

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de La Technologie d'Oran « Mohammed Boudiaf »

Faculté de Génie Mécanique
Département de Génie Mécanique

THESE

Pour l'obtention du diplôme de Doctorat En Sciences

Spécialité : Génie Mécanique
Option : Energétique

Présenté par : **Mr MEHALA Kadda**

Etude de l'évolution du régime de lubrification au cours de la phase transitoire dans les paliers hydrodynamiques

Soutenu le 22 Janvier 2015
Devant le Jury

Mr Imine Bachir	Professeur	USTO-MB	Président
Mr Youcefi Abdelkader	Professeur	USTO-MB	Rapporteur
Mr Benamar Ali	Professeur	ENPO	Examineur
Mr Bouzit Mohamed	Professeur	USTO-MB	Examineur
Mr Saad Chamoul Nouredine	Professeur	UIK Tiaret	Examineur
Mr Zahloul Hamou	Professeur	UHBB Chlef	Examineur

Année universitaire 2014-2015

à ma très chère femme

à mes chers parents

à mes tendres sœurs

à mes frères adorés

à tous ceux qui me sont chers....

Avant propos

Mes vifs et sincères remerciements à Monsieur IMINE Bachir, professeur à l'Université des Sciences et de la Technologie d'Oran « Mohammed Boudiaf » d'avoir accepté de présider le jury.

Je renouvelle mes vifs et sincères remerciements à Monsieur YUCEFI Abdelkader, professeur à l'Université des Sciences et de la Technologie d'Oran « Mohammed Boudiaf » pour son soutien, ses précieux conseils durant toute la période de préparation de cette thèse.

Je suis également très sensible à l'honneur que me font Messieurs BOUZIT Mohamed professeur à l'Université des Sciences et de la Technologie d'Oran « Mohammed Boudiaf », BENAMAR Ali, professeur de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Oran, SAAD CHAMLOUL Nouredine professeur à l'université de Tiaret « IK » et ZAHLOUL Hamou professeur à l'Université de Chlef « Hassiba Ben Bouali » pour avoir accepté de juger ce travail.

Table des matières

Avant propos.....	4
	8
	9

Résumé.....

Notations

Introduction générale

1 - Les contacts lubrifiés : différents régimes de lubrification.....	
1.1 - Les contacts surfaciques.....	
1.1.1- La lubrification limite.....	
1.1.2- La lubrification mixte.....	
1.1.3- La lubrification hydrodynamique.....	
1.1.4- La lubrification hydrodynamique non laminaire.....	
1.1.5- La lubrification hydrostatique.....	
1.2 - Les contacts Hertiens.....	
1.2.1- La lubrification extrême pression.....	
1.2.2- La lubrification mixte.....	
1.2.3- La lubrification élastohydrodynamique.....	
1.3 - Les études sur le comportement des paliers dans la phase de démarrage et d'arrêt.....	

Chapitre 2 Analyse théorique

EQUATION DE BASE DE LA LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE	
2.1- Rappel des équations de base de la lubrification hydrodynamique.....	
2.1.1 Equation de Reynolds	
2.1.2- Equation de l'énergie.....	
2.2- Caractéristique de Fonctionnement en Phase de Démarrage.....	
2.2.1 - Equation de Reynolds en Régime Transitoire.....	
2.2.2 - Trajectoire du centre de l'arbre.....	
2.2.3 - Couple de frottement.....	
2.2.4 - Coefficient de frottement.....	
2.2.5 - Le débit de fuite du palier.....	
2.3- Conclusion.....	

Chapitre 3 Etudes Numériques

Performance d'un Palier Lisse en Phase de Démarrage	
3.1- Introduction.....	
3.2- Equation d'écoulement du fluide.....	
3.2.1- Equations de continuité.....	
3.2.2 -Equations de Navier-stokes.....	
3.2.3-Stratégie de résolution numérique.....	35
3.2.4 - Solution des équations dans le code de calcul ANSYS-CFX	36
3.2.5 - Modèle e de cavitation.....	37
3.3- Présentation du problème.....	39
3.3.1- Représentation géométrique du palier étudié.....	39
	39
	40
	40
	41
	42

3.3.2 - Discrétisation du palier.....	
3.3.3- Influence du maillage.....	
3.3.4 -Critères de convergence.....	
3.2.5- Conditions aux limites.....	
3.2.6- Validation du modèle numérique.....	
3.4- Résultats et Discussion.....	
3.4.1- Influence de la vitesse de rotation et de la charge radiale.....	
3.4.1.1- Distribution de la pression.....	
3.4.1.2- Couple de frottement.....	
3.4.1.3- Coefficient de frottement.....	
3.4.1.4 - Température moyenne.....	
3.4.1.5- Epaisseur du film d'huile.....	
3.4.1.6 -Puissance dissipée	
3.4.1.7- Excentricité relative.....	
3.4.1.8- Angle de calage	
3.5 - Comparaison l'approche THD (thermohydrodynamique) et HD (isotherme).....	
3.6- Simulation numérique du comportement thermohydrodynamique d'un palier lisse en fonction du temps de démarrage.....	
3.6.1 -Pression.....	
3.6.2 -Déplacement circonférentiel.....	
3.6.3- Jeu radial.....	
3.7- Conclusion.....	

Chapitre 4 Etudes numériques

4.1- Effet des Caractéristiques Mécaniques des Matériaux Antifriction sur le Comportement Elastique du Palier Lisse Cylindrique.....	
4.2-Création du modèle géométrique.....	
4.2.1- Génération de la géométrie.....	
4.2.2- Génération du maillage.....	
4.2.3- Influence du maillage.....	
4.2.4- Les conditions aux limites-initiales.....	
4.3- Résultats et Discussion.....	
4.3.1- Déplacement du coussinet.....	
4.3.1.1-Matériau antifriction à base d'étain.....	
4.3.1.2- Matériau en Bronzes à base de plomb.....	
4.3.2- Comparaison entre les deux matériaux.....	
4.- Conclusion.....	

Chapitre 5

Etude comparative entre un palier travaillons en régime permanent et un palier en phase de démarrage.....	72
---	----

5.1-Comparaison entre un calcul pour le régime stationnaire et le régime en phase de démarrage.....
5.1.1 Pression dans le plan médian.....
5.1.2 Jeu radial.....
5.1.3 Epaisseur du film d'huile.....
5.1.4 Déplacement de la face interne du coussinet-Déplacement de l'arbre.....
5.2-Conclusion.....
Conclusion et perspective.....

Annexe 1.....

Bibliographie.....

Lise des figures.....

Liste des tableaux.....

Résumé

L'objectif de ce travail est d'étudier les effets thermiques dans un palier hydrodynamique pendant la période de démarrage. Une approche numérique qui permet de tenir compte la production de la chaleur, des transferts de chaleur et de la variation de la viscosité dans n'importe quel point de film fluide dans l'état transitoire: c'est le modèle thermohydrodynamique (THD). La période limite de démarrage est estimée plus qu'une minute.

Une analyse numérique est effectuée en tenant compte de plusieurs paramètres tels que la vitesse de rotation, l'effet thermique, le temps de démarrage. Cette analyse à la possibilité de déterminer les exécutions thermohydrodynamiques d'un palier cylindrique travaille en régime transitoire par la résolution des équations de mouvement en utilisant la méthode volume fini.

Pour une vitesse de démarrage de 750, 1000 et 1800 tr/min et une charge appliquée de 1000 N, le régime de lubrification du palier passe du régime hydrodynamique au régime mixte, donc pendant la phase de démarrage, le palier doit déplacer très rapidement ces vitesses, pour éviter le contact de la surface interne du coussinet et de l'arbre.

Abstract

The present works analyze the evolution of the lubrication regime by studying the variation of friction coefficient with the rotational speed of the shaft, also the impact of the applied load in the starting phase of a cylindrical journal bearing. And to ensure that the oil layer is large enough for the rough edges of the outer layer of the bushing and the shaft cannot come into contact. The bearing is made of steel backing material and babitted (88 per cent tin) on its inner surface.

A numerical analysis is performed taking into account the thermal effect in order to better predict the operating performance of hydrodynamic plain cylindrical journal bearing during the start up and observe the variation of the heat production in bushing inner surface. The flow is modeled based on the Reynolds equation, discretized by finite volume method.

For the start up speed of 750, 1000 and 1800 rpm and applied load of 1000 N, the regime of lubrication of the bearing passes the hydrodynamic regime to the mixed regime, therefore during start up and under heavy loads, the bearing must move very quickly these speeds, to avoid contact of the inner surface of the bearing and the shaft.

Key words: plain cylindrical journal bearing, Thermohydrodynamic effect, load, speed, transition regime.

Notations

c_s : Chaleur spécifique [J/kg.k]
 e : excentricité [m]
 h : épaisseur du film [m]
 k : conductivité thermique [w/m.K]
 p : pression [MPa]
 t : temps [s]
 u_a : déformation thermique de l'arbre [m]
 u_c : déformation thermique du coussinet [m]
 x, y : coordonnées Cartésien, $x = R_a \theta$
 C : jeu radiale [m]
 L : longueur du palier [m]
 O_a : centre de l'arbre
 O_c : centre du coussinet
 R_a : rayon de l'arbre [m]
 R_c : rayon du coussinet [m]
 T : température [°C]
 T_0 : température initiale [°C]
 W : charge radiale [N]
 α : coefficient de dilatation thermique [1/K]
 δ : composant thermo-élastique [m]
 ε : excentricité relative $\varepsilon = e / C$
 μ : viscosité dynamique [Pa.s]
 μ_0 : viscosité dynamique initiale [Pa.s]
 θ : coordonnée angulaire [degree]
 ρ : densité [kg/m³]
 ω : vitesse angulaire de l'arbre [rad/s]

Introduction generale

Dans la phase de démarrage ou d'arrêt des paliers lisse, une forte masse intervienne sur les lignes d'arbre surtout à basse vitesse de rotation de l'arbre qui mène à l'insuffisance du film d'huile. Il faut que ce palier fonctionne avec une pression hydrostatique afin de supporter une telle masse lorsque la pression hydrodynamique n'est pas encore établie.

Les pressions hydrostatiques présentes dans ces paliers permettent d'assurer un fonctionnement qui préserve l'intégrité du coussinet en assurant une épaisseur de film mince suffisante dès les premiers tours de la machine.

Cette étude présente tout d'abord les modifications apportées au caractéristiques de fonctionnements du palier hydrodynamique tout en prendre en compte l'impact de l'effet thermique. Cette approche se limite à des vitesses de rotation faibles, pour lesquelles les sauts de pression à l'interface film mince/solide Les champs de pressions et les différentes caractéristiques statiques comme l'épaisseur minimale de film, le couple de frottement, le coefficient de frottement, seront analysés dans chaque cas et l'intérêt d'introduire effet des charges radiales pour un palier dans sa phase de démarrage

L'objectif mené au cours de cette étude, est de mieux prédire l'effet thermique sur les performances de fonctionnement dans le palier travaillant dans la phase de démarrage c'est-à-dire soumis à des faibles de vitesses de rotation et divers charges radiales.

Le chapitre 1 est consacré à une étude bibliographique qui retrace les travaux effectués sur les effets thermohydrodynamique (THD) des paliers lisses, ainsi que les études sur les paliers fonctionnant dans la phase de démarrage ou d'arrêt.

Le second chapitre donne une analyse théorique, consiste à présenter un rappel des équations de bases sur la lubrification hydrodynamique des paliers lisses. Nous présentons les équations de Reynolds en lubrification peut être déduite des équations de la mécanique des milieux continus et la loi de comportement de fluides newtoniens, en tenant compte de la forme particulière du film lubrifiant.

Le chapitre 3 est une résolution numérique du comportement thermohydrodynamique THD d'un palier lisse en régime transitoire c'est-à-dire dans la période de démarrage ou d'arrêt du palier qui est exposée par rapport à la vitesse de démarrage vitesse de l'arbre faible et de la charge appliquée. Cette étude est réalisée à l'aide du code ANSYS CFX, ce code de calcul a été utilisé pour obtenir la distribution de champ de pression par une résolution de l'équation de continuité de Navier-Stokes, relatives à la méthode de volume fini.

Le chapitre 4 présente une analyse numérique sur l'effet des Caractéristiques mécaniques des matériaux antifriction sur le comportement élastique du palier lisse

cylindrique. Cette étude est menée en tenant compte de nombreux paramètres tel que la vitesse, la charge, déformation élastique ainsi que type de matériaux qui y ont de bonnes caractéristiques mécaniques, cette analyse est réalisée en utilisant le code ANSYS workbench avec la résolution des équations du déplacement par la méthode des éléments finis.

Le dernier chapitre, évoque une étude comparative entre un palier travaillons en régime permanent et un palier en phase de démarrage, afin de mieux connaître l'impacte du fonctionnement du palier dans la période de démarrage sur les performances de fonctionnement du palier.

Dans la conclusion générale nous présentons les principaux résultats de ce travail ainsi que les différentes perspectives envisagées.

Chapitre 1

Etude Bibliographique

1.1- Les contacts lubrifiés : différents régimes de lubrification

Dans les contacts lubrifiés un film protecteur sépare les surfaces en contact. Selon les pressions de contact et la vitesse relative des surfaces, différents régimes de lubrification peuvent exister. Ces différents régimes sont successivement décrits dans le cas des contacts surfaciques et des contacts hertziens. Des exemples de mécanismes lubrifiés illustrent ces différents types de contact.

Selon les conditions de fonctionnement, différents types de lubrification existent dans les systèmes lubrifiés. Compte tenu des valeurs de la pression dans le contact, il est classique aujourd'hui de distinguer les contacts basses pressions ou contacts surfaciques, des contacts à haute pression ou contacts hertziens. Bien évidemment il n'existe pas une frontière stricte entre ces différents types de contacts et certains mécanismes tels les paliers de bielles des moteurs thermiques et le contact segments piston chemise se situe à la frontière. On classe généralement les paliers, les butées hydrodynamiques et les joints d'étanchéité à faces radiales dans la catégorie des contacts surfaciques, en revanche, les roulements, les engrenages, les systèmes cames poussoirs et les joints à lèvres relèvent sont classées dans la catégorie des contacts hertziens.

L'étude et la modélisation de différents types de contact font appel à des concepts très différents selon les conditions de fonctionnement et en particulier selon les vitesses et les lubrifiants utilisés.

Pour présenter une classification des différents phénomènes de lubrification, il est commode d'utiliser tant pour les contacts surfaciques que pour les contacts hertziens, la courbe de Stribeck dont la première représentation a été donnée en 1902 dans le cas d'un palier lisse [1].

1.1 - Les contacts surfaciques

Les contacts surfaciques concernent essentiellement les paliers et les butées hydrodynamiques et hydrostatiques, les joints d'étanchéité à faces radiales, le contact entre une cage de roulement et la bague. De façon générale cela représente tous les contacts lubrifiés pour lesquels les pressions dans le film restent relativement faibles c'est-à-dire inférieures ou de l'ordre de quelques dizaines de Mega Pascal (quelques centaines de bars). Cela ne préjuge en rien de la valeur de la charge transmise par le contact. Ainsi certains paliers ou butées de grandes turbomachines supportent des charges de plusieurs milliers de kilo Newtons.

Dans le cas d'un palier lisse lubrifié, la courbe de variation du couple de frottement sur l'arbre en fonction de la vitesse, en régime stationnaire est donnée sur la Figure 1.1. Cette courbe est plus générale que la courbe initiale tracée par Stribeck en 1902.

L'examen de cette courbe montre à l'évidence quatre zones de variations qui correspondent à quatre régimes de lubrification différents [2]. La zone I présente la lubrification limite, la zone II expose la lubrification mixte, pour la zone III montre la lubrification hydrodynamique et pour la zone IV définit la lubrification hydrodynamique non laminaire. La ligne en trait discontinu, présente la lubrification hydrostatique qui peut être réalisée en régime laminaire ou non laminaire.

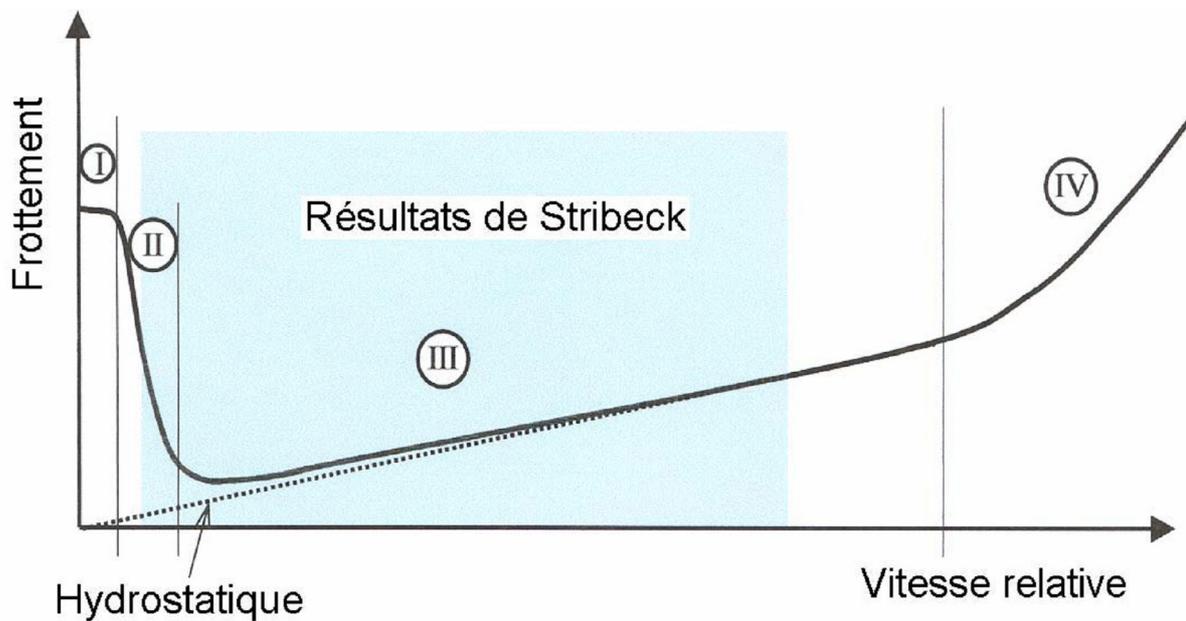


Fig. 1.1 : Courbe de Stribeck [1]

La nature du fluide lubrifiant n'a pas été précisée car cette courbe peut être obtenue pour toutes sortes de fluides liquides ou gazeux et pas uniquement pour les huiles lubrifiantes. Par ailleurs aucune échelle n'a été portée sur les axes d'abscisse et d'ordonnée car selon le fluide utilisé et les dimensions du palier, les échelles peuvent être très différentes ; de même la valeur du couple à faible vitesse, peut être selon les conditions de fonctionnement supérieur ou inférieur à celle du couple à grande vitesse.

1.1.1- La lubrification limite [2]

A faible vitesse et pour des pressions de contact modérées, la séparation des surfaces est essentiellement due aux molécules d'huile adsorbées. Ce type de lubrification qui correspond à la zone I de la courbe Stribeck est assuré par des molécules d'huile polaire qui « s'accrochent » aux surfaces (figure 1.2). Les liaisons ne correspondent pas à de véritables réactions chimiques.

En fait les molécules lubrifiantes forment soit des monocouches épilâmes de substances polaires (acides gras ou savons) qui adhèrent aux surfaces par adsorption ou par chimisorbsion soit des colloïdes compacts (carbonate de calcium amorphe par exemple) qui forme un film qui sépare les surfaces [2, 3]. Ce type de lubrification concerne directement la physico-chimie des surfaces et des lubrifiants. L'épaisseur des couches adsorbées de lubrifiant est de l'ordre de quelques centaines d'Angstrom ($\sim 10^{-8}$ m). Le frottement est relativement important, le coefficient de frottement est compris entre 0.05 et 0.15, selon la nature du lubrifiant et les matériaux qui forment le contact. Ce type de lubrification se rencontre dans les petits mécanismes comme les serrures, les machines à coudre ...etc.

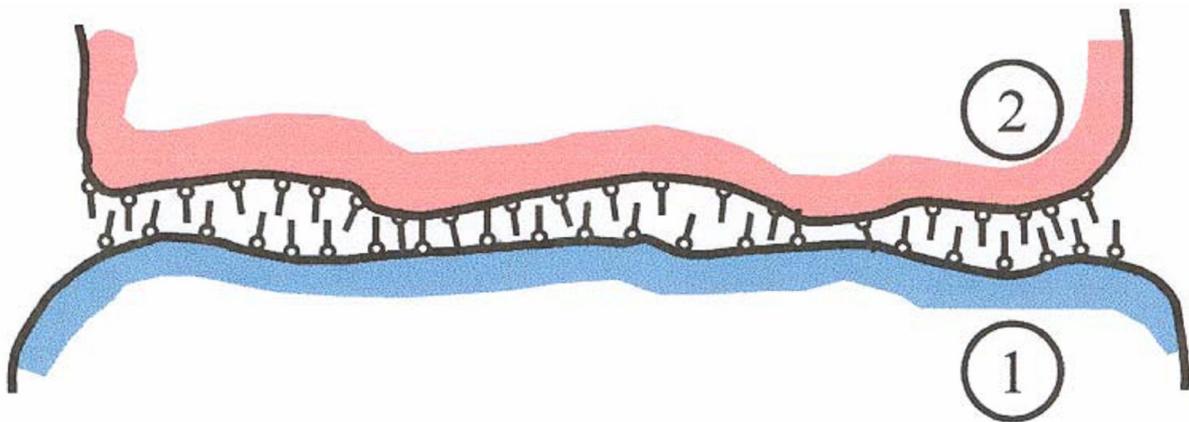


Fig. 1. 2 : Lubrification limite [2]

1.1.2- La lubrification mixte

La zone II correspond à la lubrification mixte. Cette lubrification peut être considérée comme une transition entre la lubrification limite et la lubrification hydrodynamique qui correspond à la zone III de la courbe de Stribeck. Ce phénomène est due généralement à la rugosité des surfaces il existe des zones convergentes dans le film fluide qui permettent la génération de pression hydrodynamique. Ainsi une partie de la charge est supportée par des zones fluides et l'autre partie par des zones où le contact est en lubrification limite (figure 1.3).

