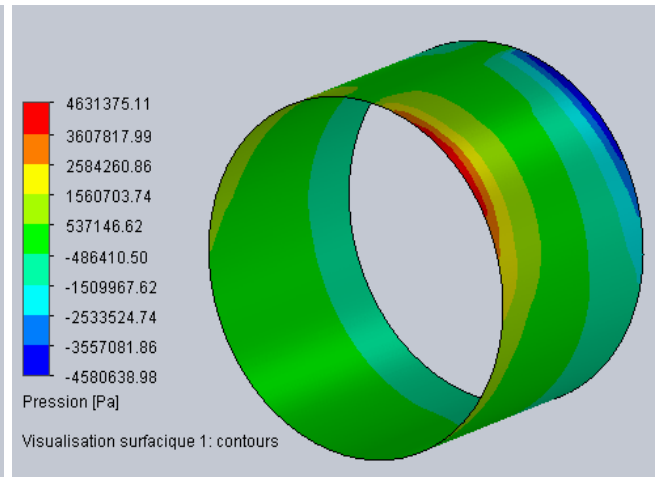


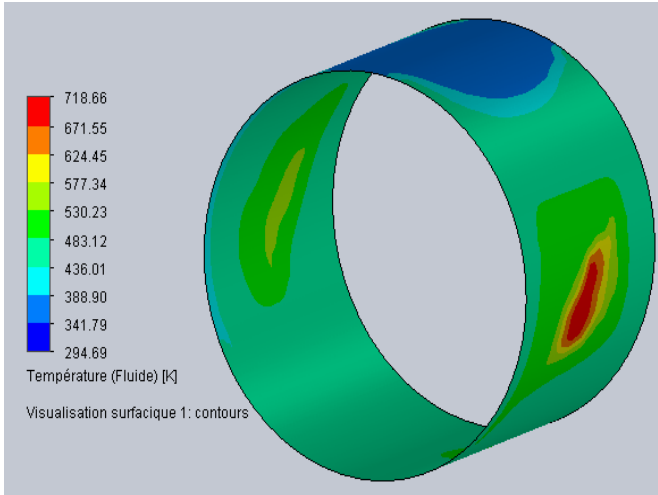
Figure VI.15 : champ de pression pour un angle de calage  $\varphi = 30^\circ$ .

On constate remarque qu'il y'a ressemblance pour les deux cas de simulation, seulement on peut les distinguer d'après la valeur maximale de la pression enregistrée qui est supérieure pour un l'angle de calage de 30°. Cela permet de dire que la pression du film fluide augmente avec l'augmentation de l'angle  $\varphi$ .

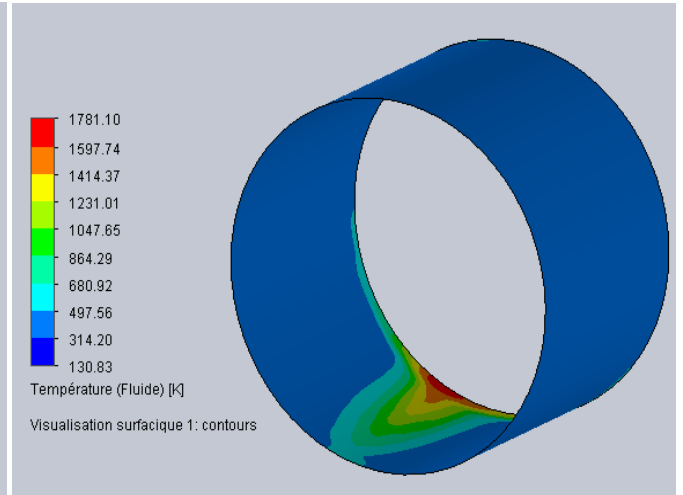
## IV.7.2. Répartition de la température dans le fluide