Dans les zones fluides, le frottement, dû au cisaillement du fluide, est directement proportionnel à la viscosité du lubrifiant. Généralement ce frottement est nettement plus faible que le frottement existant en lubrification limite. Ainsi lorsque la vitesse augmente, les zones de lubrification hydrodynamique se développent et celles en lubrification limite se réduisent ce qui entraîne une diminution du frottement.

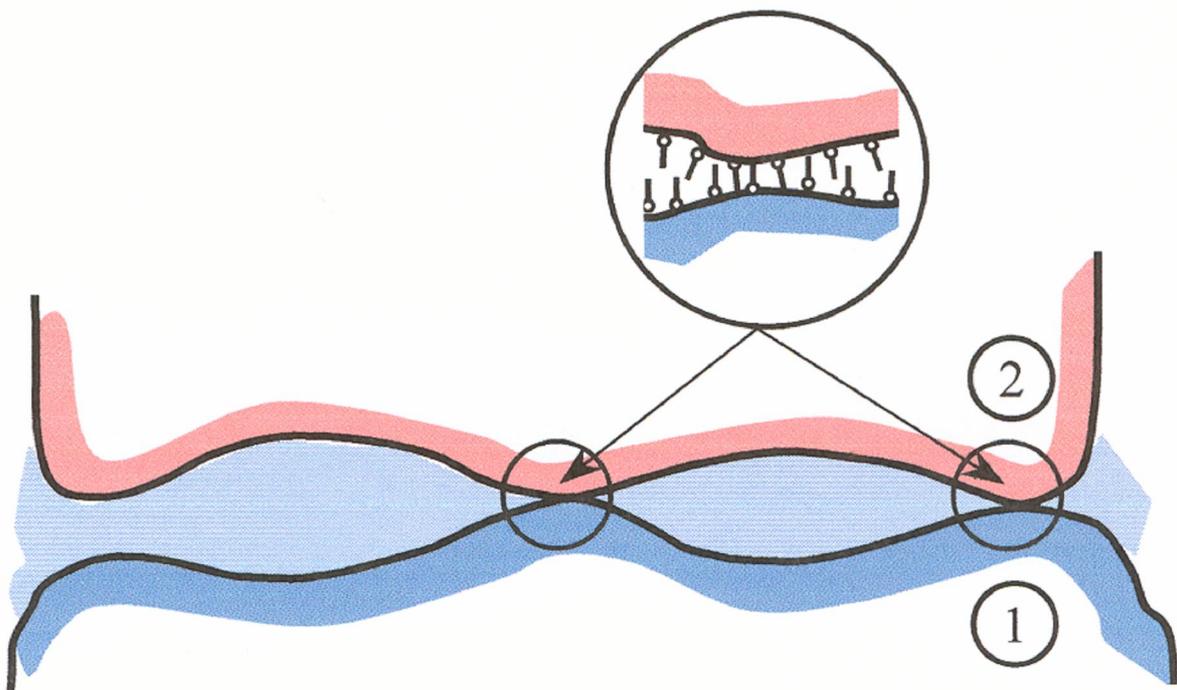


Fig. 1.3 : Lubrification mixte [2]

Ce type de lubrification existe jusqu'à ce que la vitesse des surfaces soit suffisante, pour que par effet hydrodynamique, le film lubrifiant sépare totalement les surfaces. La modélisation de la lubrification mixte est en cours de développement et fait l'objet de recherches actuelles car il s'agit d'associer des phénomènes physicochimiques à des phénomènes mécaniques, afin de développer des modèles qui prennent en compte ces différents comportements. Le contact piston-segments-chemise au point mort haut et au point mort bas du cycle des moteurs à combustion interne correspond à ce type de lubrification.

1.1.3- La lubrification hydrodynamique

La zone III est une représentation de la lubrification hydrodynamique. Le lubrifiant visqueux est entraîné dans le contact qui forme un espace convergent dans lequel se développe une pression hydrodynamique. Cette pression permet la séparation totale des surfaces antagonistes en contact et équilibre la charge [2, 3].

Dans le cas où le film lubrifiant est très faible, il est possible de tenir compte des rugosités des surfaces ce qui permet de prévoir le fonctionnement du mécanisme lorsqu'il existe encore quelques contacts entre les aspérités des surfaces. De façon générale en lubrification hydrodynamique, il existe une dissipation d'énergie dans le film qui se traduit par une force ou un couple de frottement. Cependant le coefficient de frottement n'est pas utilisé car selon les conditions de fonctionnement, il peut varier entre 10^{-3} et une valeur quasi infinie. On lui préfère soit le couple adimensionné, soit le nombre de frottement [3].

1.1.4- La lubrification hydrodynamique non laminaire

Lorsque la vitesse du fluide dans le contact est très grande ou lorsque le fluide est très peu visqueux, ou pour des mécanismes de très grandes dimensions, l'écoulement dans le film lubrifiant change de régime, l'écoulement n'est plus décrit par l'équation de Reynolds en régime laminaire [2, 3]. Selon le type de mécanisme, des tourbillons se développent dans le film lorsque le nombre de Taylor pour un palier ou le nombre de Reynolds pour une butée atteint une certaine valeur critique.

Ce changement de régime se traduit par une augmentation importante de l'énergie dissipée dans le film ce qui correspond à une augmentation significative du couple de frottement du palier. La description et la modélisation des régimes non laminaires en lubrification ont été développées entre les années 1960 et 1980 et ont conduit à une équation semblable à l'équation de Reynolds qui fait intervenir des coefficients ou des nombres de Reynolds caractéristiques de l'écoulement. Cette théorie permet de calculer avec une bonne précision les caractéristiques des paliers et des butées hydrodynamiques fonctionnant à des nombres de Reynolds inférieurs à 10000 [3].

1.1.5- La lubrification hydrostatique

Dans les zones III et IV de la courbe de Stribeck les surfaces sont totalement séparées par un film fluide et la durée de vie du mécanisme peut dépasser les 50000 heures. Les seules avaries possibles sont dues à une érosion éventuelle liée aux impuretés en suspension dans le lubrifiant, aux phénomènes de cavitations qui peuvent exister dans le film sous charges dynamiques, ainsi que sous l'effet de températures trop élevées et à des piqûres par décharges électriques s'il existe une différence de potentiel entre les deux surfaces du contact.

Dans les zones I et II c'est-à-dire pour la lubrification limite et la lubrification mixte, il existe toujours une certaine usure abrasive et selon les conditions de fonctionnement il peut se produire du grippage. Si on veut une sécurité de fonctionnement importante avec une réduction du frottement, il est possible de séparer totalement les surfaces en injectant du fluide sous pression dans le contact.

Des résistances hydrauliques (capillaires, diaphragmes ...) placées en amont du film, c'est à dire à l'entrée du contact, permettent d'assurer un fonctionnement stable du mécanisme. Dans un système hydrostatique le frottement dépend essentiellement du déplacement des surfaces et il est quasi indépendant de la charge appliquée au mécanisme ; ainsi lorsque les surfaces sont immobiles, le frottement est nul. Selon le fluide utilisé et les conditions de fonctionnement, le régime d'écoulement dans le film peut être laminaire ou non laminaire.

1.2 - Les contacts Hertziens

Les contacts hertziens concernent essentiellement les roulements à billes ou à rouleaux, les engrenages, les systèmes cames poussoirs, les joints élastomères à lèvres. Dans ce type de contact, la pression générée dans le film est suffisamment élevée pour déformer élastiquement les surfaces et le calcul des caractéristiques du contact doit être effectué en résolvant simultanément l'équation de Reynolds et les équations de l'élasticité. Par ailleurs la viscosité du fluide varie considérablement avec la pression. Les charges appliquées au contact ne sont pas nécessairement très grandes mais la surface du contact est très petite ce qui conduit à des pressions très élevées qui peuvent être supérieures à 3 Giga Pascal.

Dans le cas du contact entre un cylindre et un plan la courbe de variation du frottement en fonction de la vitesse de roulement dans le contact est donnée par la figure 1.4. Cette courbe est semblable à la courbe de Stribeck obtenue dans le cas du contact surfacique et présente trois zones qui correspondent à trois types de lubrification. La zone I correspond à la lubrification extrême pression, la zone II à la lubrification mixte et la zone III à la lubrification élastohydrodynamique. Par ailleurs compte tenu de la très faible épaisseur du film lubrifiant dont la valeur est toujours inférieure au micromètre il ne peut pas exister de lubrification en régime turbulent.

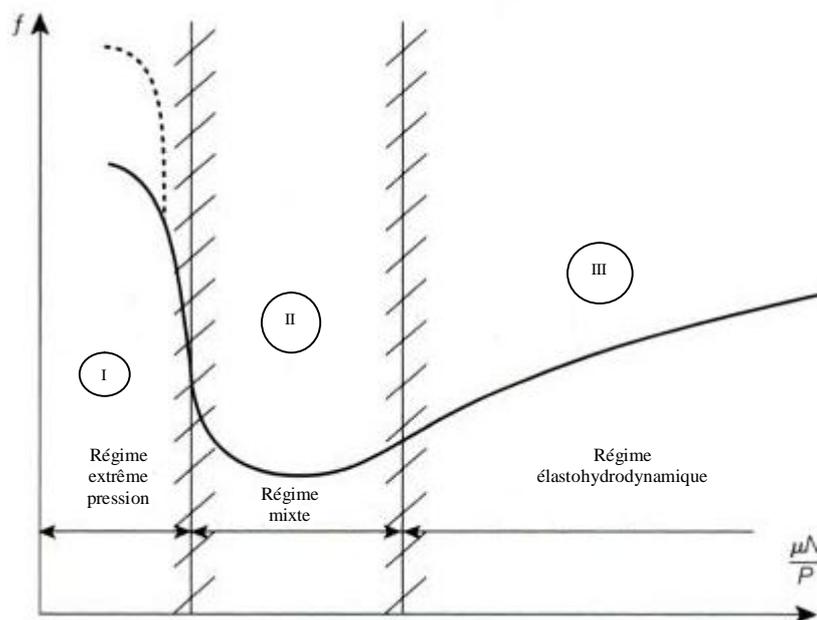


Fig.1. 4 Différents régimes de la lubrification pour le contact Hertiens [3]

1.2.1- La lubrification extrême pression

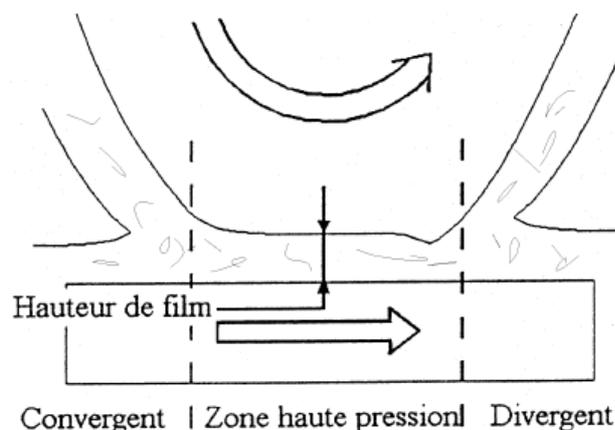
En lubrification extrême pression (EP), les surfaces sont séparées par un film réactif formé par réaction chimique entre les additives extrêmes pressions contenues dans le lubrifiant [2]. Ces additifs sont des macromolécules comportant des atomes de soufre, de chlore ou de phosphore. L'un des plus utilisés actuellement est le dithiophosphate de zinc qui possède à la fois des propriétés anti usure et extrême pression. Sous l'effet des pressions, des températures et des forts taux de cisaillement existant dans le contact, les macromolécules sont détruites; il forme des radicaux libres de soufre et de phosphore extrêmement actifs qui réagissent avec le métal des surfaces et forment une véritable liaison chimique. Ainsi les macromolécules sont liées à la surface et les protègent. Les mécanismes d'action de ces additifs sont complexes et ne sont pas encore entièrement connus. Les lubrifiants actuels utilisés pour les engrenages et les roulements à billes des boîtes de vitesse automobiles contiennent des additives extrêmes pressions qui permettent d'éviter le grippage.

1.2.2- La lubrification mixte

La zone II correspond à la lubrification mixte. Comme pour les contacts surfaciques, c'est une zone de transition. Pour les contacts à haute pression cette transition s'effectue entre la lubrification extrême pression et la lubrification élastohydrodynamique. Sous l'effet du déplacement des surfaces il se forme, dans les zones convergentes du film, une génération de pression qui lorsque la vitesse augmente sépare progressivement les surfaces.

1.2.3- La lubrification élastohydrodynamique

La zone III correspond à la lubrification élastohydrodynamique pour laquelle le lubrifiant sépare totalement les surfaces, Figure 1.5. La détermination des caractéristiques du mécanisme est obtenue par la résolution simultanée de l'équation de Reynolds dans le film et des équations de l'élasticité dans les matériaux formant le contact en tenant compte du comportement rhéologique du lubrifiant.



1.3 -Les études sur le comportement des paliers dans la phase de démarrage et d'arrêt

L'importance des effets thermiques en régime transitoire dans le mécanisme lubrifié a été identifiée par les premiers travaux d'Ezzat et de Rohde [14] en 1974.

En 1992, Khonsari et Wang [15] ont présenté une analyse simplifiée d'un coussinet en régime transitoire. Dans leur étude, ils désaccouplent l'équation d'énergie et l'équation de Reynolds en négligeant le composant de Poiseuille de la vitesse, en considérant que le système est adiabatique, ainsi que les effets thermiques ont été également pris en considération. Les résultats théoriques ont prouvé que l'équilibre est atteint dans un temps très court qui est environ de 0.2 s.

Une étude complète sur les effets thermiques en régime transitoire d'un palier soumis à des charges dynamiques est réalisée par Paranjpe et Han [16] en 1994, en tenant compte de la continuité du flux de chaleur aux interfaces fluide-solide. Ils ont employé différents temps de démarrage pour le film d'huile ainsi que pour l'arbre et le coussinet.

Pascal Manmousseau, Michel Fillon et Jean Frêne [17] en 1996, ont mené une étude sur les effets thermiques dans les paliers hydrodynamiques durant la période de démarrage. Des essais ont été réalisés sur un palier à quatre patins oscillants. Deux approches théoriques permettent de tenir compte de la production de chaleur, des transferts thermiques en régime transitoire et de la variation de la viscosité en tout point du film : ce sont les modèles thermohydrodynamiques (THD) et thermoélastohydrodynamique (TEHD). Ils ont trouvé que l'importance des déformations thermomécaniques est soulignée en comparant les résultats obtenus à l'aide de ces deux modèles : une réduction du jeu d'assemblage est observée. La durée de la période transitoire est supérieure à une minute.

Manmousseau et ses collaborateurs ont présenté en 1997 [18], un modèle thermoélastohydrodynamique (TEHD) dans la phase transitoire qui tient compte de la continuité du flux de chaleur aux interfaces film d'huile-solide. Les résultats obtenus de ce modèle ont été validés par comparaison avec des données expérimentales. Ils ont pu trouver que le temps nécessaire pour atteindre l'état d'équilibre au voisinage de deux minutes.

Fillon et Frêne [19] décrivent en 1999, une analyse théorique et une résolution numérique du problème thermoélastohydrodynamique en régime transitoire pour un palier cylindrique. Ce modèle prévoit une exactitude très bonne du champ de température et le couple de frottement en régime transitoire, en tenant compte des conditions de

fonctionnement réalistes (continuité d'écoulement de chaleur aux interfaces solide-fluide, dilatation thermique de l'arbre et du coussinet).

En 2000 [20], Kucinski et ces collaborateurs proposent un modèle avancé bidimensionnel nécessaire de calculer le champ de température dans un palier soumis à la fois d'un démarrage rapide et lent. Le modèle prend en compte de façon réaliste des conditions aux limites thermiques à l'interface film d'huile-solides. Les déformations thermoélastiques de l'arbre et du coussinet sont également examinées et une attention particulière est accordée à la zone rupture du film. La méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre les équations impliquées par le modèle.

En 2010 Moritsugu Kasai [21] présente une étude sur la réduction du frottement et amélioration de la fiabilité de la lubrification des paliers avec des huiles de moteurs automobiles, pour assurer l'amélioration du rendement des moteurs thermiques en agissant sur la nature des huiles de moteur. D'une part, le règlement sur l'utilisation du plomb dans les matériaux de paliers a été mis en place dans le but d'empêcher la pollution par les métaux lourds. Ses résultats ont confirmé que l'efficacité en termes de frottement et la fiabilité de la lubrification des paliers dépendent du type de composants du lubrifiant et varient avec la nature des matériaux des paliers.

Bouyer et Fillon ont réalisé une analyse en 2011 [22] sur l'évolution du coefficient de frottement aux cours du démarrage des paliers hydrodynamiques, ainsi de mesurer le couple de frottement du coussinet. Le but de cette étude est de fournir des mesures expérimentales du couple de frottement du coussinet lors du démarrage pour diverses charges statiques.

En 2012 Dirk et al. [23] présentent une étude numérique pour déterminer les caractéristiques de l'usure des paliers lisses soumis à un frottement mixte. Ils ont décrit un modèle de calcul pour caractériser l'usure dans la phase transitoire de paliers lisses soumis à un frottement mixte, en calculant l'usure locale suivant la circonférence et la largeur du palier. Les modifications des surfaces rugueuses résultantes du processus de rodage sont prises en considération.

Une étude expérimentale sur l'effet thermique au cours de démarrage et l'arrêt du palier ainsi la détermination de la variation de l'épaisseur du film d'huile est présentée par Pengju Li et ces collaborateurs [24] en 2013. Ils ont montré dans leurs résultats expérimentaux que l'effet thermique dans le régime transitoire modifie très sensiblement l'épaisseur du film d'huile qui varie rapidement dans la phase de démarrage et d'arrêt. Ils ont constaté que cette variation est non évidente lorsque la vitesse de rotation est constante.

Chapitre 2

Analyse théorique

EQUATION DE BASE DE LA LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE

2.1 Rappel des équations de base de la lubrification hydrodynamique

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. Dans le cas contraire, il y aura contact en différents points des deux surfaces, on parlera soit de lubrification mixte, soit de lubrification limite [25]. 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 ou d'une butée, il faudra tout d'abord calculer la pression dans le film, cette dernière est obtenue que par résolution de l'équation de Reynolds.

2.1.1 Equation de Reynolds

L'équation de Reynolds en lubrification peut être déduite des équations de la mécanique des milieux continus et la loi de comportement de fluides newtoniens, en tenant compte de la forme particulière du film lubrifiant, pour lequel l'épaisseur est très faible devant la largeur et la longueur du contact.

L'équation de Reynolds traduit la loi de conservation du débit dans le contact [3, 27]:

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

En coordonnées cartésiennes

La figure 2.1 où l'épaisseur du film h est mesurée selon les conditions aux limites sur les vitesses du fluide sont:

Selon la paroi 1; pour $y = 0$: $u = U_1, V = 0, w = W_1$

Selon la paroi 2; pour $y = h$: $u = U_2, V = V_2, w = W_2$

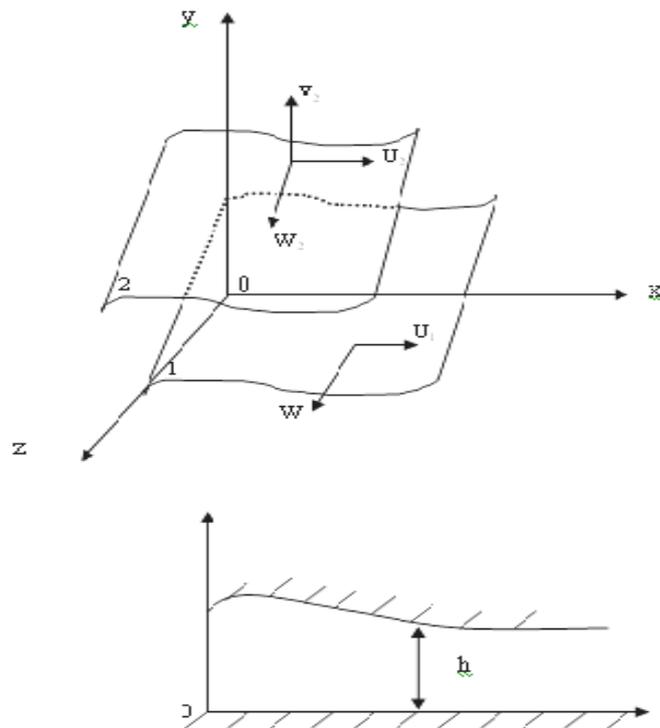


Fig.2.1 Système d'axe en coordonnées cartésiennes

Avec :

u, v, w : composantes de la vitesse du fluide dans les direction x, y, z [3, 26].

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

La vitesse V_1 de la surface 1 dans la direction y est nulle.