### IV.7.2. 1-Influence de l'excentricité sur la répartition de la température du fluide

Nous avons varié la couche portante de fluide entre une valeur minimale  $e=0.1\text{mm}$  et la valeur maximale  $e= 0.12\text{mm}$  pour  $N=3000\text{tr/min}$ ,  $\varphi = 20^\circ$  et  $P_a = 0.07.10^6[\text{Pa}]$ . Les résultats de la simulation sont représentés à la (figure VI.16) et (figure VI.17)



**Fig VI.16 : Répartition de la température dans le fluide pour  $e = 0.1\text{mm}$ .**

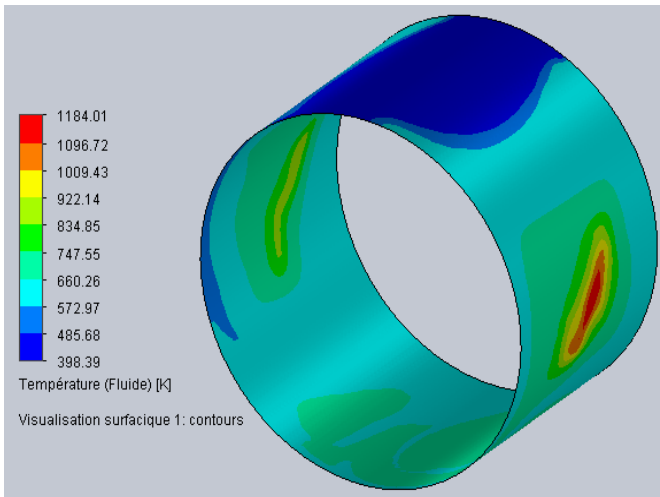


**Fig VI.17 : Répartition de la température dans le fluide pour  $e = 0.12\text{mm}$ .**

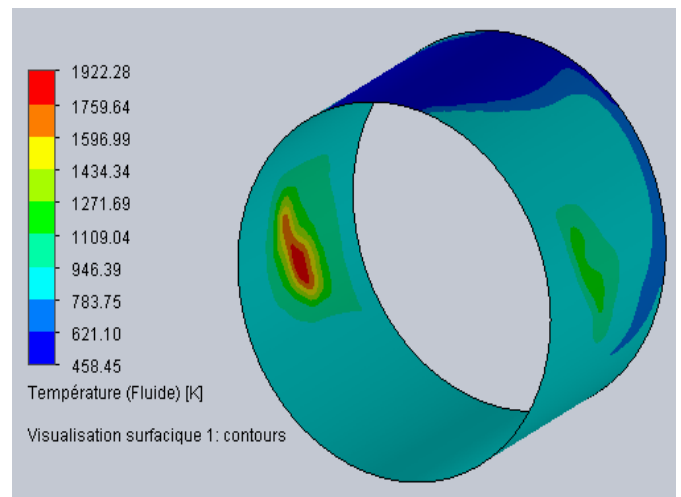
La variation de l'excentricité influe sur la température du film d'huile, et la valeur de la température maximale a augmenté de  $1000[\text{k}]$  en passant d'une excentricité de  $0.1$  à  $0.12\text{mm}$ . Une diminution considérable de la température générale du fluide avec une concentration de la chaleur en dessous de l'arbre a été obtenue pour  $e=0.12\text{mm}$  tandis que pour  $e=0.1$  la chaleur s'homogénéise sur toute la périphérie du coussinet.

### IV.7.2. 2-Influence de la vitesse de rotation sur la répartition de la température du fluide

Nous avons varié la vitesse de rotation entre  $6000$  et  $9000 \text{ tr/min}$  en gardant la même couche portante de fluide à sa valeur minimale  $e=0.1\text{mm}$  avec  $\varphi = 20^\circ$  et  $P_a = 0.07.10^6[\text{Pa}]$ . Les résultats de la simulation sont représentés à la (figure VI.18) et (figure VI.19) ci-dessous ;



**Fig VI.18 : Répartition de la température du fluide pour N=6000tr/min.**

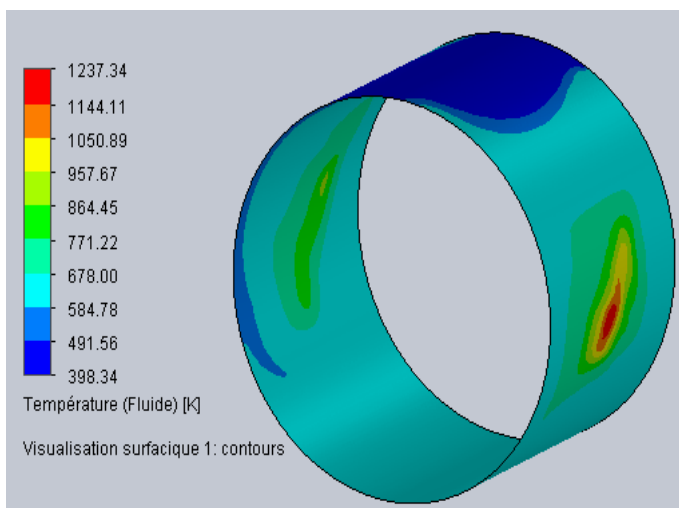


**Fig VI.19 : Répartition de la température du fluide pour N=9000tr/min.**

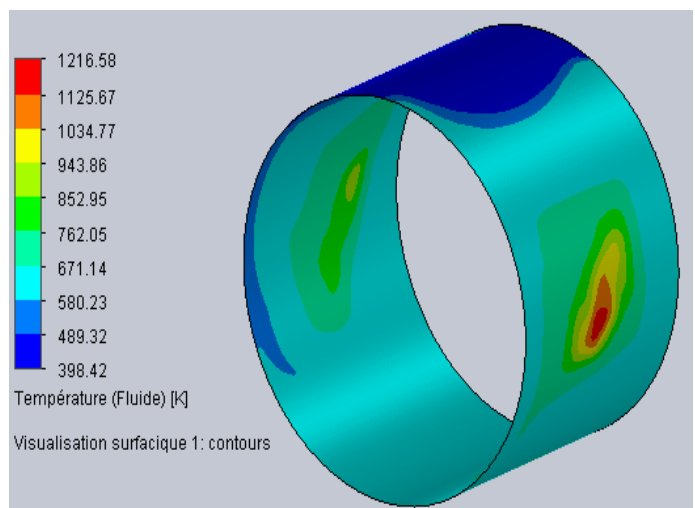
On constate que la répartition de la chaleur dans le fluide n'est pas influencée l'augmentation de la vitesse de rotation de l'arbre mais ce n'est pas le cas pour la valeur de maximale de la température atteinte par le film fluide dans chaque cas.

#### IV.7.2. 3-Influence de la pression d'alimentation sur la répartition de la chaleur dans le fluide

En variant la pression d'entrée de  $0.05 \cdot 10^6$  Pa a  $0.09 \cdot 10^6$  Pa et en maintenant l'épaisseur de fluide sous l'arbre à sa valeur minimale  $e=0.1$ mm pour une vitesse de rotation de 6000trs/min et  $\varphi = 20^\circ$ . Les résultats de la simulation sont représentés à la (figure VI.20) et (figure VI.21) ci-dessous ;