P : pression dans le film

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\delta P}{\delta x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \dots\dots\dots(2.2)$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\delta P}{\delta Z} y(y-h) + \frac{h-y}{h} W_1 + \frac{y}{h} W_2 \dots \dots \dots (2.3)$$

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

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\delta u}{\delta y} = \frac{1}{2} \frac{\delta P}{\delta x} (2y-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \dots \dots \dots (2.4)$$

$$\tau_{xz} = \mu \frac{\delta w}{\delta y} = \frac{1}{2} \frac{\delta P}{\delta Z} (2y-h) + (W_2 - W_1) \frac{\mu}{h} \dots \dots \dots (2.5)$$

En coordonnées cylindriques : r, θ, z Figure 2.2

h est mesurée dans la direction Oz

Conditions aux limites :

Selon la paroi 1 ; pour z = 0 : u = U₁, V = V₁, w = 0

Selon la paroi 2 ; pour z = h : u = U₂, V = V₂, w = W₂

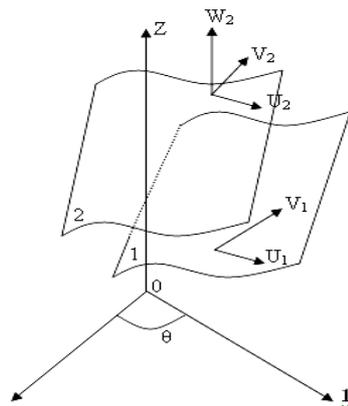


Fig .2.2 Système d'axe en coordonnées cylindriques

L'équation de Reynolds s'écrit :

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

Avec :

u, v : composantes de la vitesse du fluide dans les direction radiale et tangentielle sont données par la relation (2.7) et (2.8) respectivement:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\delta P}{\delta r} Z(Z-h) + \frac{h-Z}{h} U_1 + \frac{Z}{h} U_2 \dots \dots \dots (2.7)$$

$$w = \frac{1}{2\mu r} \frac{\delta P}{\delta \theta} Z(Z-h) + \frac{h-Z}{h} V_1 + \frac{Z}{h} V_2 \dots \dots \dots (2.8)$$

On déduit les contraintes de cisaillement dans le fluide :

$$\tau_{ry} = \mu \frac{\delta u}{\delta Z} = \frac{1}{2} \frac{\delta P}{\delta r} (2Z-h) + (U_2 - U_1) \frac{\mu}{h} \dots \dots \dots (2.9)$$

$$\tau_{oz} = \mu \frac{\delta V}{\delta Z} = \frac{1}{2r} \frac{\delta P}{\delta \theta} (2Z-h) + (V_2 - V_1) \frac{\mu}{h} \dots \dots \dots (2.10)$$

L'équation de Reynolds est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique dont l'inconnue principale est la pression.

La valeur de la pression dans le film dépend non seulement de la géométrie du contact et de sa cinématique mais aussi des conditions aux limites sur la pression retenue lors de la résolution de l'équation de Reynolds [3, 26].

Deux types de conditions sont généralement employés :

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

2.1.2- Equation de l'énergie

Le champ de température dans le film de lubrifiant est déterminé avec la résolution l'équation d'énergie [20]:

$$\rho C_p \left(\frac{u}{R^2} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \dots \dots \dots (2.11)$$

En outre, l'analyse de THD implique le traitement du transfert de chaleur dans le coussinet en utilisant l'équation de Laplace:

$$\frac{\partial^2 T_c}{\partial r_c^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial T_c}{\partial r_c} + \frac{1}{r_c^2} \frac{\partial^2 T_c}{\partial \theta_c^2} + \frac{\partial^2 T_c}{\partial z_c^2} = 0 \dots \dots \dots (2.12)$$



Afin de déterminer le champ de température, des conditions aux limites thermiques suivantes sont appliquées:

- La continuité du flux de chaleur à l'interface coussinet/ film est imposé.
- La température moyenne au bord d'attaque est obtenue à l'aide d'une balance de flux thermique dans la rainure.
- Un bilan énergétique nul détermine la température à l'interface film d'huile et l'arbre.

Pour les lubrifiants, la viscosité dynamique μ_L dépend du champ de température, la relation de Mac Coull et Walther peut être utilisée [21]:

$$\log_{10} \log_{10} \left(\frac{\mu_L(\theta, y, z)}{\rho_L} + a \right) = -m \log_{10} [T(\theta, y, z)] + n \dots\dots\dots(2.13)$$

Où les coefficients m et n dépendent de la nature du lubrifiant et sont déterminés par deux valeurs de viscosité obtenues pour différentes températures. Pour le coefficient a prend une valeur de 0,6 mm²·s⁻¹ est appliquée, comme couramment utilisé dans les simulations numériques.

2.2 - Caractéristique de fonctionnement en phase de démarrage

Dans ce paragraphe, nous intéressons à l'étude du comportement d'un palier cylindrique hydrodynamique en régime laminaire dans la phase de démarrage en tenant compte de la hauteur minimale du film d'huile.

2.2.1- Equation de Reynolds en régime transitoire (phase de démarrage)

Considérons les mêmes hypothèses d'un palier fonctionnant dans un régime établi c'est-à-dire permanent, la variation de la charge en module et en direction. Le centre de l'arbre décrit une trajectoire à l'intérieure du coussinet, les vitesses U_c , V_c , U_a , V_a sont données par les expressions si dessous [3] :

Pour l'arbre

$$\left. \begin{aligned} U_a &= e \sin \theta - e(\phi + \psi) \cos \theta + R_a \omega_a \cong R_a \omega_a \\ V_a &= e \cos \theta + e(\phi + \psi) \sin \theta + R_a \omega_a + R_a \omega_a \frac{dh}{dx} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2.14)$$

Pour le coussinet

$$\left. \begin{aligned} U_c &= R_c \omega_c \\ V_c &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2.15)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\mu C [(\phi - \varpi) \varepsilon \sin \theta + \varepsilon \cos \theta] \dots\dots\dots (2.16)$$

Et en posant $\theta = x/R$, $H = h/C$, $Z = z/L$ et $P = p(LD/F)$, l'équation de Reynolds sans dimension s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 12\mu \frac{LD}{F \left(\frac{C}{R} \right)^2} [(\phi - \varpi) \varepsilon \sin \theta + \varepsilon \cos \theta] \dots\dots (2.17)$$

Avec P, H sont respectivement la pression et l'épaisseur du film sans dimension et ϖ est la vitesse moyenne de l'arbre et du coussinet rapporté à la charge avec $\varpi = \frac{\omega_a + \omega_c}{2}$

2.2.2 - Trajectoire du centre de l'arbre

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

$$\frac{d \vec{\varepsilon}}{dt} = \frac{F \left(\frac{C}{R} \right)^2}{\mu LD} \vec{M} + \vec{\varpi} \wedge \vec{\varepsilon} \dots\dots\dots (2.18)$$

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

2.2.3 - Couple de frottement

Le calcul du couple de frottement s'effectue par intégration des contraintes de cisaillement à la surface de l'arbre (y = h) ou du coussinet (y = 0) [3]:

$$C = \int_s R \tau_{xy} (y = 0 \text{ ou } h) ds \dots\dots\dots(2.19)$$

En introduisant l'expression de la contrainte de cisaillement (2.9), le couple de frottement s'écrit :

Sur l'arbre :

$$C_a = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} h \, d\theta \, dz + \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h} \mu \, d\theta \, dz + \dots\dots\dots(2.20)$$

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

Sur le coussinet

$$C_c = - \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} h \, d\theta \, dz + \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} R^2 \frac{(U_a - U_c)}{h} \mu \, d\theta \, dz + \dots\dots\dots(2.21)$$

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

Où h_s est la hauteur du film d'huile pour θ = θ_s et θ_e et θ_s sont les limites respectivement d'entrée et de sortie du film d'huile. L'intervalle [θ_e , θ_s] délimite la zone active du film (P ≥ 0) tandis que [θ_s , θ_e+2π] correspond à la zone inactive du film (P = 0).

En régime transitoire et pour un palier de longueur finie, les bornes θ_e et θ_s change à chaque instant et sont obtenues numériquement.

Le couple de frottement peut être écrit comme suite :

$$C = C_p + C_g^{\theta_e \theta_s} + C_{ina} \dots\dots\dots(2.22)$$

Où

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

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

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

2.2.4 - Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement (f) est calculé par la formule suivante :

$$f = \frac{C_B}{R_B \cdot W} \dots\dots\dots(2.23)$$

2.2.5 - Le débit de fuite du palier

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

$$Q = -\frac{R}{6\mu} \int_0^{2\pi} h^3 \frac{\partial P}{\partial z} d\theta \quad \text{pour}(z = L/2) \dots\dots\dots(2.24)$$

2.3- Conclusion

Ce chapitre nous a permis de présenter une étude théorique pour la résolution des problèmes THD. Les équations de base régissant l'ensemble des problèmes liés à la lubrification hydrodynamique sont décrites, en l'occurrence l'équation de Reynolds généralisée, les équations de l'énergie et de la chaleur ainsi que leurs hypothèses. Nous avons procédé à une vue d'ensemble du problème THD. Nous nous sommes intéressés plus particulièrement à l'écriture de ces différentes équations permettant la description du comportement THD du palier cylindrique hydrodynamique dans sa phase de démarrage.

Chapitre 3

Etudes Numériques

Performance d'un Palier Lisse en Phase de Démarrage

3.1-Introduction

Cette partie est une résolution numérique du comportement thermohydrodynamique (THD) d'un palier lisse en régime transitoire (**phase de démarrage**), qui est exposée par rapport à la vitesse de démarrage de l'arbre et de la charge appliquée. Le code ANSYS CFX a été utilisé pour obtenir la distribution de champ de pression par une résolution de l'équation de continuité de Navier-Stokes, relatives à la méthode de volume fini. Cette méthode permet de résoudre les équations différentielles qui régissent l'écoulement de fluide. L'intégration de l'équation de Navier-Stokes sur chaque volume de commande pour dériver une équation qui relie les variables discrètes des éléments qui l'entourent, l'ensemble de ces équations éventuellement former un système à matrice. ANSYS -CFX utilise un algorithme appelé « solveur Coupled » qui résout les équations hydrodynamiques (pour u, v, w, P, T) comme un système unique, cette algorithme est illustré dans la figure 3.1. La méthode numérique est décrite dans l'ANSYS Théorie document CFX- Solver (2003) [27], l'algorithme fait appel à la méthode d'interpolation de Rhie et Chow (1982) [28] pour éviter une perturbation du champ de pression. Cette méthode est parmi les meilleures méthodes pour gagner de l'espace mémoire et l'optimisation du temps de calcul.

3.2- Equation d'écoulement du fluide

3.2.1- Equations de continuité

Cette équation peut être exprimée par la formule suivante [27]:

$$\nabla (\rho \vec{U}) = 0 \quad \dots\dots\dots(3.1)$$

où $\vec{U} = \vec{U}(u, v, w)$ est le vecteur des vitesses.

L'équation (3.1) peut encore s'écrire comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \dots\dots\dots(3.2)$$

3.2.2 - Equations de Navier-stokes

L'équation de Navier-stokes peut être définie sous la forme suivante:

$$\rho \nabla \cdot (\vec{U} \otimes \vec{U}) = -\nabla p + \mu \nabla \cdot (\nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T) + B \quad \dots\dots\dots(3.3)$$

Avec

P pression statique (thermodynamique)

U vitesse

μ viscosité dynamique

Pour les fluides dans un repère en rotation à la vitesse angulaire constante ω le terme source B peut s'écrire comme suit :

$$B = -\rho (2 \vec{\omega} \times \vec{U} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})) \dots\dots\dots(3.4)$$

L'équation (3.1) peut s'exprimer encore sous la forme :

$$\rho(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu(\frac{\partial^2}{\partial x^2} u + \frac{\partial^2}{\partial y^2} u + \frac{\partial^2}{\partial z^2} u) + B_x \dots\dots\dots(3.5)$$

$$\rho(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu(\frac{\partial^2}{\partial x^2} v + \frac{\partial^2}{\partial y^2} v + \frac{\partial^2}{\partial z^2} v) + B_y \dots\dots\dots(3.6)$$

$$\rho(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu(\frac{\partial^2}{\partial x^2} w + \frac{\partial^2}{\partial y^2} w + \frac{\partial^2}{\partial z^2} w) + B_z \dots\dots\dots(3.7)$$

ρ est la masse volumique du fluide

En considérant l'axe Z comme l'axe de rotation, les composantes de B peuvent s'exprimer comme suit :

$$B_x = (\omega_z^2 r_x + 2\omega_z v), \quad B_y = (\omega_z^2 r_y + 2\omega_z u), \quad B_z = 0$$

La résolution numérique des équations d'écoulement du fluide par la méthode des volumes finis utilisées pour la résolution des équations de continuité et de Navier-Stokes sera décrite en Annexe A.

3.2.3-Stratégie de résolution numérique

La stratégie de résolution numérique d'un code d'ANSYS CFX est le suivant:

- Modélisation de la structure, génération du maillage,
- Modélisation de la charge, condition aux limites-initiales
- Résolution de l'équation de Navier-stokes par la méthode des volumes finis,
- La résolution des équations d'interpolation et calcul de la matrice de rigidité de l'ensemble de la structure,
- Calcul des caractéristiques de fonctionnement du palier (pression, température, coefficient de frottement, épaisseur du film...etc.).

3.2.4 - Résolution des équations dans le code de calcul ANSYS-CFX

Pour résoudre les équations différentielles décrites précédemment, la méthode des volumes finis est utilisée à l'aide du code de calcul ANSYS-CFX. Le code de calcul ANSYS-CFX utilise une méthode couplée où les équations hydrodynamiques (u, v, w et p) sont résolues comme une équation unique. Cette méthode utilise une approche entièrement implicite pour chaque pas de temps. Dans le cas d'un écoulement stationnaire, le pas de temps se comporte comme un paramètre d'accélération pour rendre la solution stationnaire convergente et plus au moins réelle. La figure 3.1, représente l'organigramme général du code de calcul ANSYS-CFX [27].

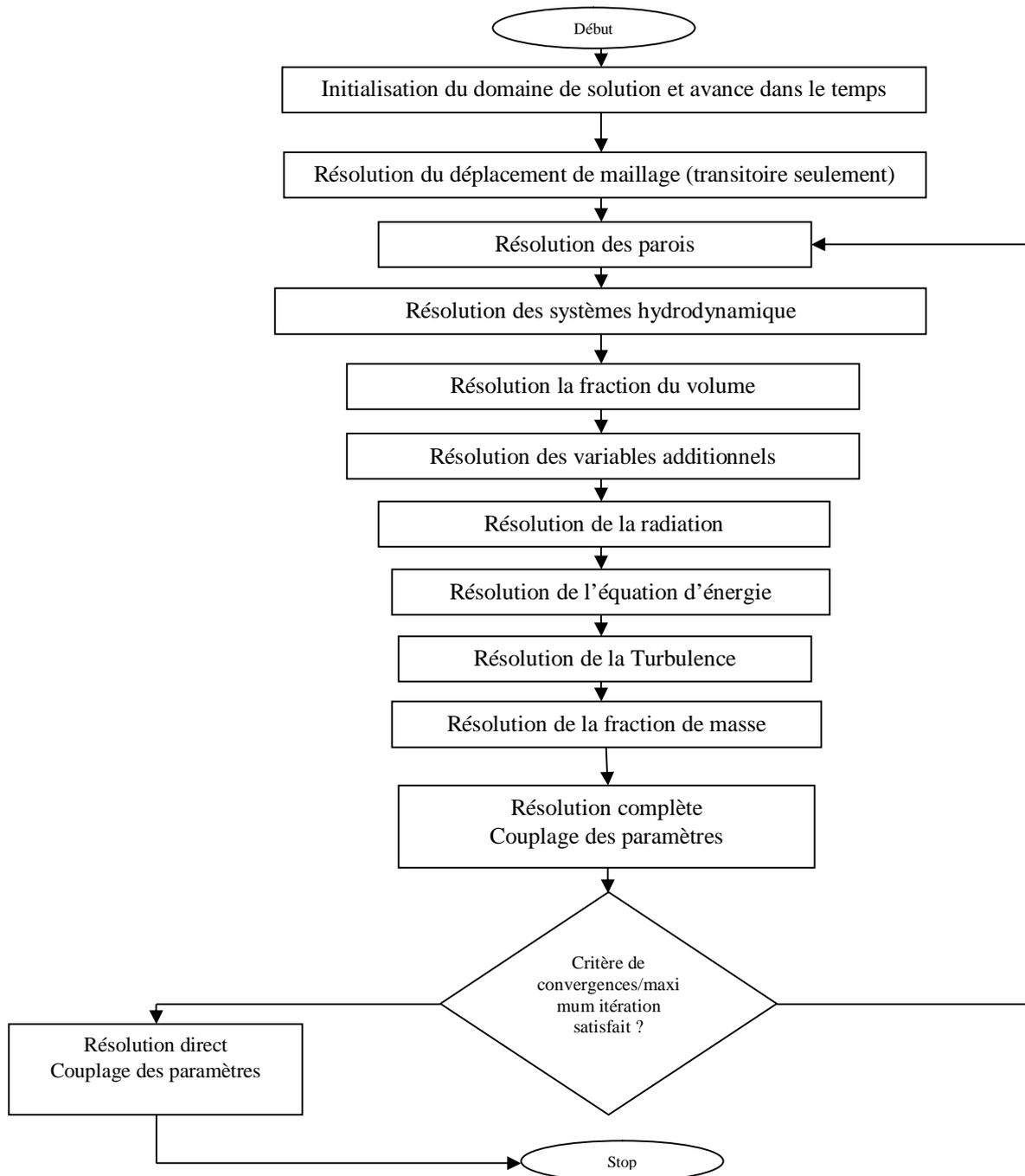


Fig.3.1 Organigramme générale de calcul du code ANSYS-CFX [27]

Pour la résolution de chaque ensemble d'équations, l'organigramme de calcul se compose de deux opérations numériques :

- 1- La linéarisation des équations non linéaires avant d'être insérées dans la matrice de solution.
- 2- La résolution des équations linéaires avec un procédé itératif en utilisant une méthode algébrique.

3.2.5 - Modèle e de cavitation

En prenant en compte l'existence d'une rupture de film qui est considérée comme un mélange homogène de fluide et de l'air- un écoulement de cavitation- qui se caractérise par le nombre de cavitation qui est défini comme suit [27]:

$$C_a = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \dots\dots\dots(3.8)$$

Où p est une pression de référence pour le flux (par exemple, la pression d'entrée), p_v est la pression de vapeur du liquide, et dont le dénominateur est la pression dynamique.

La cavitation est traitée séparément de changement de phase thermique, comme le processus de cavitation est généralement trop rapide pour la prise en charge de l'équilibre thermique à l'interface correcte.

Dans les modèles de cavitation simples, le transfert de masse est entraîné par des effets purement mécaniques, avec la connaissance de la différence de pression liquide-vapeur, plutôt que les effets thermiques.

La recherche actuelle est orientée vers des modèles qui prendre en compte les deux effets. Dans CFX, le modèle Plesset Rayleigh est mis en œuvre dans le cadre polyphasique comme un modèle de transfert de masse interphase [27].

L'équation de Rayleigh-Plesset constitue l'équation de base du taux de contrôle de la production de la vapeur et de condensation ainsi que décrit la croissance des bulles de gaz dans un liquide et qui est donnée par:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2 \sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \dots\dots\dots(3.9)$$

R_B représente le rayon des bulles de gaz, p_f est la pression dans les bulles (supposée être la pression de vapeur à la température du liquide), p est la pression du liquide au tour des bulles, ρ_v est la densité du fluide et σ est le coefficient de tension superficielle entre le liquide et la vapeur.

Taux de variation du volume de la bulle comme suit [27]:

$$\frac{dV_B}{dt} + \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = 4 \pi R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad \dots\dots\dots (3.10)$$

Le taux de variation de la masse de bulles est exprimé par la relation suivante:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} = 4 \pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad \dots\dots\dots (3.11)$$

S'il ya N_B bulles par unité de volume, la fraction r_g de volume peut être exprimée par :

$$r_g = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad \dots\dots\dots (3.12)$$

Le taux de transfert de masse d'interphase totale par unité de volume est donné sous la forme suivante:

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3}{R_B} r_g \rho_g \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad \dots\dots\dots (3.13)$$

Afin de simplifier la résolution des équations de continuité de Navier-Stokes, les hypothèses suivantes sont prises en considération :

- Le fluide est newtonien : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au taux de cisaillement.
- L'écoulement est laminaire.
- Fluide incompressible : le volume constant sous l'action d'une pression externe, ainsi que sa masse volumique est constante au cours du mouvement
- la zone de rupture est considérée comme un mélange homogène de fluide et de gaz,
- l'épaisseur de film est très faible devant les autres dimensions du contact.
- La vitesse d'une des parois du contact est toujours tangente à cette paroi : ce qui permet de placer le système d'axes sur la paroi.
- L'écoulement du liquide est considéré comme non stationnaire : ses composantes dépend de la variable de temps $\delta/\delta t$.

3.3- Présentation du problème

3.3.1- Représentation géométrique du palier étudié

L'étude numérique est réalisée à l'aide d'un palier constitué principalement d'un arbre en acier de diamètre de 99,82 mm, ainsi qu'un coussinet de diamètre intérieur 100mm et de diamètre extérieur 140mm, il est conçu avec un nouveau matériau, qui est au cours des essais. Ce qui confère à un palier avec un jeu radial de 90 μ m. La première couche est en acier d'épaisseur 38mm, la seconde couche – interne est d'épaisseur 2mm avec un matériau antifriction à base d'étain (88% Babbit ASTM B 23-94). Ces caractéristiques géométriques ont été prises d'une étude réalisée par Mme BENDAOU et ses collaborateurs en 2012 [29].