**Fig VI.20 : Répartition de la température du fluide pour Pa =  $0.05 \cdot 10^6$  Pa.**

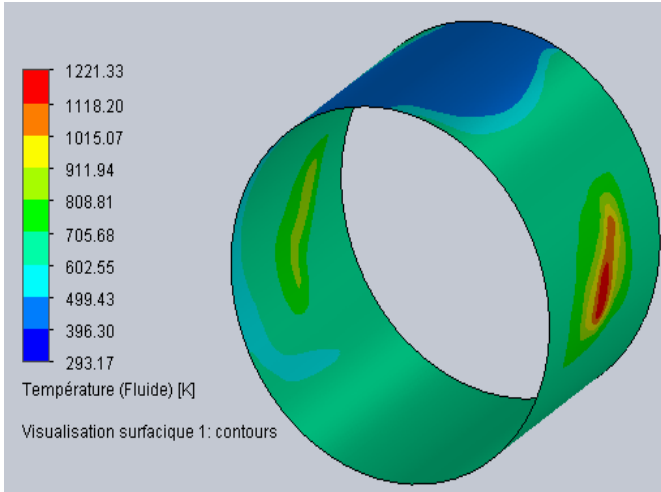


**Fig VI.21 : Répartition de la température du fluide pour Pa =  $0.09 \cdot 10^6$  Pa.**

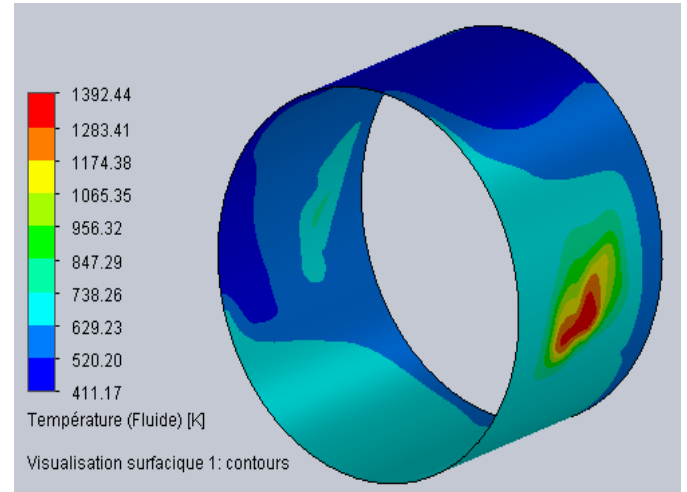
On remarque que la variation de la pression d'alimentation n'a pas de grande influence sur les températures que peut atteindre le film fluide car les résultats sont quasi similaires pour des valeurs de pression d'alimentation différentes

#### IV.7.2. 4-Influence de la variation de l'angle de calage sur la répartition de la pression du fluide dans le palier

Nous avons varié l'angle de calage entre 20 et 30° pour  $N=6000$ ,  $e=0.1\text{mm}$  et  $P_a = 0.07 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ . Les résultats de la simulation obtenus sont représentés à la (figure VI.22) et la (figure VI.23) ci-dessous ;



**Fig VI.22 : Répartition de la température du fluide pour  $\varphi = 20^\circ$ .**



**Fig VI.23 : Répartition de la température du fluide pour  $\varphi = 30^\circ$ .**

En gardant la même couche de fluide, la même vitesse de rotation ainsi que la même pression d'alimentation nous constatons que la variation de l'angle de calage n'influe pas sur la valeur de la température maxi atteinte mais concentre la température et joue en faveur du refroidissement général du fluide.

## **Conclusion Générale**

Le présent travail a pour objectif de faire une contribution à l'étude des paliers lisses à géométrie régulière sans désalignement. Par le présent manuscrit nous clôturons cette étude que nous avons menée sous différents aspects, mécaniques et thermodynamiques relatifs aux paliers et aux fluides et phénomènes annexes.

Une étude bibliographique, nous a permis dans un premier temps de présenter les différents types de paliers et leur lubrification. Une analyse théorique établissant les équations de base de la lubrification hydrodynamique ainsi que le calcul des différents paramètres de contact au sein des paliers. Une synthèse des différents travaux menés par des chercheurs a été menée pour situer les besoins et affiner les objectifs.

Une approche par simulation a été établie par FLOWORKS de SOLIDWORKS dont l'objectif est d'étudier le comportement du film de fluide entre l'arbre et le coussinet pour un palier lisse à géométrie régulière. A l'issue de laquelle nous avons tiré les conclusions suivantes ;

L'augmentation de l'excentricité favorise l'uniformité de répartition de la pression au sein du fluide mais augmente sa valeur maximale et joue en faveur d'une diminution considérable de la température générale du fluide avec une concentration de la chaleur en dessous de l'arbre.

L'augmentation de la vitesse de rotation de l'arbre influe sur la valeur maximale de la pression et de la température du fluide mais influe moins sur la répartition de cette température

La variation de la valeur de la pression d'alimentation n'a pas d'influence significative sur la pression de film fluide ni sur sa température.

L'angle de calage influe peu sur la répartition de la pression dans le film d'huile mais il provoque l'augmentation de sa valeur maximale lorsqu'il est augmenté par contre n'influe pas sur la valeur de la température maxi atteinte mais joue en faveur du refroidissement général du fluide par concentration de la température sous l'arbre.

Dans la limite de notre étude nous estimons que FLOWORKS s'apprête bien à la simulation fluide et montre une simplicité et malléabilité qu'on peut qualifier d'exemplaire.

## Liste des symboles

### Chapitre I

L/D	Le rapport de longueur du palier par rapport à son diamètre
O <sub>a</sub>	Centre de l'arbre
O <sub>c</sub>	Centre du coussinet
W	La charge extérieure appliquée à l'arbre [N]
C <sub>R</sub>	Jeu radial du palier, $C_R = R_C - R_a$ [mm]
e	Excentricité du palier, $e =  O_a O_c $ [mm]
$\varphi$	Angle de calage [°]
R <sub>a</sub>	Rayon de l'arbre [mm]
R <sub>c</sub>	Rayon de coussinet [mm]
C/R	Le jeu relatif
$f_m$	Coefficient de friction en régime mixte
$f_h$	Coefficient de friction en régime hydrodynamique

### Chapitre II

$\mu$	La viscosité dynamique [Pa.s]
$\nu$	La viscosité cinématique, $\nu = \mu/\rho$ [m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Le coefficient de thermoviscosité
T <sub>°K</sub>	La température absolue [k]
T <sub>°C</sub>	La température [°C]
C <sub>1</sub> , C <sub>2</sub> , et C <sub>3</sub>	Constantes de McCoull et Walther
S <sub>0</sub>	Constante de Roelands
a et m	Coefficients de Slotte
$\alpha$	Le coefficient de piézoviscosité de l'huile
VI	Indice de viscosité

### Chapitre III

F	Force de frottement [N]
C	Couple de frottement [N.m]
$f$	Coefficient de frottement
h	Epaisseur du film lubrifiant [mm]
u, v et w	Les vitesses du fluide dans les directions X, Y et Z [m/s]
U1, W1	Les vitesses de la surface 1 [m/s]
U2, V2 et W2	Les vitesses de la surface 2 [m/s]
$\tau$	Contrainte de cisaillement [N/mm <sup>2</sup> ]
Cp	Chaleur spécifique de lubrifiant [J/kg.k]
K	La conductivité thermique de lubrifiant [W/m.k]
$\theta$	Coordonnée circonférentielle [°]

#### **Chapitre IV**

D	Diamètre du palier [mm]
L <sub>p</sub>	Longueur du palier [mm]
L <sub>r</sub>	Longueur de la rainure [mm]
l <sub>r</sub>	Largeur de la rainure [mm]
e <sub>c</sub>	Epaisseur du coussinet [mm]
T <sub>e</sub>	Température d'environnement [°C ]
T <sub>p</sub>	Température de paroi [°C ]
P <sub>a</sub>	Pression d'alimentation [pa ]
P <sub>e</sub>	Pression d'environnement [pa]
Q <sub>v</sub>	Débit volumique [m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>m</sub>	Débit massique [kg/s]
N	Vitesse de rotation de l'arbre [tr/min]
$\omega$	La vitesse angulaire de l'arbre [rad/s]
$\rho$	Masse volumique du lubrifiant [kg/m <sup>3</sup> ]