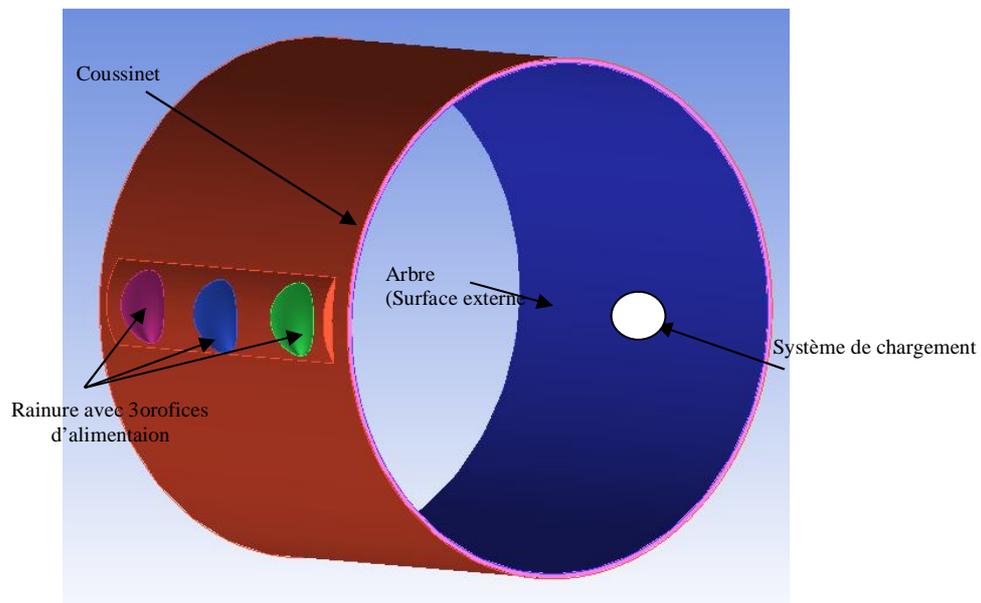


Fig. 3.2 Représentation géométrique du palier

3.3.2 - Discrétisation du palier

Une fois le modèle géométrique est créé: qui débutera par la définition de la géométrie (points, lignes, surfaces, volumes). Après la modélisation de la géométrie, on achèvera la génération du maillage, c'est-à-dire, le domaine de calcul est discrétisé en un nombre fixe de volumes finis adjacents. Le maillage du domaine de calcul et le choix des éléments de maillage sont déterminées par la forme géométrique des cas étudiés.

Le domaine physique montré sur la figure 3.3 présente le maillage du palier hydrodynamique étudié qui est discrétisé en volume de forme tétraédrique. Ce maillage comporte 20 nœuds suivant la direction axiale du palier et 103 nœuds pour sa circonférence. Le diamètre des orifices d'alimentation est discrétisé en 14 nœuds. La rainure d'alimentation est décomposée en 72 points suivant sa longueur, ainsi qu'elle comporte 16 nœuds selon sa largeur et de 5 nœuds le long de sa profondeur. L'épaisseur du film est discrétisée par six nœuds. Le maillage est constitué 24420 d'éléments et 31200 nœuds.

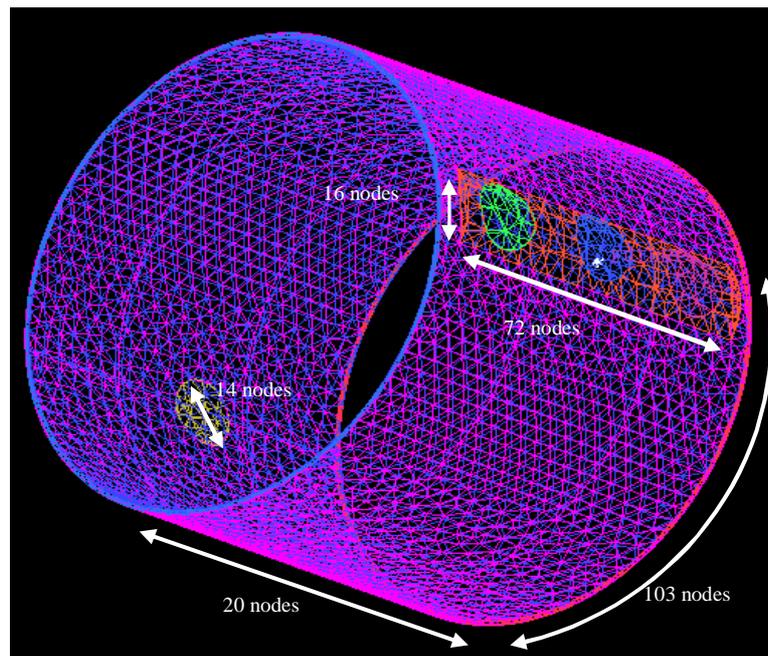


Fig. 3.3 Représentation du maillage du domaine

3.3.3- Influence du maillage

Une étude de l'influence du nombre de points du maillage sur les résultats numériques a été effectuée. Les tests portent sur le nombre de points et d'élément qui sont illustrés dans le tableau 3.1. Le maillage est raffiné par étapes successives dans le but d'obtenir une faible variation de la grandeur physique mesurée qui est la pression maximale pour la position angulaire 190° , pour une importante augmentation du nombre d'éléments du maillage.

Table 3.1 Valeur de la pression maximale pour différents maillage

Maillage	Nombre d'élément			Nombre de nœuds circonférentiel			Pression Maximale (190°) MPa 1000 tr/min-5000 N
	Arbre	Coussinet	Film d'huile	Arbre	Coussinet	Film d'huile	
1	3842	4664	1258	60	72	72	0.9269
2	5763	6996	1887	98	110	110	0.9469
3	9604	11662	3146	120	145	145	0.96008
4	11525	13994	3775	144	174	174	0.96009
5	13326	15110	4225	162	208	208	0.96009

Le choix se porte sur le maillage N°3 puisque la valeur de grandeur caractéristique qui est la pression à la position circonférentiel du palier 190°, se stabilisent.

3.3.4 -Critères de convergence

La convergence d'une grandeur est obtenue si la différence relative entre deux itérations successives est inférieure au critère de convergence, dans le cas étudié, le critère de convergence est présenté dans le tableau 3.2.

Table 3.2 Critère de convergence

Grandeur	Différence relative	Critère de convergence
Pression	$\Delta P/P$	10^{-6}
Déplacement	$\Delta D/D$	10^{-4}
Epaisseur du film	$\Delta H/H$	10^{-4}

3.3.5- Conditions aux limites

Le comportement du palier est soumis généralement à des conditions de fonctionnement différentes, ce comportement est décrit par les équations citées dans le chapitre précédent qui peuvent être résolues par des conditions aux limites qui représentent les conditions du banc d'essais utilisées dans l'étude expérimentale menée par Mme BENDAOUD [29]. Les conditions aux limites sur la pression :

- la pression d'alimentation régnant dans la rainure axiale d'alimentation du palier est égale à la pression d'alimentation (soit 0.04 MPa).
- aux bords extérieurs (en $z = 0$ et $z = 80$ mm), la pression est égale à la pression atmosphérique (car la pression ambiante est prise comme pression de référence).

Les conditions aux limites sur le déplacement : le palier est considéré libre de se déformer pour le calcul du déplacement, les conditions aux limites choisies sont celles du banc d'essai : La partie inférieure du coussinet, au rayon extérieur repose sur un palier hydrostatique sphérique de rayon 100 mm. La surface extérieure du palier hydrostatique est considérée comme un appui sur une grande surface. Pour le coussinet, il suffira seulement de simuler uniquement la face externe en supposant que c'est une frontière mur -wall-

Pour les conditions initiales, Figure 3.4: une pression d'alimentation est appliquée dans les trois orifices d'alimentation en supposant que l'entrée et la sortie du fluide *-opening-* avec une température de 60 °C, et la pression est de 0.04 MPa. L'arbre, considéré comme un élément entraîné en rotation- *Rotating wall-*. Le système de chargement est simulé par un orifice de diamètre 14 mm, la direction de l'entrée de fluide est la même direction de charge radiale *-inlet-* avec des pressions variables calculées par le rapport de la charge sur la surface d'appui, avec la température de 60 °C. Une frontière située dans le plan de symétrie-*symet-*.

Le système de chargement est simulé par un orifice de diamètre de 14 mm, la direction de l'écoulement du fluide à l'entrée, prend la même direction de la charge radiale. Les pressions sont variables et calculées par le rapport de la charge appliquée sur la surface d'appui, avec une température de 60 °C.

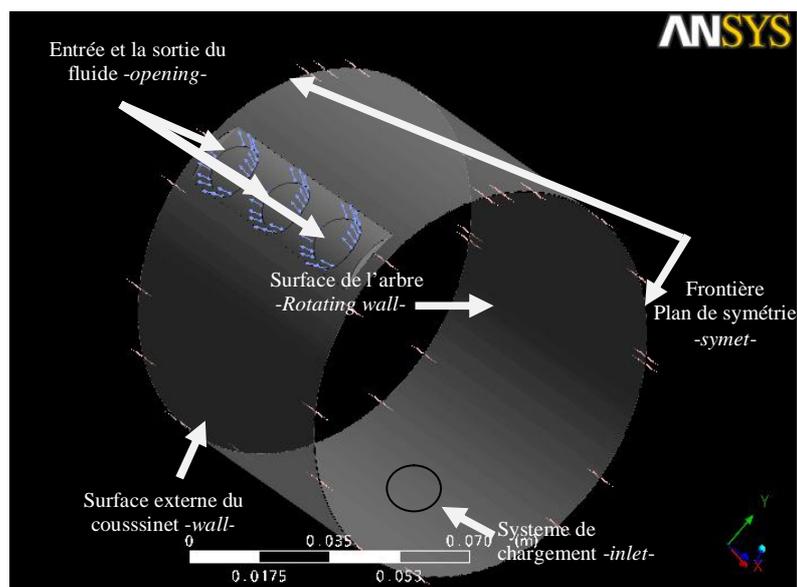


Fig. 3.4 Représentation des conditions aux limites et initiales du palier étudié

3.3.6- Validation du modèle numérique

Le modèle numérique est validé avec étude expérimentale présentée par Fillon et Frêne [17], trouvés dans la littérature et qui ont été publiés en 1999, les caractéristiques géométriques ainsi que les caractéristiques du lubrifiant sont illustrées dans le tableau 3.3. L'étude avec laquelle nous avons comparé nos résultats porte sur un palier de dimensions finies, de diamètre égale à 100 mm et une longueur de 70 mm. Les simulations numériques sont réalisées à l'aide d'une modélisation de l'effet thermique avec une vitesse de 0 à 500 tr/min et soumis à une charge radiale de 5000 N. La pression d'alimentation de 0,07 MPa, la température d'alimentation est de 30°C. Nous obtenons une bonne concordance avec les résultats expérimentaux obtenus par Fillon et Frêne.

Table 3.3 Caractéristiques géométriques du palier, caractéristiques du lubrifiant et conditions de fonctionnement de Fillon- Frêne[17]

<i>Diamètre du palier</i>	D (mm)	100
<i>Longueur du palier</i>	L (mm)	70
<i>Jeu radial</i>	C (mm)	0.123
<i>Longueur de la rainure</i>	Lg (mm)	70
<i>Diamètre des Orifices</i>	do (mm)	12
<i>Type de lubrifiant</i>	ISO VG 32	
<i>Densité du fluide</i>	ρ (kg/m³)	2000
<i>Chaleur spécifique</i>	Cp (J/kgK)	2000
<i>Viscosité à 30°C</i>	μ (Pa.s)	0.05
<i>Conductivité thermique</i>	k (W/m.k)	0.13
<i>Vitesse de rotation</i>	N (tr/min)	0... 500
<i>Charge radiale</i>	W (kN)	0...5
<i>Température ambiante</i>	Ta (°C)	30
<i>Pression d'alimentation</i>	Pa (MPa)	0.07

La figure 3.5 montre l'évolution de la température à l'interface film-coussinet pour différents temps et vitesse rapide de démarrage. Les données expérimentales de Fillon et Frêne sont également présentés.

On peut observer qu'il existe une augmentation considérable de la température, peu après la mise en service, au bout de 200 secondes de fonctionnement la température est stabilisée. Des résultats similaires sont notés, les valeurs numériques et les résultats expérimentaux de Fillon et Frêne de la température sont en accord raisonnable, la différence est estimée par 3.6%

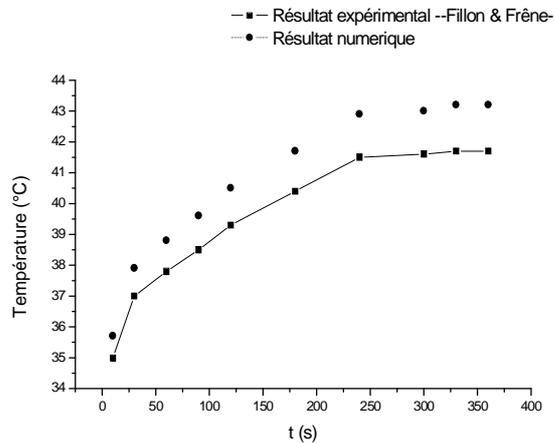


Fig. 3.5 Evolution de la température pour différent temps de démarrage

L'évolution de la déformation thermique du coussinet et de l'arbre à divers temps, est illustrée dans la figure 3.6, les données expérimentales de Fillon et Frêne sont également présentés dans cette figure. Le déplacement du coussinet ainsi que celui de l'arbre augmente avec l'accroissement du temps de démarrage, une augmentation estimée de 80% pour le déplacement de coussinet pour un temps de démarrage allant de 30 à 350 s et uniquement 50 % pour le déplacement noté pour l'arbre. Les résultats numériques sont en accord raisonnable avec les résultats expérimentaux de Fillon et Frêne.

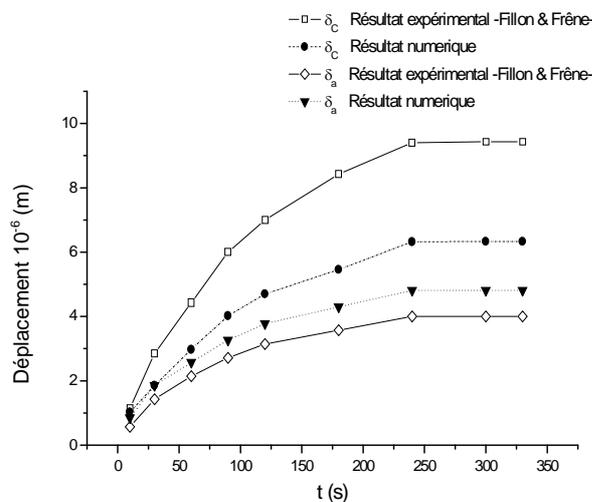


Fig.3.6 Déplacement thermique du coussinet et de l'arbre-Fillon & Frêne

3.4- Résultats et Discussion

La simulation numérique est effectuée afin de trouver les limites du modèle de thermohydrodynamique (THD) lorsque le palier fonctionne pour différentes vitesses de démarrage. Les caractéristiques du palier ainsi que du lubrifiant et les conditions de fonctionnement sont présentées dans le tableau 3.4. Les caractéristiques mécaniques et thermiques des éléments d'appui sont donnés dans le tableau 3.5

Les conditions opératoires sont une température d'alimentation de 60°C et une pression d'alimentation de 0.04MPa. La charge radiale varie de 1 à 20 kN et une vitesse de rotation varie de 150 à 1800 tr/min. L'étude va essayer de montrer l'effet de la vitesse de démarrage et de la charge radiale est nécessaire sur les paramètres de fonctionnement du palier pour le modèle numérique thermohydrodynamique THD.

L'huile utilisée pour notre analyse numérique est de type PMA3 qui est considérée comme un fluide contenant des polymères. Kasai [21] a pu montrer dans son étude que le coefficient de frottement avec les huiles contenant des polymères est fortement réduit pour le palier en bronze par rapport à l'huile de base, en revanche pour le palier revêtu en matériau antifriction à base d'étain, la variation du coefficient de frottement dépend de l'état de surface du coussinet l'huile contenant des polymères. Il a pu confirmer également que l'épaisseur du film d'huile pour les huiles contenant des polymères était plus mince avec un palier en bronze et plus épais avec un palier revêtu en matériau antifriction à base d'étain

Table 3.4 Caractéristiques géométriques du palier, caractéristique du lubrifiant et conditions de fonctionnement

<i>Diamètre du palier</i>	D (mm)	100
<i>Longueur du palier</i>	L (mm)	80
<i>Jeu radial</i>	C (mm)	0.09
<i>Longueur de la rainure</i>	Lg (mm)	70
<i>Diamètre d'orifice d'alimentation</i>	do (mm)	14
<i>Type de lubrifiant</i>	PMA3	
<i>Densité du fluide</i>	ρ (kg/m³)	800
<i>Chaleur spécifique</i>	Cp (j/kgK)	2000
<i>Viscosité du fluide à 40°C</i>	ν_1 (m²/s) 10⁻⁶	17.49
<i>Viscosité du fluide à 80°C</i>	ν_2 (m²/s) 10⁻⁶	8.003
<i>Vitesse de rotation</i>	N (tr/min)	150 - 1800
<i>Charge radiale</i>	W (kN)	1-20
<i>Température d'alimentation</i>	Ta (°C)	60
<i>Pression d'alimentation</i>	Pa (MPa)	0.04

Table 3.5 Caractéristique mécanique du palier

Conductivité thermique du coussinet	K_c (W/m K)	45
Chaleur spécifique du coussinet	C_c (J/kg. K)	380
Coefficient de dilatation thermique du coussinet	α_c ($10^{-5} K^{-1}$)	1.2
Coefficient de Poisson du coussinet	ν_c	0.33
Module de Young du coussinet	E_c (10^4 M Pa)	12

3.4.1- Influence de la vitesse de rotation de démarrage et de la charge radiale

3.4.1.1 Distribution de la pression

Afin d'analyser l'influence vitesse de l'arbre de démarrage et de la charge appliquée sur les paramètres de fonctionnement du palier ainsi que l'utilité de l'utilisation de l'effet thermohydrodynamique (THD), un palier soumis à une charge radiale allant de 1 à 20 kN et des vitesses de rotation allant de 150 à 1800 tr/min ont été choisis. La simulation a été effectuée à une température de l'huile d'alimentation de 60°C, à une pression d'alimentation de 0.04 MPa. La figure 3.7 présente la distribution en trois dimensions de la pression pour une vitesse de démarrage de l'ordre de 150 tr/min et une charge de 1000 N, cette dernière est significative au niveau de la génératrice inférieure du palier.

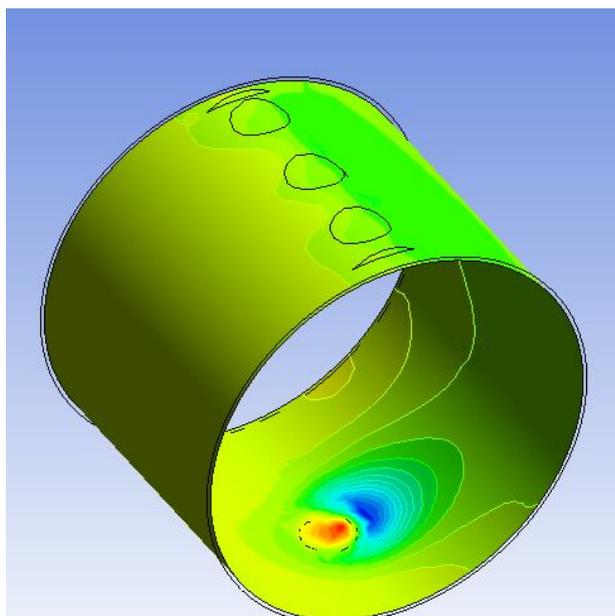


Fig. 3.7 Vue en 3D du champ de pression dans le plan médian du palier

Figure 3.8 montre la variation de la pression dans le plan médian du palier, pour différentes vitesses de démarrage (150, 250, 500, 750 et 1000 tr/min) et pour une charge radiale de 1000 N. Il est à noter que la pression est très significative pour des vitesses de démarrage faibles (150 tr/min) et elle est moins importante pour des vitesses assez élevées (1000tr/min).

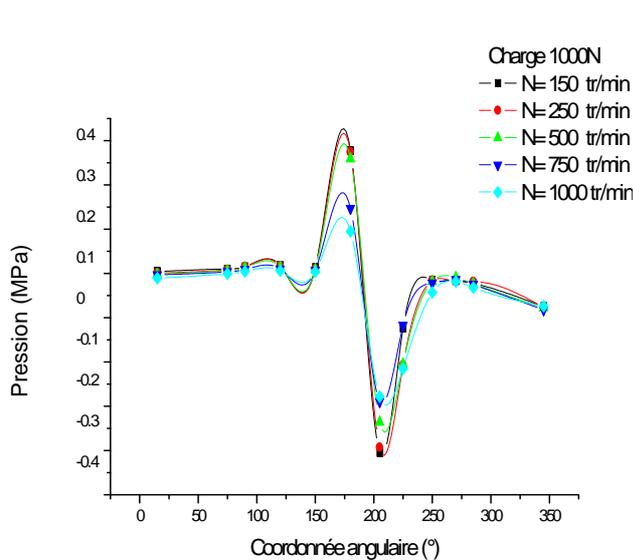


Fig.3.8 Pression dans le médian du palier en fonction de la vitesse de rotation pour l'approche thermohydrodynamique THD

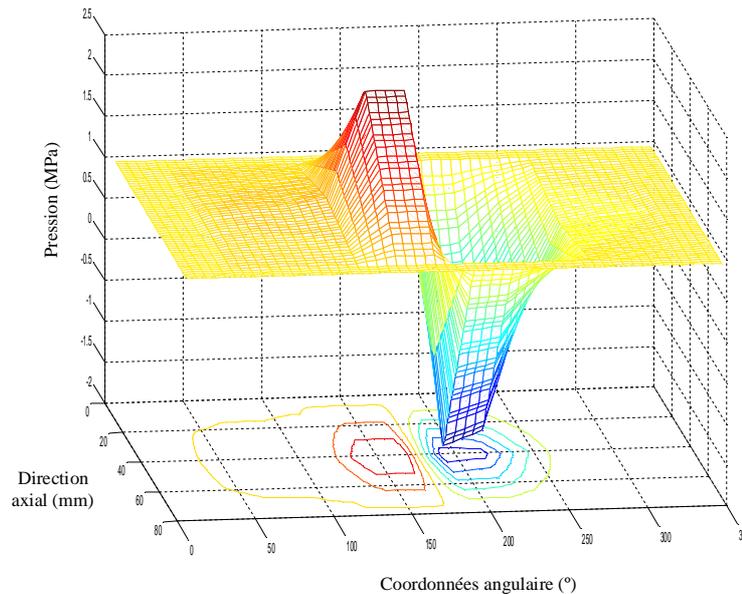


Fig. 3.9 Distribution 2D de la pression pour le calcul THD en régime transitoire

La Figure 3.9 montre la distribution de champ de pression suivant la direction axiale et circumférentielle du palier, à une température d'alimentation de 60°C et une pression d'alimentation de 0.04 MPa, pour une vitesse de rotation de 750 tr/min et une charge radiale de 1000 N. La figure montre clairement que la pression maximale est notée à la position angulaire de 180°. Il est à noter aussi l'existence de la zone inactive relevée pour les coordonnées angulaires comprises entre 200 et 250°, la pression chute au dessous de la pression d'alimentation. C'est-à-dire que la géométrie du film d'huile devient divergente, l'endroit où la rupture du film d'huile commence à apparaître.