## Liste des figures

<b>Chapitre I</b>	
<b>Fig I.1</b> : Coussinets.	4
<b>Fig I.2</b> : phases de fonctionnement d'un palier lisse.	5
<b>Fig. 1.3:</b> Caractéristiques de fonctionnement du palier hydrodynamique.	6
<b>Fig I.4</b> : Position des rainures axiales.	7
<b>Fig I.5</b> : Variation de la pression en fonction de la coordonnée axiale z.	7
<b>Fig I.6</b> : Palier à rainure circonférentielle.	8
<b>Fig I.7</b> : Schématisation d'un palier à arc.	9
<b>Fig I.8</b> : Schéma d'un palier à trois lobes.	11
<b>Fig I. 9</b> : Schéma de principe d'un palier à film amortisseur.	12
<b>Fig I.10</b> : Palier à patins oscillants.	13
<b>Fig I.11</b> : Schématisation d'un palier à trois patins oscillants.	14
<b>Fig I.12</b> : Les différents régimes de lubrification.	15
<b>Fig I.13</b> : Types d'écoulement entre deux plaques parallèles (ca hydrostatique).	18
<b>Fig I.14</b> : Courbes de variation de pression pour différents rapports $a = h_1/h_2$ .	19
<b>Fig I.15</b> : Variation de la charge $\bar{w}$ en fonction du rapport $h_1/h_2$	21
<b>Fig I.16</b> : Patin échelon ou patin de Rayleigh, avec sa répartition de pression.	21
<b>Chapitre II</b>	
<b>Fig II.1</b> : Le concept de la viscosité.	29
<b>Fig II.2</b> : Variation de la viscosité avec la température pour une huile SAE30.	31
<b>Fig II.3</b> : Abaque de l'indice de viscosité.	33
<b>Fig II.4</b> : Variation de la viscosité avec le taux de cisaillement.	33
<b>Chapitre III</b>	
<b>Fig III.1</b> : Section droite du palier.	39
<b>Fig III.2</b> : Système d'axes en coordonnées cartésiennes et cylindriques.	41
<b>Fig III.3</b> : Conditions aux limites de Sommerfeld.	43
<b>Fig III.4</b> : Conditions aux limites de Gümbel.	44
<b>Fig III.5</b> : Conditions aux limites de Reynolds.	45
<b>Fig III.6</b> : Graphique de pression par rapport aux coordonnées circonférentielles ( $W = 280 \text{ N}$ , $N = 800 \text{ tr / min}$ ).	47
<b>Fig III.7</b> : Graphique de pression par rapport aux coordonnées circonférentielles (résultats expérimentaux).	47
<b>Fig III.8</b> : Graphique de pression par rapport aux coordonnées circonférentielles (Résultats expérimentaux).	47
<b>Fig III.9</b> : Maillage du palier.	48
<b>Fig III.10</b> : Répartition 3D de la pression du film lubrifiant.	48
<b>Fig III.11</b> : La répartition de la température à l'interface.	48
<b>Fig III.12</b> : Profil de température d'huile dans le palier à 300 tr / min pour différentes charges.	49
<b>Fig III.13</b> : Profil de température d'huile dans le palier à 400 tr/min pour différentes charges.	49

<b>Fig III.14</b> : Profil de température d'huile dans le palier à 500 tr / min pour différentes charges.	49
<b>Fig III.15</b> : Profil de température d'huile dans le palier à 600 tr / min pour différentes charges.	49
<b>Fig III.16</b> : Pression isotherme.	50
<b>Fig III.17</b> : Pression thermo-hydrodynamique.	50
<b>Fig III.18</b> : Distribution de la température, maintien d'une viscosité constante.	51
<b>Fig III.19</b> : Distribution de la température en considérant l'effet de la pression et de la température sur la viscosité du lubrifiant.	51
<b>Chapitre IV</b>	
<b>Fig IV.1</b> : Représentation de l'arbre sur SOLIDWORKS.	53
<b>Fig IV.2</b> : Représentation de la bague sur SOLIDWORKS.	54
<b>Fig IV.3</b> : Palier à géométrie régulière, réalisé sur SOLIDWORKS.	55
<b>Fig IV.4</b> : Domaine de calcul.	56
<b>Fig IV.5</b> : Saisie des conditions aux limites	56
<b>Fig IV.6</b> : Insertion des objectifs globaux.	57
<b>Fig IV.7</b> : Exécution du calcul.	57
<b>Fig VI.8</b> : Répartition de la pression dans le fluide pour $e = 0.1\text{mm}$ .	61
<b>Fig VI.9</b> : Champ de pression dans le fluide pour $e = 0.12\text{mm}$ .	61
<b>Fig VI.10</b> : Répartition de la pression dans le fluide pour $N = 6000\text{tr/min}$ , $e = 0.1\text{mm}$ .	62
<b>Fig VI.11</b> : Répartition de la pression dans le fluide pour $N = 9000\text{tr/min}$ , $e = 0.1\text{mm}$ .	62
<b>Figure VI.12</b> : Champ de pression pour $P_a = 0.05 \cdot 10^6 [\text{Pa}]$ .	62
<b>Figure VI.13</b> : Champ de pression pour $P_a = 0.09 \cdot 10^6 [\text{Pa}]$ .	62
<b>Figure VI.14</b> : champ de pression pour un angle de calage $\varphi = 20^\circ$ .	63
<b>Figure VI.15</b> : champ de pression pour un angle de calage $\varphi = 30^\circ$ .	63
<b>Fig VI.16</b> : Répartition de la température dans la fluide pour $e = 0.1\text{mm}$ .	64
<b>Fig VI.17</b> : Répartition de la température dans le fluide pour $e = 0.12\text{mm}$ .	64
<b>Fig VI.18</b> : Répartition de la température du fluide pour $N=6000\text{tr/min}$ .	65
<b>Fig VI.19</b> : Répartition de la température du fluide pour $N=9000\text{tr/min}$ .	65
<b>Fig VI.20</b> : Répartition de la température du fluide pour $P_a = 0.05 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .	65
<b>Fig VI.21</b> : Répartition de la température du fluide pour $P_a = 0.09 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ .	65
<b>Fig VI.22</b> : Répartition de la température du fluide pour $\varphi = 20^\circ$ .	65
<b>Fig VI.23</b> : Répartition de la température du fluide pour $\varphi = 30^\circ$ .	65

## Liste des tableaux

Chapitre II	
<b>Tab II.1</b> : Variation de la viscosité avec la pression pour une huile paraffinique.	31
<b>Tab II.2</b> : Composition des variations de viscosité à 20 °C.	32
<b>Tab II.3</b> : Classification ISO des huiles industrielles.	34
<b>Tab II.4</b> : Classification des huiles pour moteurs (S.A.E. J 300, 1980).	35
<b>Tab II.5</b> : Classification des huiles pour transmissions (S.A.E.J 306, 1981).	35