Figure 3.10b présente la variation de pression maximale en fonction de la vitesse de rotation de démarrage, et sous les charges appliquées de 1 à 20 kN pour une température d'alimentation de 60°C et la pression d'alimentation de 0.04 MPa. La pression maximale notée est de 42.136 MPa, cette pression est obtenue dans le cas où palier tourne à une vitesse de rotation de 150 tr/min, avec une charge radiale de 20 000 N. La pression maximale montre une réduction significative qui est estimé de 50% (Figure 3.10b) pour une charge radiale de 20 kN avec une augmentation de la vitesse de démarrage de 10 à 500 tr/min. En revanche cette réduction est seulement de 2% pour une charge de 1kN.

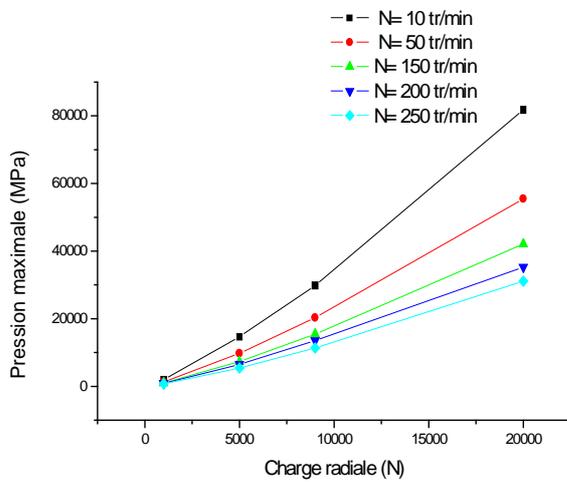


Fig. 3.10 a Pression maximale en fonction de la charge radiale pour le calcul THD

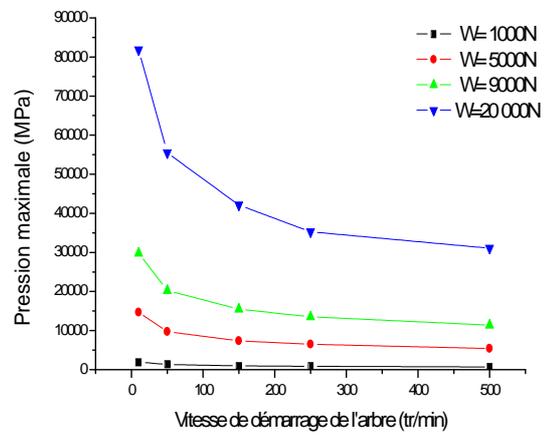


Fig. 3.10b Pression maximale en fonction de la vitesse de rotation pour le calcul THD

3.4.1.2 Couple de frottement

Les valeurs de couple de frottement ont été obtenues en supposant que tout le palier rempli d'un lubrifiant. L'effet de la vitesse de démarrage sur la répartition du couple de frottement est présenté dans la Figure 3.11. Il est à noter que le couple de frottement augmente avec l'accroissement de la vitesse de démarrage de l'arbre, qui tend à augmenter la surface de frottement d'une manière significative, et par conséquent provoque l'augmentation de la température du fluide et la réduction de la viscosité de l'huile. Les valeurs de couple de frottement sont importants pour le cas de la vitesse de démarrage de 1800 tr/min et pour la charge radiale 20 kN, la valeur maximale est estimée de 0.46 N.m

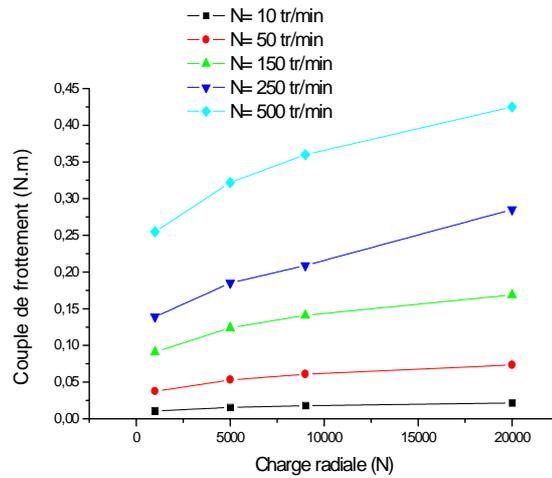


Fig. 3.11a Couple de frottement en fonction de la charge radiale THD

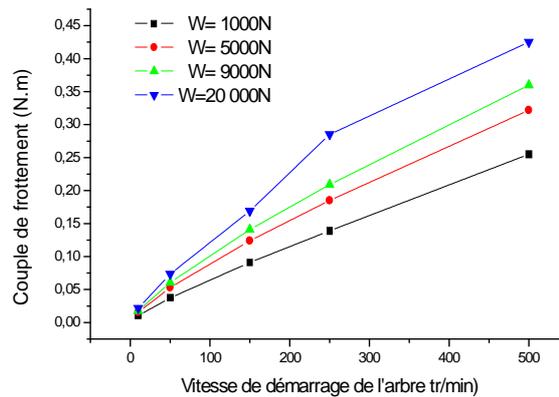


Fig. 3.11b Couple de frottement en fonction de la vitesse de rotation THD

3.4.1.3 Coefficient de frottement

Figure 3.12 présentent la variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation de démarrage et pour les charges radiales de 1000 à 20 000 N. Nous pouvons voir que pour la vitesse (150 à 1800 tr/min) dans le but d'observer l'intervalle de vitesse qui offre la stabilité du coefficient de frottement, et sous une charge radiale de 1000 N. Le coefficient de frottement a une forte hausse (0.002 au 0.0104) et qui est estimé de 80 %. Dans ce cas, la couche de lubrifiant est discontinue à cause du coefficient de frottement est de l'ordre de 0.0104, cette valeur est comprise entre 0.008 et 0.12 (le régime mixte). Dans ce cas, l'épaisseur de la couche lubrifiante est inférieure à la hauteur de la rugosité de la couche intérieure du coussinet et l'arbre.

Les surfaces restent en contact par leur rugosité qui provoque une résistance mécanique considérable à l'écrasement et à la déchirure. Ce cycle répété tend à induire le surchauffe. Avec lubrification hydrodynamique, une élévation de la température qui provoque la réduction de la viscosité ainsi que la diminution du coefficient de friction, tend à réduire ainsi la chaleur générée au sein du palier. Ce cycle a tendance à produire une température de fonctionnement stable. Pour les autres cas, la couche d'huile est assez grande pour les parties rugueuses qui ne peuvent pas entrer en contact parce que le coefficient de frottement est très faible et ne dépasse pas 0.001 (Régime hydrodynamique).

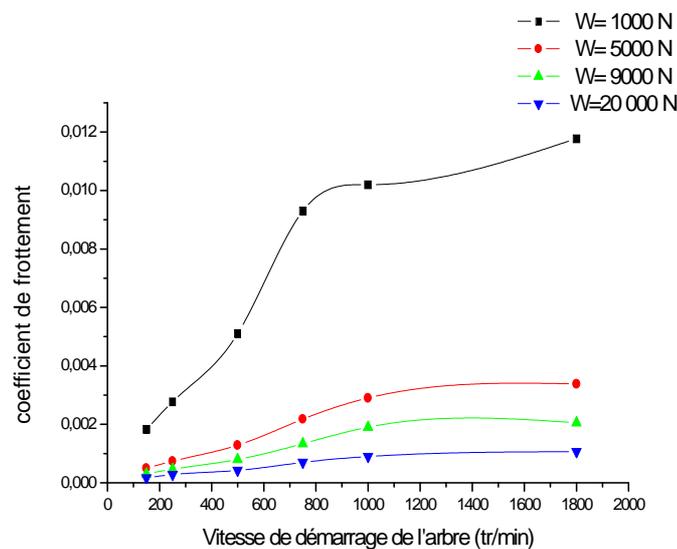


Fig.3.12 Coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation pour le calcul THD

3.4.1.4 Température moyenne

Variation de la température moyenne dans le fluide selon la vitesse de démarrage de l'arbre et pour des charges appliquées de 1000, 5000, 9000 et 20 000N est présentée sur la figure 3.13, pour la température d'alimentation de 60° C et la pression d'alimentation de 0.04 MPa. Comme on peut le voir sur la Figure 3.13, il y a une augmentation de la température avec l'augmentation de la vitesse de l'arbre. Pour une charge de 1000N, l'augmentation de température de 60,5°C à 62,5°, une hausse estimée de 4%.

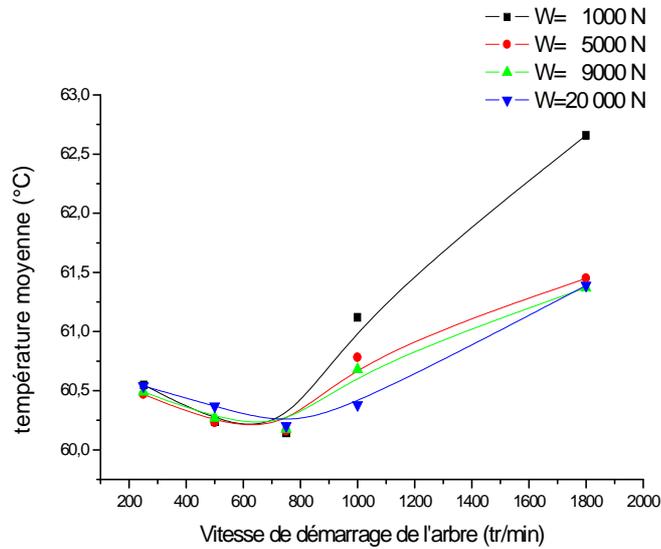


Fig. 3.13 Température moyenne en fonction de la vitesse de rotation et pour des charges radiales (1000N à 20 000N)

3.4.1.5 Epaisseur du film d'huile

La figure 3.14 illustre l'évolution de l'épaisseur de film d'huile pour les vitesses de démarrage de l'arbre de 10, 100 et 500 tr/min, pour une position angulaire de 180°. La valeur minimale de l'épaisseur du film est notée pour la charge appliquée de 20 000 N. Nous pouvons observer que l'élévation de la vitesse de démarrage de l'arbre a entraîné une augmentation de l'épaisseur du film d'huile, qui est de 10 à 45.9 µm (environ 78 %) pour la charge radiale 20 000 N, Figure 3.16. Par contre, pour une charge appliquée de 1000 N, l'augmentation est de 8 à 11 µm qui est estimée par 27 %.

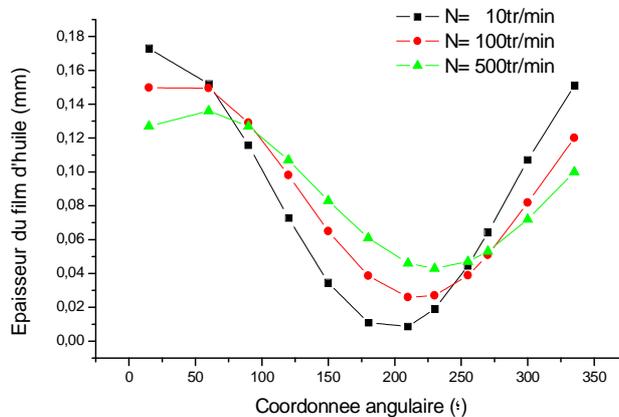


Fig.3.14 Epaisseur du film d'huile dans le plan médian THD

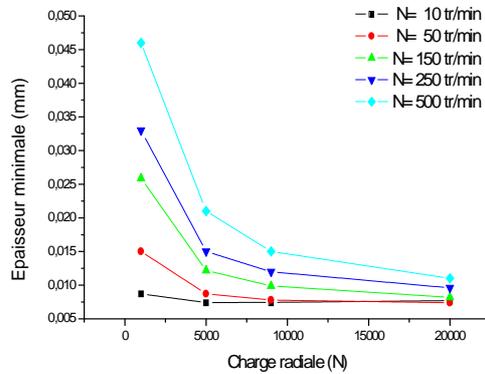


Fig.3.15 Epaisseur minimale du film d'huile en fonction de la charge radiale pour le calcul THD

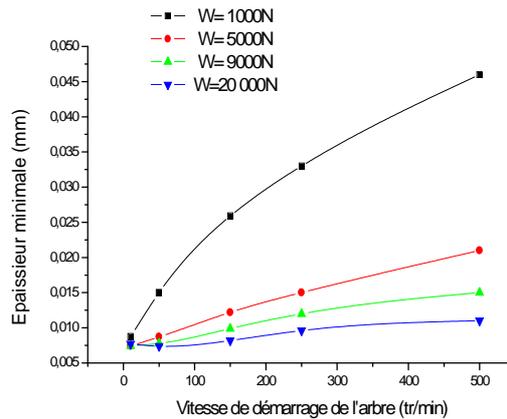


Fig. 3.16 Epaisseur minimale en fonction de la vitesse de rotation pour le calcul THD

3.4.1.6 Puissance dissipée

La relation entre la vitesse de démarrage et la puissance dissipée qui a été effectuée à une température d'huile d'alimentation de 60°C, la pression d'alimentation de 0.04 MPa et sous des charges radiales de 1000 à 20 000 N, est montré sur la figure 3.17. Cette figure montre clairement que la variation de vitesse d'arbre de 150 à 1800 tr/min provoque l'élévation de la puissance dissipée de 3 à 200 Watt. La valeur maximale est notée dans le cas de la charge appliquée de 20 000 N et la vitesse de démarrage de 500 tr/min.

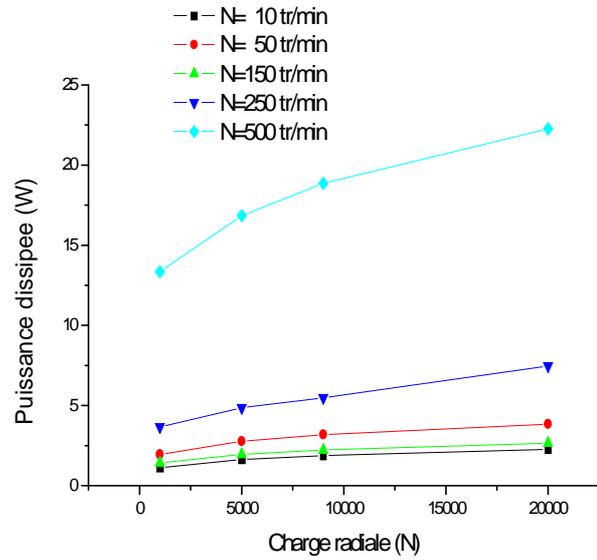


Fig. 3.17 Puissance dissipée en fonction de la charge radiale pour le calcul THD

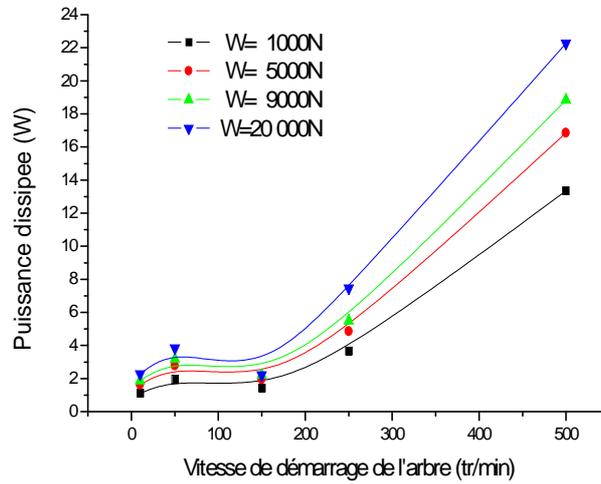


Fig.3.18 Puissance dissipée en fonction vitesse de rotation pour le calcul THD

3.4.1.7 Excentricité relative

La variation de l'excentricité relative de l'arbre dans le palier est illustrée sur la figure 3.19 dans le cas de vitesse de 10 à 500 tr/min, et une charge appliquée de 1000, 5000, 10 000 et 20 000N. L'excentricité augmente proportionnellement avec la charge appliquée, elle passe de 0.5 à 0.85 pour des charges allant de 10 à 20kN, une augmentation estimée de 41% pour une vitesse de démarrage de 500 tr/min. Par contre, on observe une faible augmentation pour une vitesse de démarrage de l'arbre de l'ordre de 10 tr/min qui est estimée par 5 %.

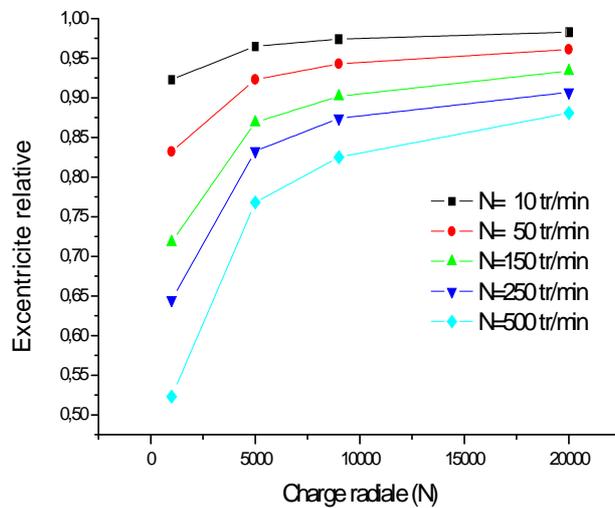


Fig. 3.19 Excentricité relative en fonction de la charge radiale pour le calcul THD

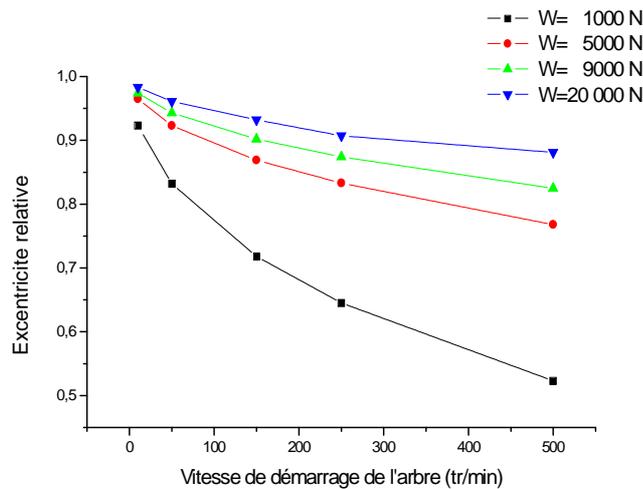


Fig.3.20 Excentricité relative en fonction de la vitesse de rotation pour le calcul THD

3.4.1.8 Angle de calage

La variation d'angle de calage par rapport à la vitesse de démarrage d'arbre, pour la charge appliquée (1000 à 20 000 N) pour le calcul THD est présentée dans la Figure 3.21, le passage de la charge de 1 à 20 kN conduit à la diminution de cet angle de 53° à 22° pour une vitesse de 500 tr/min et de 19° à 10° pour 10 tr/min. Les courbes illustrées sur la Figure 3.22 montrent qu'il existe une augmentation de 5 % de l'angle de calage pour des charges de 5000, 9000 et 20 000 N avec une variation de la vitesse de rotation de 10 à 500 tr/min et une augmentation de 20 % pour une charge appliquée de 1000 N.

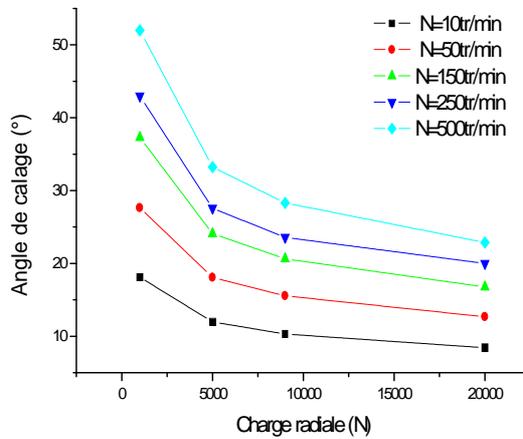


Fig.3.21 Angle de calage en fonction de la charge radiale THD

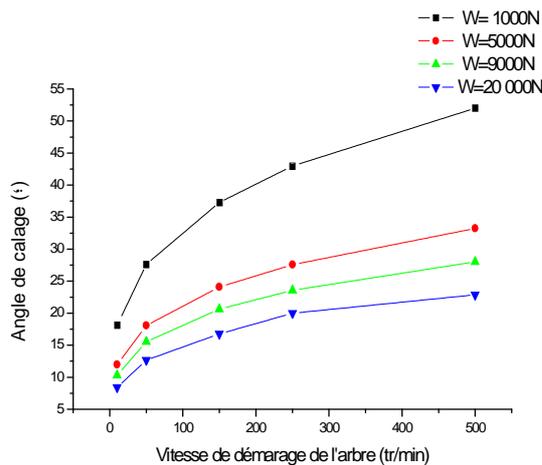


Fig. 3.22 Angle de calage en fonction de la vitesse de rotation THD

3.5 - Comparaison l'approche THD (thermohydrodynamique) et HD (isotherme)

Dans ce paragraphe deux simulations différentes sont comparés: une simulation isotherme (HD) à la température d'alimentation (60°C), et une simulation thermohydrodynamique (THD) qui tient compte de l'effet thermique local à la phase de démarrage du palier, la vitesse de rotation est de 500 tr/min et la charge radiale est de 1000N, les conditions de fonctionnement sont présentés dans le tableau 3.4.

La pression maximale est affectée par l'effet thermique, elle augmente de 10% (Figure 3.23). Cela est dû à la diminution de la viscosité et par conséquent, l'augmentation de l'excentricité. Cependant, l'épaisseur minimale du film illustrée sur la Figure 3.24, est la plus modifiée. La simulation de HD sous-estime la variation de l'épaisseur du film d'huile (10 %), car elle ne prend pas en compte l'effet thermique.

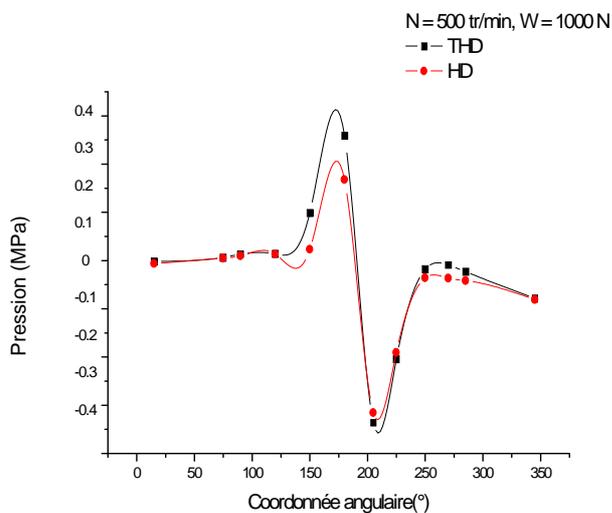


Fig. 3.23 Répartition circconférentielle de la pression dans le plan médian du palier pour le calcul THD et HD

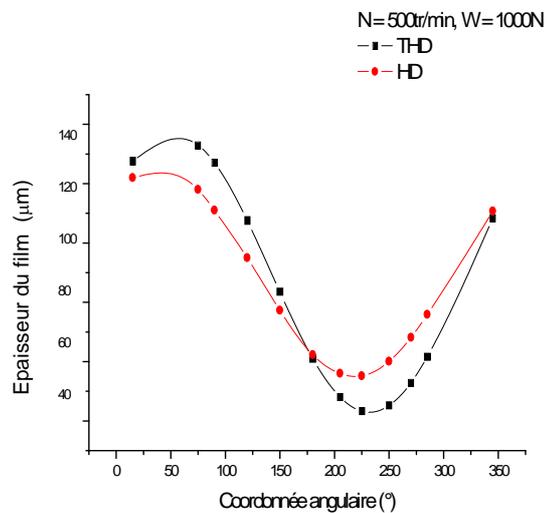


Fig. 3.24 Répartition circconférentielle de l'épaisseur minimale du film pour le calcul THD et HD

3.6- Simulation numérique du comportement thermohydrodynamique d'un palier lisse en fonction du temps de démarrage

Cette étude numérique est mise en œuvre pour montrer l'influence de temps de démarrage de l'arbre sur les performances thermohydrodynamique (THD) d'un palier fonctionnant en régime transitoire. Les conditions de fonctionnement pour cette analyse sont illustrées dans le tableau 3.6, le temps de démarrage varie de 10 allant à 300 s avec un pas de 30s, pour une vitesse de fonctionnement de 150 tr/min. Le palier est soumis à un chargement radial de 1000 N.

Table 3.6 Conditions de fonctionnement dans la phase de démarrage

<i>Vitesse de rotation</i>	N (tr/min)	150
<i>Charge radiale</i>	W (N)	1000
<i>Temps de démarrage</i>	t(s)	10-300
<i>Température d'alimentation</i>	Ta (°C)	60
<i>Pression d'alimentation</i>	Pa (MPa)	0.04

3.6.1 - Pression

Nous allons analyser dans ce qui suit l'évolution de la pression hydrodynamique, la répartition circumférentielle de déplacement à la face externe du coussinet ainsi que de l'arbre et de la variation du jeu radiale. C'est à la première grandeur que nous allons tout d'abord nous intéresser d'une manière générale. Les Figures 3.25, 3.26 présentent la distribution du champ de pression en fonction de temps de démarrage:

L'influence du temps de démarrage sur le champ de pression est illustré par la Figure 3.25. Le temps de démarrage de l'arbre dans le coussinet est tout à fait identifiable par l'orientation du pic de pression. Sur cette Figure, nous pouvons vérifier que le champ de pression dans le plan médian du palier augmente, cette augmentation est estimée par 28% et que la pression maximale se déplace pour différentes positions angulaires (Figure 3.26), on peut dire aussi que les pressions significatives sont notées pour les coordonnées angulaires 90° et 180°.

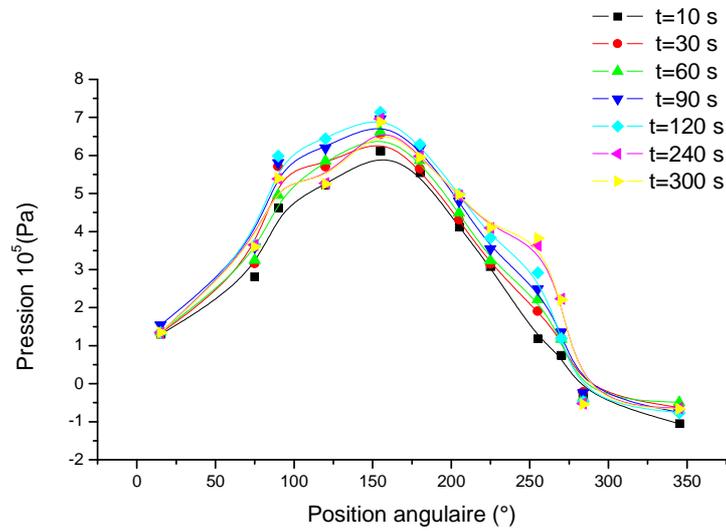


Fig. 3.25 Distribution circonférentielle de la pression pour différent moment de démarrage (N =150 tr/min, W = 1000 N)

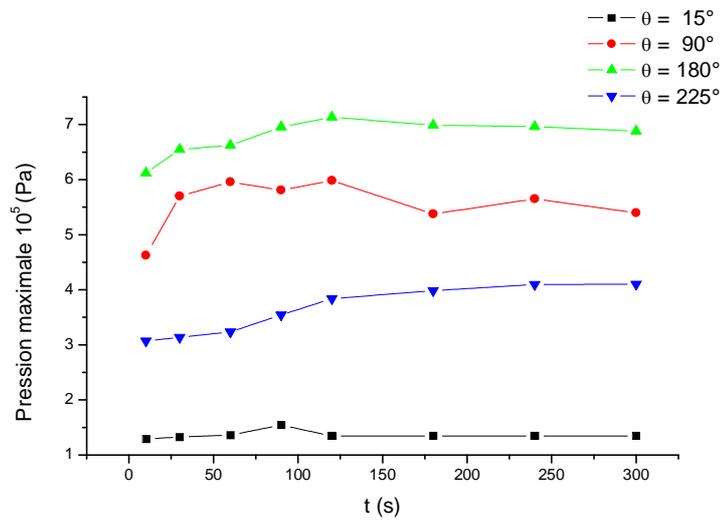


Fig. 3.26 Evolution de la pression en fonction du temps de démarrage pour différent position angulaire (N =150 tr/min, W = 1000 N)

3.6.2 - Déplacement circconférentiel du coussinet

Cette tendance est également visible sur la Figure 3.27 qui montre bien que le déplacement de la face interne du coussinet dans le plan médian du palier augmente avec l'augmentation du temps de démarrage, ce qui est i-recommandable pour une telle vitesse de démarrage (150tr/min) et une telle charge (1000 N). On note une augmentation de 2 à 3.5 μm , une hausse estimée de 46 % pour le coussinet et de 4.5 à 7 μm (36%) pour le déplacement noté pour l'arbre (Figure 3.28).

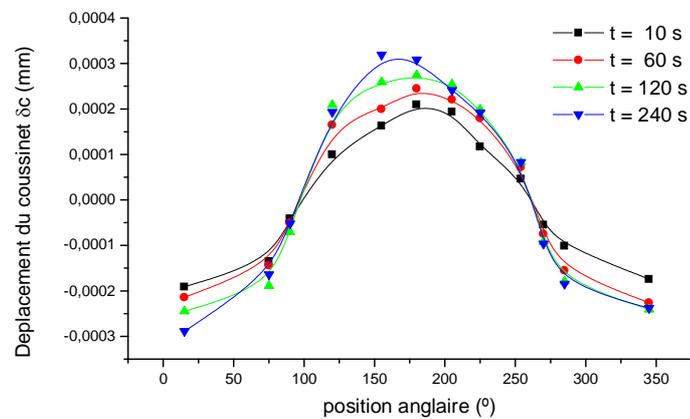


Fig. 3.27 Distribution circconférentielle du déplacement du coussinet pour différents moments de démarrage ($N = 150 \text{ tr/min}$, $W = 1000 \text{ N}$)

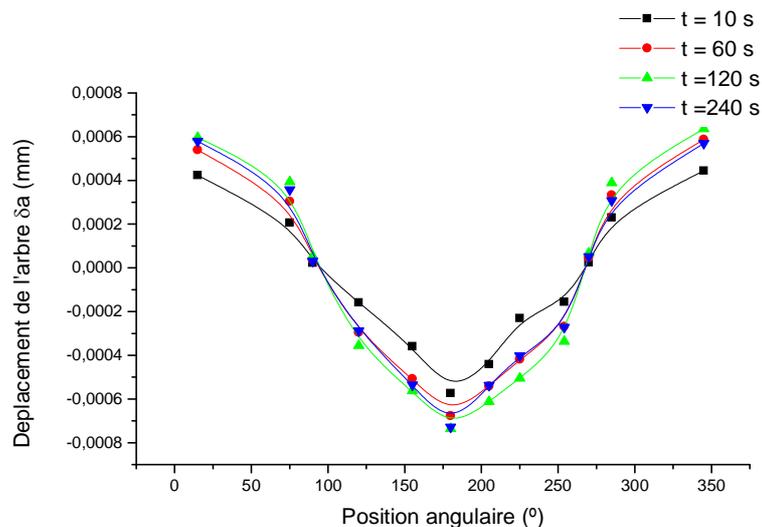


Fig. 3.28 Distribution circconférentielle du déplacement de l'arbre pour différents moments de démarrage ($N = 150 \text{ tr/min}$, $W = 1000 \text{ N}$)

3.6.3- Jeu radial

La distribution circconférentielle du jeu radial pour différent temps de démarrage (10, 60, 120, 240s), pour une vitesse de démarrage de 150 tr/min et sous un chargement radial de 1000 N, est illustrée sur la Figure 3.29. Il y a une augmentation du jeu radial considérable pour la coordonnée angulaire 180°, qui est de 90.6 μm à 91 μm pour un temps de démarrage allant de 10 à 240s, cette augmentation est de 0.4 μm qui résulte la modification sensible de la géométrie du palier. La Figure 3.30 montre clairement que les valeurs maximales du jeu radial sont notées au niveau de la position angulaire 180° ainsi que sur la position 240°. En revanche, ce jeu radial reste constant le long de la position 90° et prennent des valeurs inférieures à 90 μm pour la coordonnée 15°.

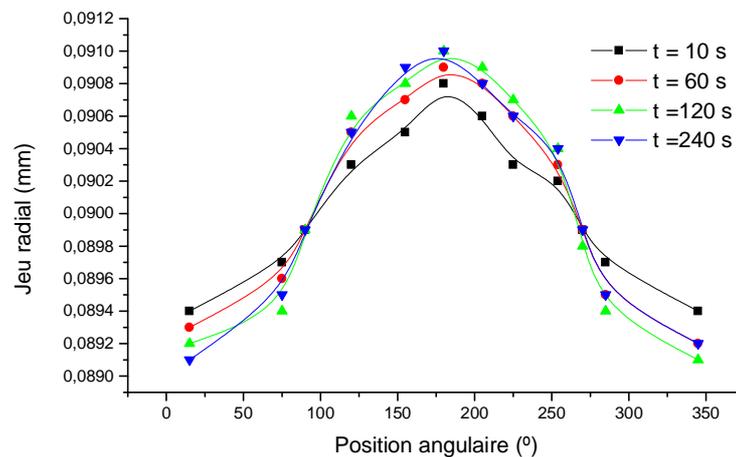


Fig. 3.29 Distribution circconférentielle du jeu radial pour différents temps de démarrage (N = 150 tr/min, W = 1000 N)

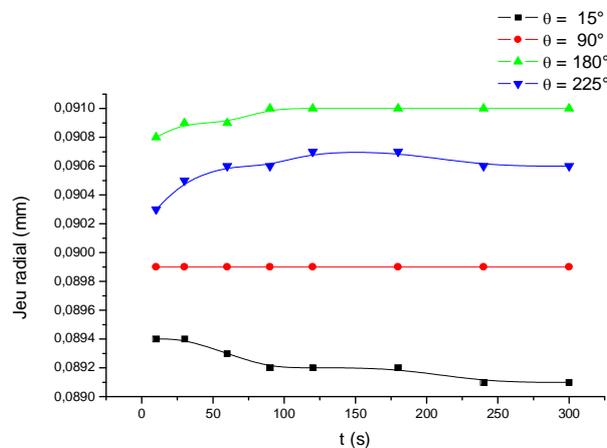


Fig. 3.30 Evolution du jeu radial en fonction du temps de démarrage (N = 150 tr/min, W = 1000 N)

3.7- Conclusion

Cette analyse est une résolution numérique en introduisant l'effet thermique pour un palier lisse dans sa phase de démarrage. Le code ANSYS CFX a été utilisé pour obtenir la distribution de champ de pression par une résolution de l'équation de continuité de Navier-Stokes, relatives à la méthode de volume fini.

Au cours de ce chapitre, nous avons vu que l'effet thermiques dues aux dilatations des éléments du palier ainsi que aux gradients thermiques existants dans le coussinet, avaient une influence considérable sur les performances de fonctionnement du palier. Nous avons pu également confirmer que la prise en compte des déformations dues à l'effet thermique était indispensable à la détermination précise des caractéristiques de fonctionnement d'un palier au cours du démarrage.

Pour un palier soumis au temps de démarrage, les dilatations thermiques ont une forte influence sur la pression maximale qui est très largement surestimée par le modèle THD. Elles modifient sensiblement la forme de l'épaisseur du film d'huile.

Chapitre 4

Etudes numériques

*Effet des Caractéristiques Mécaniques des Matériaux Antifriction sur
le Comportement Elastique du Palier Lisse Cylindrique*

4.1- Effet des Caractéristiques Mécaniques des Matériaux Antifriction sur le Comportement Elastique d'un Palier Lisse Cylindrique

Les paliers lisses sont des organes de machines tournantes soumis à des conditions de fonctionnements très sévères en transmettant des mouvements rotatifs. Pour qu'un palier présente un bon fonctionnement il faut mettre en évidence toutes ses caractéristiques hydrodynamiques. Les effets élastiques d'un palier lisse hydrodynamique, ont été largement étudiés au cours des dernières années. Vus la déformation de la face interne du coussinet due au frottement au cours du fonctionnement, des études ont été menée dans le but de réduire les frottements, donc diminuer les résistances au mouvement, d'éviter l'usure et le grippage de la face interne du coussinet.

Les matériaux généralement employés pour la fabrication des coussinets sont des métaux antifriction tel que les alliages de bronze, alliage à base d'étain ou du plomb.

Une analyse numérique est menée en tenant compte de nombreux paramètres tel que la vitesse, la charge, déformation élastique ainsi que type de matériaux qui y ont de bonnes caractéristiques mécaniques, cette analyse est réalisée en utilisant le code ANSYS workbench, la résolution des équations du déplacement est assurée par la méthode des éléments finis. Cette étude est basée sur un teste de plusieurs matériaux pour mettre en évidence l'effet élastique sur les caractéristique de fonctionnement du palier lisse.

Table 4.1 Composition chimique du matériau des paliers étudiés [21]

Palier en bronze à base de plomb(%)			Palier à base d'étain (%)		
Cu	Pb	Sn	Al	Si	Sn
64.5	23	12.5	9.5	88	2.5

Les caractéristiques thermiques du palier en bronze à base e plomb ainsi que le palier à base d'étain sont montrées dans le tableau 4.2.

Table 4.2 Caractéristiques thermiques pour les paliers étudiés

		Cu-Pb	Al-Si	Babbitt	Bronze
Conductivité thermique	W/m.K	71	155	45	65
Coefficient thermique d'échange entre la face interne et face externe du coussinet	W/m ² .K	1.000	1.000	-	
Coefficient thermique d'échange entre l'air ambiant et face externe du coussinet	W/m ² .K	-	-	40	
Coefficient thermique d'échange entre l'huile et la rainure d'alimentation	W/m ² .K	750			
Coefficient de dilatation thermique	K ⁻¹	18.0 ^E -6	24.0 ^E -6	12.0 ^E -6	18.0 ^E -6

Les caractéristiques mécaniques des matériaux sont présentées dans le tableau 4.3.

Table 4.3 Caractéristiques mécanique et thermique des matériaux [21]

	unité	Matériau Antifriction à base d'étain	Matériau en Bronzes à base de Plomb
Conductivité thermique	W/m K	32	46
Densité	Kg/dm ³	7,3	9,3
Capacité thermique massique	J/Kg K	400	376
Coefficient de dilatation linéaire	10 ⁻⁶ 1/°C	0.8	1,8

4.2-Création du modèle géométrique

4.2.1- Génération de la géométrie

Le logiciel Design Modeler est conçu pour être utilisé en tant qu'éditeur géométrique de modèles de CAO existant. Il permet de dessiner rapidement et aisément des esquisses, de modéliser des pièces en 3D ou de télécharger des modèles de CAO pour prétraitement par la méthode des éléments finis. Comme dans la plupart des pré-processeurs des codes de calcul par éléments finis, le modèle géométrique est créé en

premier temps, la définition de la géométrie par des éléments géométriques de base (points, lignes, surfaces, volumes). En débutera par construire des points, puis des lignes à partir des points ; en second lieu construire des surfaces à partir des lignes et enfin construire des volumes à partir des surfaces, figure 4.1.

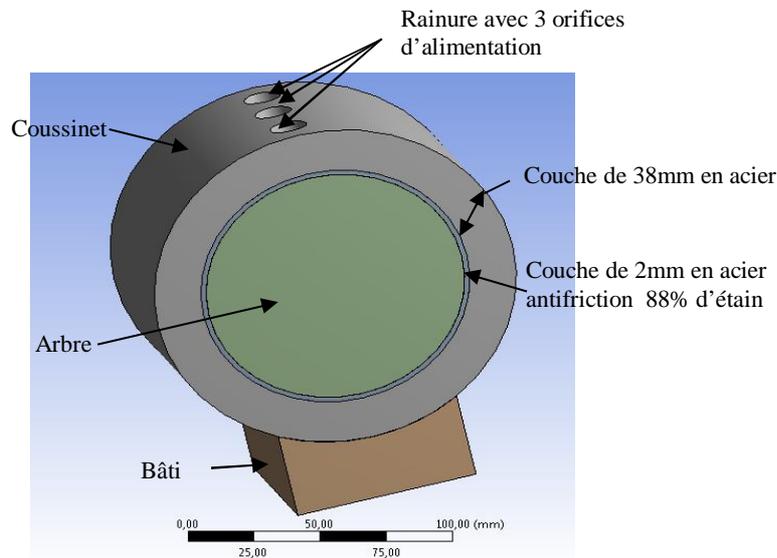


Fig.4.1 Création de la géométrie à l'aide du module Design Moduler

4.2.2- Génération du maillage

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

Le solide est décomposé en un nombre d'éléments finis tétraédriques à 4 nœuds ou hexaédriques à 8 nœuds, de façon que ces éléments constituent un recouvrement aussi exact que possible dans la géométrie. L'arbre est discrétisé en éléments hexaédriques à 8 nœuds, Figure 4.2a, il comporte 15 nœuds suivant la direction axiale, 54 points suivant la direction circonférentielle et 22 points suivant la direction radiale.

Pour le coussinet est décomposé en éléments tétraédriques à 4 nœuds en raison d'existence d'une rainure avec des lignes et des arcs ainsi que des orifices sous forme de cercle. Ces formes nécessitent des éléments tétraèdre pour obtenir un recouvrement de la géométrie aussi précis que possible, Figure 4.2b. Le coussinet est discrétisé en 12 points suivant la direction axiale, l'amplitude angulaire comporte 70 points et 4 nœuds suivant son épaisseur. La rainure d'alimentation est décomposée en 13 points suivant la direction radiale et 5 nœuds suivant sa largeur.