## **Références bibliographiques**

- [1] Zerrouni Nassim, Etude de l'interaction fluide visqueux-structure d'un palier fluide soumis à des sollicitations temporelles, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara-Boumerdes, 2009.
- [2] Meramria Wafa, Etude de l'effet dynamique d'un palier lisse par analyse vibratoire, Thèse de Magister, Université Badji Mokhtar-Annaba, 2009.
- [3] Sahli Abdelkader, Etude expérimentale d'un palier lubrifié mésaligné, Thèse de Magister, Université de Hassiba Ben Bouali Chlef, 2010.
- [4] Malek Hamzaoui, Simulation des transferts thermiques par convection et par conduction dans un palier hydrodynamique en présence d'un écoulement laminaire confine, Thèse de Magister, Université de M'hamed Bougara-Boumerdes, 2006.
- [5] Jean-Louis Ligier, Les techniques de l'ingénieur, article B5330-Matériaux pour paliers lisses.
- [6] Jean Frêne, Les techniques de l'ingénieur, article B5320-Butées et paliers hydrodynamiques.
- [7] Dominique Bonneau, Aurelian Fatu, Dominique Souchet, Paliers hydrodynamiques 1 : équations, modèles numériques isothermes et lubrification mixte, Edition Lavoisier 11 rue Lavoisier 75008 Paris, 2011.
- [8] Jean Frêne, Daniel Nicolas, Bernard Degueurce, Daniel Berthe, Maurice Godet, Lubrification hydrodynamique : Palier et Butées, Edition Eyrolles 61 Bd Saint-Germain Paris 5<sup>e</sup>, 1990.
- [9] Jean Bouyer, Etude des performances thermoélastohydrodynamique des paliers soumis à des conditions sévères, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 2003.
- [10] Mehala Kadda, Etude de l'évolution du régime de lubrification au cours de la phase transitoire dans les paliers hydrodynamiques, Thèse de Doctorat, Université des Sciences et de La Technologie d'Oran « Mohammed Boudiaf », 2015.
- [11] Aziz Ouadoud, Ahmed Mouchtachi, Hassan Smaoui, Etude du comportement thermoélastohydrodynamique d'un palier, 9<sup>ième</sup> Congrès de Mécanique, FS Semlalia, Marrakech
- [12] Chaitanya K Desai and Dilip C Patel, Experimental analysis of pressure distribution of hydrodynamic journal bearing: a parametric study, Proceedings of the International

Conference on Mechanical Engineering 2005 (ICME2005) 28- 30 December 2005, Dhaka, Bangladesh.

[13] S. Kasolang et al, Experimental study of temperature profile in a journal bearing, 1st Joint International Symposium on System-Integrated Intelligence 2012: New Challenges for Product and Production Engineering.

[14] Amit Chauhan et al, CFD Based Thermo-Hydrodynamic Analysis of Circular Journal Bearing, International Journal of Advanced Mechanical Engineering.ISSN 2250-3234 Volume 4, Number 5 (2014), pp. 475-482.

[15] Ondřej Maršálek, Improvements in computational modeling of slide bearings MECCA 03 2012 10.2478/v10138-012 0015-7.

## **Résumé**

Dans ce travail on s'intéresse à l'étude des paliers hydrodynamiques qui, ont pour objectif principale de supporter un arbre en rotation et chargé radialement. Ils sont constitués de trois parties: le coussinet (géométrie fixe ou à patins oscillants), l'arbre, et le film lubrifiant qui les sépare et qui permet d'obtenir une certaine portance de l'arbre. On a utilisé FLOWORKS de SOLIDWORKS pour la simulation du fluide lubrifiant dans un palier lisse a géométrie régulière afin d'étudier la répartition des champs de température et de pression dans le fluide lubrifiant et sa dépendance de certains paramètres (l'excentricité de l'arbre, l'angle de calage, la vitesse de rotation et la pression d'alimentation). Les résultats obtenus, ont permis de conclure sur l'effet de ces paramètres au sein du fluide.

**Mots clés:** Palier lisse - Lubrification Hydrodynamique - simulation fluidique.

## **Abstract**

In this work we are interested in the study of hydrodynamic bearings, whose main objective is to support a rotating and radially loaded shaft. They consist of three parts: the cushion (fixed geometry or oscillating pads), the shaft, and the lubricating film that separates them and which allows obtaining a certain lift of the tree. SOLIDWORKS FLOWORKS was used to simulate the lubricating fluid in a smooth geometrically smooth bearing in order to study the distribution of temperature and pressure fields in the lubricating fluid and its dependence on certain parameters (the eccentricity of the shaft, Setting angle, rotational speed and feed pressure). The results obtained made it possible to conclude on the effect of these parameters within the fluid.

**Keywords:** smooth bearings - hydrodynamic lubrication - Fluid simulation.