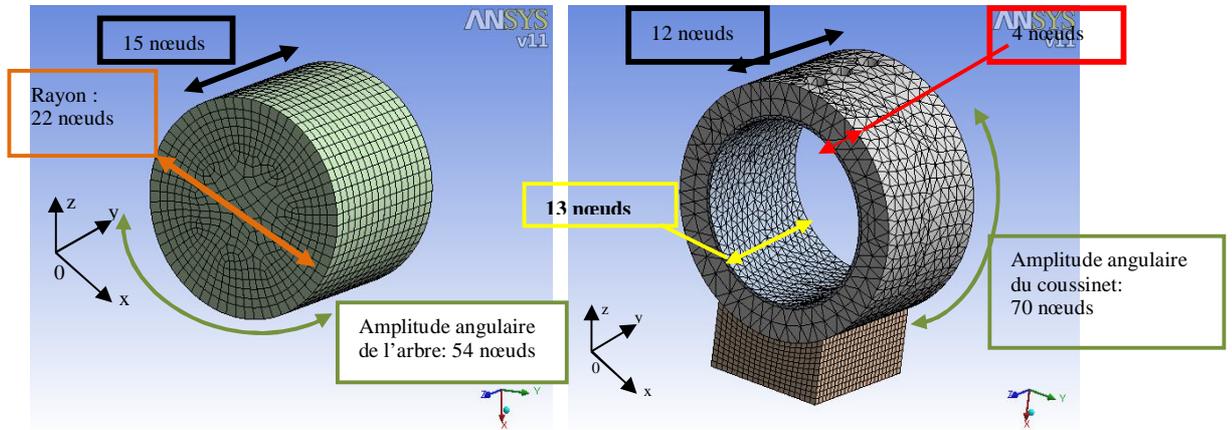


Fig. 4.2a Génération du maillage de l'arbre

Fig4.2b Génération du maillage du coussinet

4.2.3- Influence du maillage

Afin de pouvoir assurer une indépendance de la solution vis à vis de la taille du maillage, une étude de l'influence du nombre de points du maillage sur les résultats numériques a été effectuée, la grandeur mesurée est le déplacement maximal de la face interne du coussinet

Le choix se porte naturellement **sur le maillage N°4** puisque les valeurs de la grandeur caractéristique qui est le déplacement maximal de la surface interne du coussinet se stabilisent.

Table 4.4 Valeurs du déplacement pour différents maillages

N° MAILLAGE	NOMBRE DE NOEUDS	NOMBRE D'ELEMENTS	DEPLACEMENT MAXIMAL DE LA SURFACE INTERNE DU COUSSINET (μM)
1	18035	9458	0.33100
2	24953	13125	0.36800
3	28359	14089	0.44203
4	47784	19830	0.44212
5	50040	24194	0.44212
6	75620	31371	0.442122

5.1.2 Les conditions aux limites-initiales

Il est nécessaire d'appliquer des conditions aux limites adéquates pour obtenir des résultats acceptables. Pour les conditions aux limites appliquées à l'arbre ; il est accouplé avec un collecteur tournant se qui nous ramène à bloquer les nœuds suivant l'axe x, Figure 4.3a. Par contre le coussinet est placé dans une bague support dont la partie inférieure qui est sphérique donc supposé qu'il ya un support cylindrique à la face externe de ce coussinet ave blocage des nœuds suivant x, y et z sur 60°, figure 4.3b.

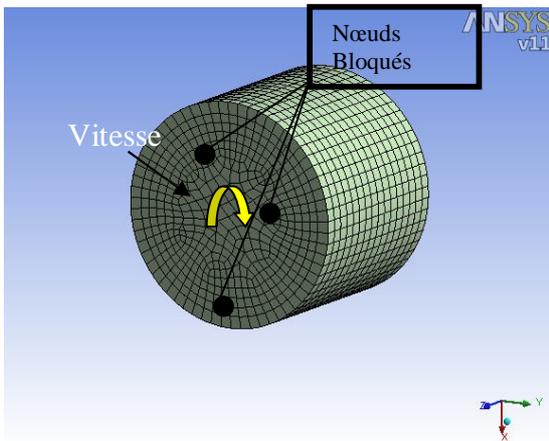


Fig. 4.3a Conditions aux limites sur la vitesse et le déplacement mécanique de l'arbre

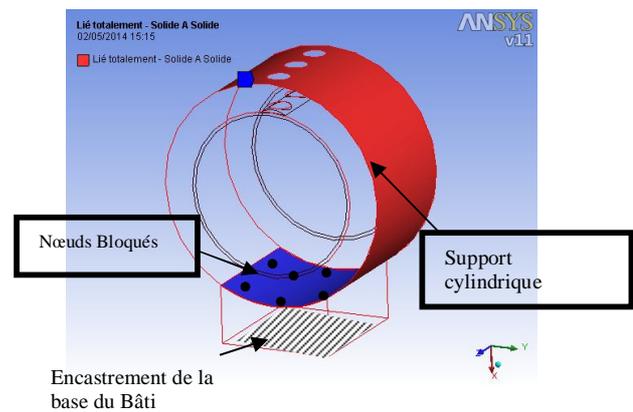


Fig.4.3b Conditions aux limites sur le déplacement mécanique du coussinet

Dans le cas étudié, les pressions sont appliquées le long d'axe circonférentiel ainsi que le long de la direction axiale du coussinet ainsi que de l'arbre (figure 4.4), tout en considérant la pression d'alimentation au bord des orifices qui est de 0.04 MPa.

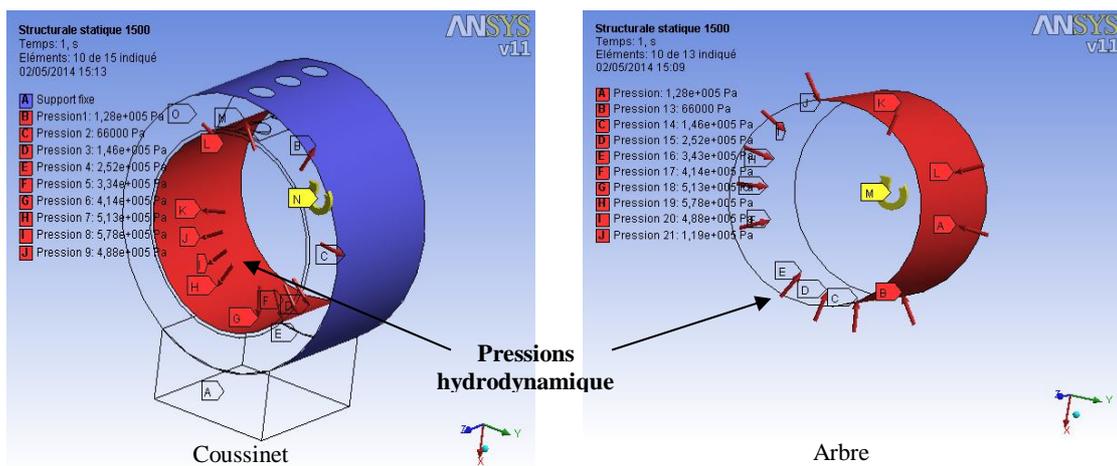


Fig. 4.4 Représentation des pressions

4.3- Résultats et discussion

4.3.1- Déplacement du coussinet

4.3.1.1-Matériau antifriction à base d'étain

Effet de la charge radiale sur l'évolution du déplacement de la face interne du coussinet antifriction à base d'étain et pour trois vitesses de rotations (1000, 1500 et 2000 tr/min), est présentée sur la figure 4.5 pour deux positions angulaires 125° et 225°, la où la pression est maximale et l'épaisseur du film d'huile est minimale.

Cette figure montre que le déplacement numérique a une faible variation quand le palier travail à des faibles charges. La déformée est plus importante lorsque palier fonctionne à des faibles vitesses de rotation. On constate que le déplacement de la face interne du coussinet dans les positions (125° et 225°) est le plus marquant (Figure 4.5), l'augmentation de la charge radiale conduit naturellement à une augmentation du déplacement qui est estimé de

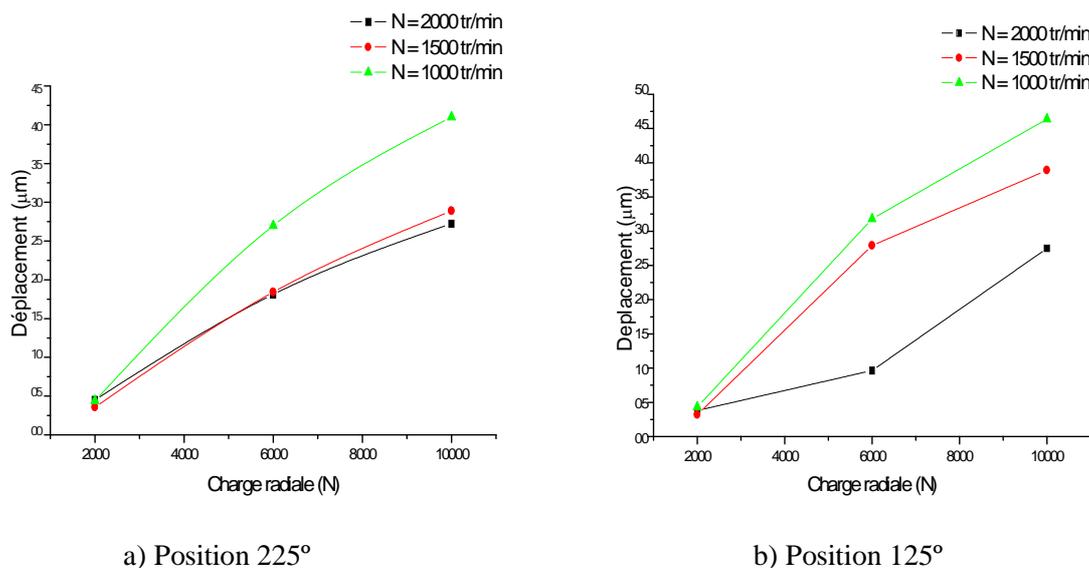


Figure 4.5 Déplacements numériques de la face interne du coussinet

La figure 4.6 illustre la distribution circconférentielle du déplacement du coussinet en fonction de la charge pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min. les déplacements significatifs sont notés pour le cas d'un palier soumis à un chargement de 10 000N.

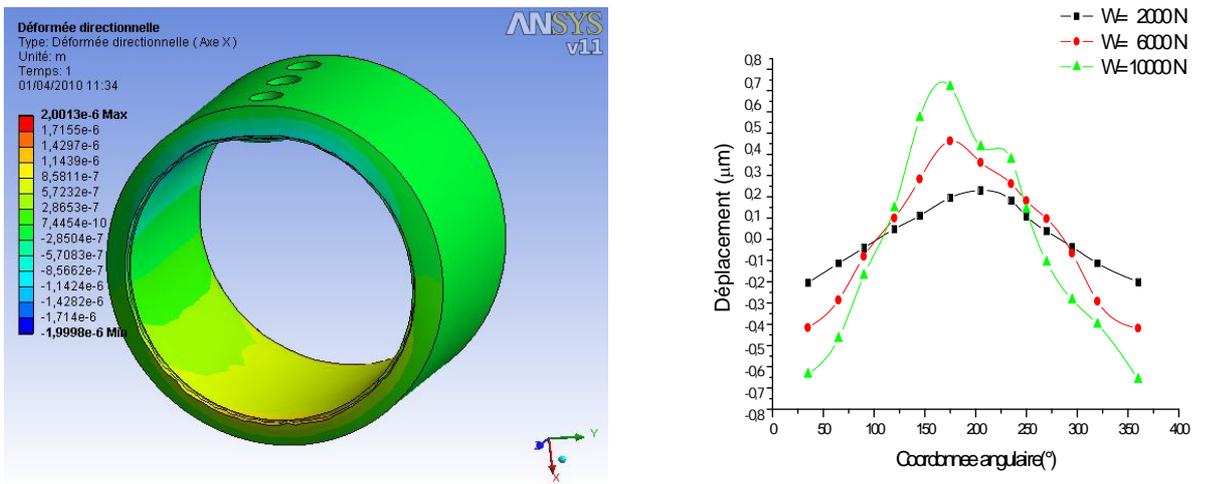


Fig. 4.6 Déplacement Circonférentiel de la face interne du coussinet (Palier à base d'étain)

4.3.1.2- Matériau en Bronzes à base de plomb

Dans cette partie on va tester le comportement du palier en bronze à base de plomb, sachant que ce dernier est fréquemment utilisé pour la fabrication des coussinets car il présente d'excellentes propriétés d'antifricctions.

La figure 4.7 présente l'évolution du déplacement de la face interne du coussinet pour la position 120° et 225° . La déformée augmente avec l'élévation de la charge radiale, on peut dire aussi que le coussinet aura un faible déplacement pour des vitesses assez élevée (2000 tr/min) et des charge moins importante. Par contre, lorsque le palier est soumis à des charges importantes et une vitesse de 1000 tr/min, le déplacement est assez important.

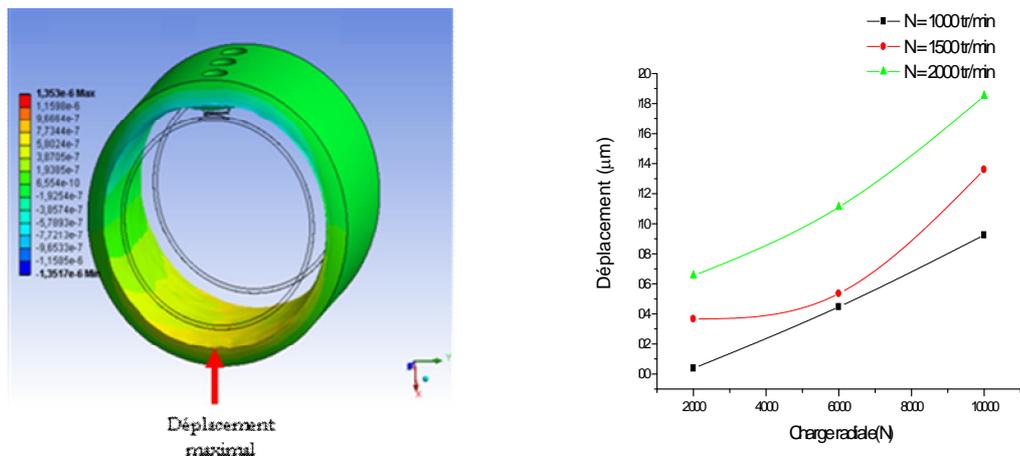


Figure 4.7 Déplacement numérique de la face interne du coussinet (Palier en Bronze à base de Plomb)

La courbe montre que la déformée a une grande augmentation avec l'élévation de la charge et qui atteint les 50%, cas d'un palier travaillant à forte charge (10 000N).

La figure 4.8 présente la répartition circonférentielle du déplacement du coussinet en bronze à base de plomb en fonction de la charge pour une vitesse de rotation est de 2000 tr/min. la figure montre clairement que la déformée est très importante lorsque le palier sera soumis à des charges radiales élevées (10 000N) et surtout dans les positions angulaire comprise entre 120° et 250°.

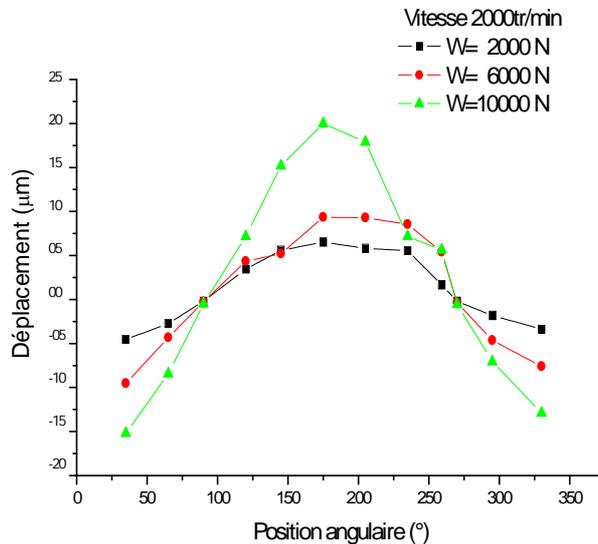


Fig. 4.8 Déplacement circonférentiel de face interne du coussinet (Coussinet en Bronze à base de Plomb)

4.3.2- Comparaison entre les deux matériaux

Le déplacement circonférentiel de la face interne du coussinet pour un palier à base d'étain et un palier en Bronze à base de plomb est présenté sur la Figure 4.9. Le déplacement est moins important pour un palier à base d'étain et il a une variation presque constante dans le plan médian du palier. D'autre part pour un palier en bronze à base de plomb, le déplacement est plus significatif et en particulier dans la position 180 °.

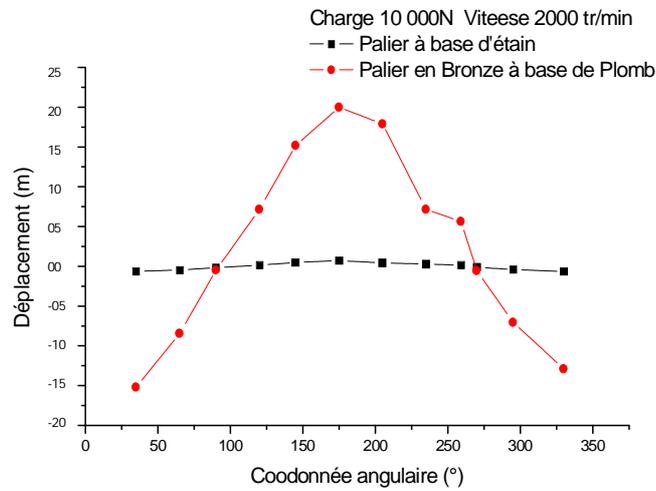


Fig. 4.9 Déplacement circconférentiel de la face interne du coussinet pour Palier à base d'étain-Palier en Bronze à base de Plomb

4.4 -Conclusion

Selon cette étude, on pourra noter que le déplacement est significatif dans les positions angulaires du palier entre 120 ° et 250°, c'est l'endroit où la pression est maximale et l'épaisseur du film d'huile est minimale, ainsi que l'augmentation de la charge radiale conduit à une augmentation de la déformée et en particulier pour un palier fonctionnement à des basses vitesses.

Les matériaux en bronzes à base de plomb présentent et offre une très bonne adaptation aux conditions de travail d'un palier lisse, il pourra permettre de résoudre des problèmes de frottement doux dans un large domaine de charges et de vitesses.

En dépit de ces caractéristiques, un matériau antifriction à base d'étain offre une meilleure coopération avec un frottement et une déformation moins importante que celle donnée par un palier conçu à partir du bronze à base de plomb.

Chapitre 5

*Etude comparative entre un palier travaillons
en régime permanent et un palier en phase de
démarrage*

5.1-Comparaison entre un calcul pour le régime stationnaire et le régime en phase de démarrage

Afin de mieux connaître l’impacte du fonctionnement du palier dans la période de démarrage sur les performances de fonctionnement du palier, ce paragraphe est consacré à analyser l’effet du régime de fonctionnement du palier sur son comportement à une vitesse de rotation de 10 tr/min, pour une charge radiale de 2000 N.

On procède à une comparaison entre les résultats de deux simulations numériques, l’une pour un cas stationnaire et l’autre dans la phase de démarrage avec un temps de 1/42 s. Les caractéristiques du palier et du lubrifiant sont données dans le tableau 3.4 et le tableau 3.5, la température et la pression d’alimentation sont respectivement 60°C et 0.04 MPa.

Le tableau 5.1 donne les résultats pour deux calculs l’un en considérant le régime stationnaire et l’autre cas en phase de démarrage.

Table 5.1 Résultats des calculs numériques dans le cas permanent (stationnaire) et le cas transitoire (Démarrage)

Caractéristiques \ Type de régime	Régime permanent	Régime Transitoire (Démarrage)
Pression maximale (MPa)	0.025	0.0025
Jeu radial (µm)	91.5	98
Epaisseur minimale du film à 15°(µm)	150	140
Déplacement maximal de la face interne du coussinet à 190° (µm)	0.5	2
Température moyenne de lubrifiant (°)	55	55

5.1.1 - Pression dans le plan médian

Le profil circonférentiel du champ de pression dans le plan médian du palier est présenté dans la figure 5.1, pour une vitesse de 10 tr/min et une charge radiale de 2000N. La pression est toujours maximale dans la position angulaire 180° à 200° pour les deux régimes. Les valeurs de la pression sont différentes entre les deux simulations, cette différence est estimée de 90 %.

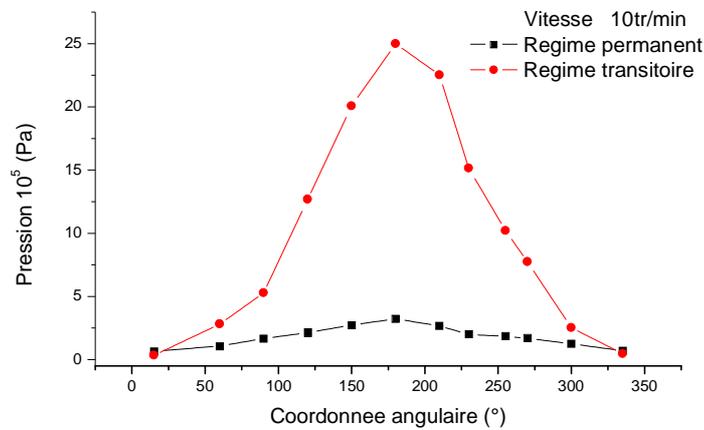


Fig. 5.1 Pression dans le plan médian pour phase de démarrage $t = 1/42$ et en régime permanent

5.1.2- Jeu radial

L'évolution du jeu radial suivant le plan médian du palier pour deux calculs différents, le premier en considérant que le palier fonctionne en régime stationnaire et le second calcul dans la phase de démarrage est illustrée sur la Figure 5.2, pour une vitesse de rotation de 10 tr/min, sous un chargement de 2000 N. Le jeu radial est assez marquant au cours de démarrage, la valeur maximale est de l'ordre de $98 \mu\text{m}$. En revanche, pour régime permanent le jeu radial maximal est de 91.5 , la différence est estimée de 7%.

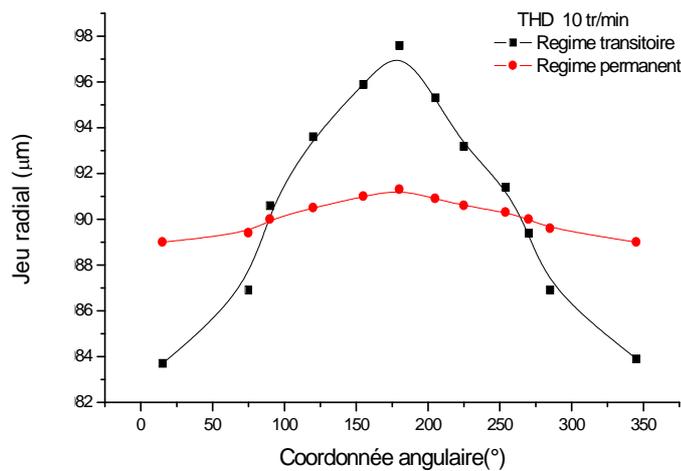


Fig. 5.2 Jeu radial dans le plan médian pour phase de démarrage $t = 1/42$ et en régime permanent

5.1.3 Epaisseur du film d'huile

La Figure 5.3 présente la distribution de l'épaisseur du film d'huile suivant la position angulaire du palier pour une charge radiale de 2000N et vitesse de 10tr/min. La répartition de l'épaisseur du film d'huile au début du fonctionnement du palier est faible et subit une réduction pour atteindre une valeur minimale de l'ordre de $25\mu\text{m}$ pour la position angulaire de 200° à 220° pour les deux régimes de fonctionnement, la différence est de 6%.

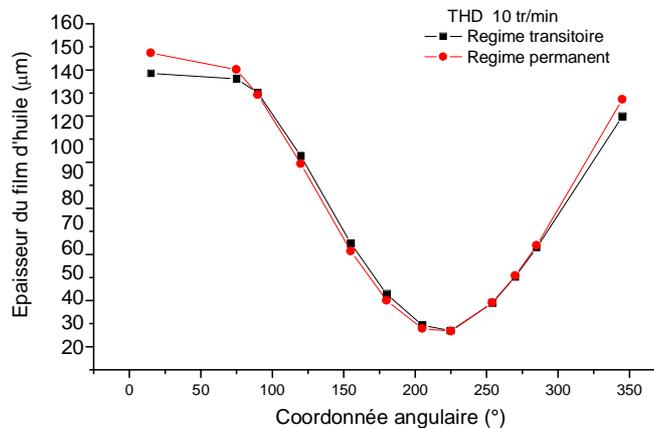


Fig.5.3 Epaisseur du film d'huile dans le plan médian pour phase de démarrage et en régime permanent $t=1/42$

5.1.4- Déplacement de la face interne du coussinet-Déplacement de l'arbre

Le déplacement de la face interne du coussinet ainsi que le déplacement de l'arbre sont présentés respectivement sur la Figure 5.4 et la Figure 5.5 pour deux calculs numériques pour une vitesse de rotation de l'arbre de 10 tr/min sous un chargement radial de 2 kN. La figure montre clairement que pour un palier dans la phase de démarrage, le déplacement de la face interne du coussinet est significatif par rapport à celui noté pour le régime stationnaire et atteint une valeur maximale qui est estimée de $2.5\mu\text{m}$ dans la position angulaire 190° . On observe la même importance du déplacement de l'arbre dans la coordonnée angulaire 190° et qui est de l'ordre de $4\mu\text{m}$. Le fonctionnement du palier sous un régime stationnaire conduit à une modification de la géométrie du palier moins importante et assez acceptable, ce qui est contrairement à celui obtenue au cours de démarrage du palier, la modification de la géométrie augmente de 80%.

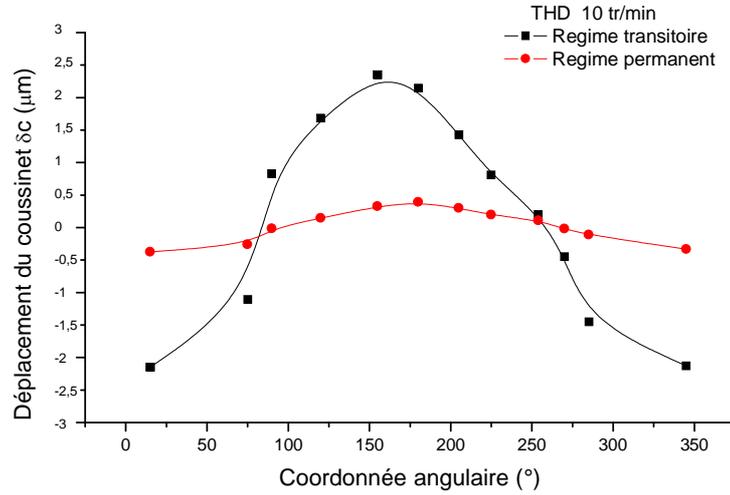


Fig.5.4 Déplacement de la face externe du coussinet dans le plan médian pour phase de démarrage et en régime permanent $t = 1/42$

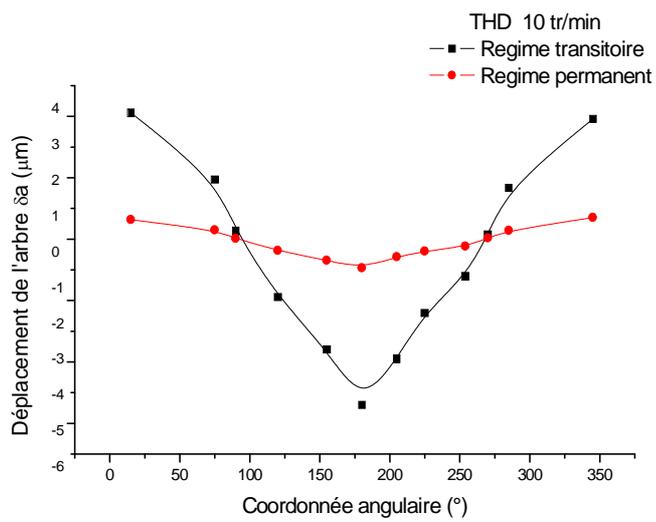


Fig.5.5 Déplacement de l'arbre dans le plan médian pour phase de démarrage et en régime permanent $t = 1/42$

5.2 -Conclusion

Ce chapitre nous a permis de présenter les résultats de deux simulations numériques, qui nous ont permises de faire une comparaison entre un cas stationnaire et l'autre pour un palier dans la phase de démarrage avec un temps de 1/42 s. Les caractéristiques de fonctionnement observées durant le fonctionnement du palier en régime permanent sont sous-estimées par rapport à celle obtenues pour un palier dans la phase de démarrage. La pression maximale ainsi que les déplacements relevés sur la face interne du coussinet sont significatives dans la phase de démarrage du palier.

Les arrêts et démarrages plus ou moins fréquents auxquels le palier est soumis, pendant de nombreuses années, peuvent entraîner une usure importante du palier par conséquent entraîne une modification du comportement du palier au cours de fonctionnement.

Conclusion et perspective

Un modèle thermohydrodynamique dans la phase transitoire (Démarrage) d'un palier lisse cylindrique hydrodynamique a été présenté. Le modèle a été validé par une comparaison des résultats expérimentaux publiée précédemment.

Le champ de pression, la déformation thermique, l'évolution de la température ainsi que le jeu radial et l'épaisseur de film ont été calculés pendant la période nécessaire pour atteindre l'équilibre du palier, et qui est de l'ordre de 1 à 300 secondes.

Généralement, une bonne concordance entre les résultats numérique et les données expérimentales de Fillon et de Frêne pour la température et la déformation thermique de l'arbre ainsi que du coussinet on été observé. La vitesse de démarrage de l'arbre et les effets thermiques doivent être pris en considération en utilisant des analyses THD.

Les déformations thermiques mènent à une déformation de la forme initiale du coussinet et de l'arbre, puisque le coussinet provoque pendant le fonctionnement une légère variation du jeu radial. Cette variation peu mener une réduction considérable de l'épaisseur minimale du film d'huile et ce phénomène tend que la surface interne du coussinet et de l'arbre seront en contact, ce qui en résulte un palier fonctionne sous la lubrification mixte pendant l'état transitoire (phase de démarrage).

Les évolutions des vitesses de démarrage du palier ont une influence remarquable sur le couple de frottement, la température moyenne et la puissance dissipée augmente avec la vitesse et également avec l'accroissement de la charge radiale, mais la pression maximale et l'excentricité relative, diminuent avec l'augmentation de la vitesse de démarrage. Le coefficient de frottement, l'épaisseur minimale du film et angle de calage augmentent avec l'élévation de la vitesse de démarrage de l'arbre.

Pour le passage de la vitesse de démarrage du palier de 10 à 300 seconde conduit à l'augmentation du champ de pression dans le plan médian du palier, cette augmentation est estimé par 28%. On note une augmentation de 2 à 3.5 μm du

déplacement de la face interne du coussinet, une hausse estimée de 46 % pour le coussinet et de 4.5 à 7 μm (36%) pour le déplacement noté pour l'arbre.

Il y a une augmentation du jeu radial considérable pour la coordonnée angulaire 180° , qui est de 90.6 μm à 91 μm pour un temps de démarrage allant de 10 à 240s, cette augmentation est de 0.4 μm qui résulte la modification sensible de la géométrie du palier.

Pour la vitesse de démarrage de l'ordre de 750, 1000 et 1800 tr/min et pour un palier soumis à un chargement de 1000 N, le coefficient de frottement est significatif, prend de valeur assez remarquable qui passe de 0.002 au 0.0104. Ce phénomène conduit la modification du régime de lubrification du palier aux cours de démarrage, qui passe du régime hydrodynamique au régime mixte, donc pendant le démarrage et sous un chargement assez important, le palier doit se déplacer très rapidement de ces vitesses, pour éviter le contact de la surface interne du palier et l'arbre.

ANNEXE A

A.1 Méthode des volumes finis [27]

Cette méthode consiste à subdiviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volumes plus ou moins réguliers, elle convertie l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques en mettant en relation les valeurs de la variable considérée aux points nodaux adjacents d'un volume de contrôle typique. Cela est obtenu par l'intégration de l'équation différentielle gouvernante dans ce volume de contrôle.

A.2 Génération du maillage

Le domaine de calcul de la grille de la roue, de la volute ou du diffuseur est subdivisé en un ensemble de volumes de contrôle en utilisant des formes de maillage (maillage structuré ou non structuré).

Ces volumes de contrôle enveloppent tout le domaine de calcul sans chevauchement, de telle façon que la somme de leurs volumes soit égale exactement au volume du domaine de calcul. Dans cette étude, le maillage utilisé est un maillage tétraèdre.

A.3 Discrétisation des équations gouvernantes

L'étape principale de la méthode des volumes finis est l'intégration des équations régissant pour chaque volume de contrôle. Les équations algébriques déduites de cette intégration rendent la résolution des équations de transports plus simple. Chaque nœud est entouré par un ensemble de surfaces qui comporte un élément de volume. Toutes les variables du problème et les propriétés du fluide sont stockées aux nœuds de cet élément.

Les équations régissant l'écoulement, sont présentées sous leurs formes moyennées dans un repère cartésien (x, y, z) :

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (\rho U_j) = 0 \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right) + B_x \quad (\text{A.2})$$

Les équations (A.1) et (A.2) peuvent être intégrées dans un volume de contrôle, en utilisant le théorème de la divergence de Gauss pour convertir les intégrales de volume en intégrales de surface comme suit :

$$\int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (A.3)$$

$$\int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \left(\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) dn_j + \int_V S_{ui} dv \right) \quad (A.4)$$

L'étape suivante consiste à discrétiser les m connues du problème ainsi que les opérateurs différentiels de cette équation. Toutes ces opérations mathématiques conduiront à l'obtention, sur chaque volume de contrôle, d'une équation discrétisée qui reliera les variables d'une cellule à celles des cellules voisines. L'ensemble de ces équations discrétisées formera finalement un système matriciel.

Considérant maintenant un élément d'une maille isolée tel que celui montré ci- dessous dans figure A.1 [27] :

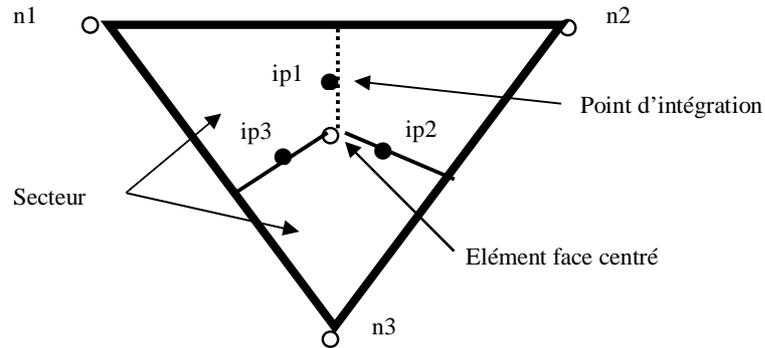


Fig. A.1 Point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle

Après la discrétisation et le réarrangement des équations (2.10) et (2.11) les formes suivantes seront obtenues :

$$\sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (A.5)$$

$$\sum_{ip} m_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_j)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \Delta n_j \right) + \overline{S_{ui} V} \quad (A.6)$$

A.4 Couplage pression-vitesse

La méthode d'interpolation de la pression dans le couplage pression-vitesse est similaire à celle utilisée par Rhie et Chow [28]. Cette méthode est parmi les méthodes qui économisent au mieux l'espace mémoire et le temps de calcul. Si la pression est connue, les équations discrétisées sont aisément résolues. L'équation de conservation de la masse pour une seule dimension peut être écrite comme suit:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)_i + \frac{\Delta x^3 A}{4m} \left(\frac{\partial^4 P}{\partial x^4}\right) = 0 \quad (\text{A.7})$$

Où

$$m = \rho U_i \Delta n_j \quad (\text{A.8})$$

A.5 Fonctions de forme

Les champs de solution sont stockés dans les nœuds de la maille. Cependant les différents termes des équations (A.7) et (A.8) exigent la détermination des variables sur les points d'intégration. C'est pour cette raison qu'il devra avoir une méthode de calcul pour chaque élément. Cela est possible grâce à l'utilisation des fonctions de forme. La grandeur physique ϕ (p, u, v, w et p) de l'écoulement dans un élément de volume (figure A.2) est fonction de celles dans les nœuds de l'élément est donnée par la relation suivante [27]:

$$\phi = \sum_{i=1}^{noeud} N_i \phi_i \quad (\text{A.9})$$

où N_i est la fonction de forme pour le nœud i et ϕ_i la valeur de la grandeur ϕ dans le même nœud. Une particularité des facteurs de forme, fait en sorte que :

$$\phi = \sum_{i=1}^{noeud} N_i = 1 \quad (\text{A.10})$$

$$N_j = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases}$$

Les fonctions de forme utilisées sont linéaires en termes de coordonnées. Considérons l'élément hexaèdre de la figure A.2 [27].

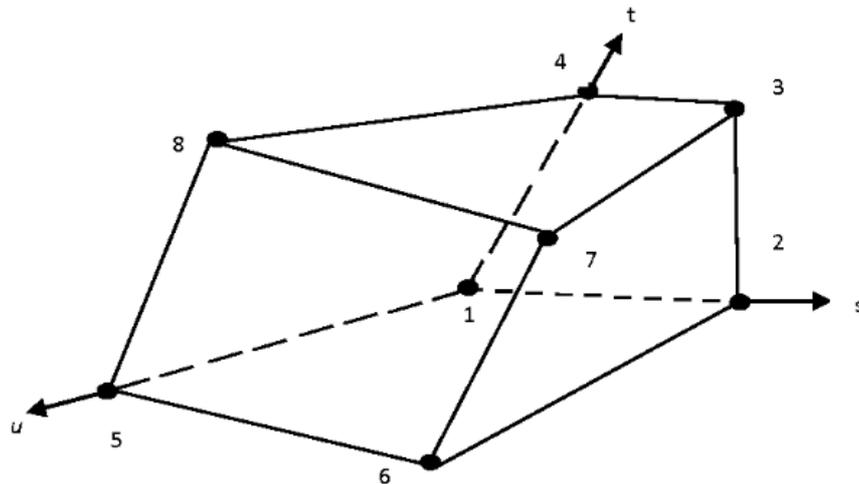


Fig.A.2 Détermination des positions de nœuds dans un élément hexaèdre

Les fonctions de forme dans l'espace pour chaque nœud sont données par les formules suivantes :

$$\begin{aligned}
 N_1(s, t, u) &= (1 - s)(1 - t)(1 - u) & (a) \\
 N_2(s, t, u) &= s (1 - t)(1 - u) & (b) \\
 N_3(s, t, u) &= s t (1 - u) & (c) \\
 N_4(s, t, u) &= (1 - s) t (1 - u) & (d) \\
 N_5(s, t, u) &= (1 - s)(1 - t) u & (e) \\
 N_6(s, t, u) &= s (1 - t) u & (f) \\
 N_7(s, t, u) &= s t u & (g) \\
 N_8(s, t, u) &= (1 - s) t u & (h)
 \end{aligned}
 \tag{A.11}$$

Pour un élément de forme tétraédrique, les fonctions de forme se résume à :

$$\begin{aligned}
N_1(s, t, u) &= 1 - s - t - u & (a) \\
N_2(s, t, u) &= s & (b) \\
N_3(s, t, u) &= t & (c) \\
N_4(s, t, u) &= u & (d)
\end{aligned}
\tag{A.12}$$

Ces fonctions sont également employées pour le calcul des diverses quantités géométriques, telles que les positions, les coordonnées du point d'intégration (ip), les surfaces et les différents vecteurs. Les équations de formes sont également applicables pour les coordonnées cartésiennes, dans ce cas, elles peuvent être écrites de la manière suivante :

$$x = \sum_{i=1}^{noeud} N_i x_i \tag{A.13}$$

$$y = \sum_{i=1}^{noeud} N_i y_i \tag{A.14}$$

$$z = \sum_{i=1}^{noeud} N_i z_i \tag{A.15}$$

Les fonctions de forme sont aussi employées pour évaluer les dérivées partielles des termes de flux sur les surfaces de contrôle et pour chaque direction, la formule générale des différents flux est la suivante :

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_i = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{ip} \phi_n \tag{A.16}$$

Les solutions des dérivées partielles de chaque fonction de forme et pour chaque nœud doivent être présentés dans le repère cartésien, pour cela nous devons déterminer la matrice de transformation de *Jacobian* [27] :

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial s} \\ \frac{\partial N}{\partial t} \\ \frac{\partial N}{\partial u} \end{bmatrix} \tag{A.17}$$

A.6 Gradients de pression

L'intégration du gradient de pression $(-\frac{\partial P}{\partial x_i})$ sur le volume de contrôle dans les équations de Navier-Stokes implique l'évaluation de l'expression suivante:

$$(P \Delta n_{ip})_{ip} \quad (A.18)$$

Où

$$P_{ip} = \sum_n N_n (S_{ip}, t_{ip}, u_{ip}) P_n \quad (A.19)$$

A.7 Couplage du système d'équations [27]

Les équations régissant l'écoulement moyen doivent être constamment sous leur forme discrète, dans le but de les résoudre numériquement. Le système d'équations peut être écrit sous la forme suivante :

$$\sum_{nbi} a_i^{nb} \phi_i = b_i \quad (A.20)$$

où

b : Le terme de droite.

a: Coefficients de l'équation à résoudre.

i : L'indice qui identifie le numéro du volume de contrôle

Il est bon de noter que pour les équations scalaires telles que l'équation de turbulence, chaque a_i^{nb}, ϕ_i et b_i est un nombre singulier. En ce qui concerne le couplage en trois dimensions de l'équation de conservation de masse avec celle de quantités de mouvement, il sera question d'une matrice (4 x 4).

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{np} \quad (A.21)$$

$$\phi_i = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i \quad (\text{A.22})$$

$$b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i \quad (\text{A.23})$$

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Stribeck R., (1902) "Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit-und Rollenlager" Z. Verein. Deut. Ing. Vol. 46 n°38, pp. 1341-1348.
- [2] Frêne J., (1974) "Régimes d'écoulement non laminaire en films minces – Application aux paliers lisses" Thèse de Doctorat d'Etat soutenue à l'Université Claude Bernard de Lyon le 26 octobre.
- [3] Frêne J., Nicolas D., Degueurce B., Berthe D., Godet M., (1990) "Lubrification Hydrodynamique : Paliers et butées" Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, n° 72, Edition Eyrolle. Traduction anglaise : "Hydrodynamic Lubrication : Bearings and Thrust Bearings" Tribology Series n° 33 Elsevier (1997).
- [4] Frêne J., Cicone T., (2001) "Friction in Lubricated contact" Handbook of Material Behavior Models, Academic Press, chapter 8-4.
- [5] Martin H.M., (1916) "Lubrication on gear teeth" Engineering London vol. 102, pp. 119-121.
- [6] Ferron J., Frêne J., Boncompain R., (1983) "A study of the thermohydrodynamic performance of a plain journal bearing – Comparison between theory and experiments" ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, n°3, pp. 422-428.
- [7] Patir N., Cheng H.S., (1978) "An average Flow Model Determining Effects of Three-Dimensional Roughness in Partial Hydrodynamic Lubrication", ASME, JOLT, Vol. 100, pp. 12-17.
- [8] Constantinescu V.N., (1968) "Lubrication in turbulent regime" US Atomic Energy Division Burton R.A. technical editor of translated edition of "Teoria Lubricatiei in Regim Turbulent" Editura Academiei Republicii Populare Romane, Bucharest 1965.
- [9] Grubin A.N., and Vinogradova I.E., (1949) "Investigation of the contact of machine components", F. Ketova (ed.) Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering (Moscow), Book No 30, (DSIR translation No. 337).
- [10] Dowson D.D., Higginson G.R., (1959) "A numerical solution to the Elastohydrodynamic problem" J. Mech. Eng. Sci. Vol 1 n° 1, pp. 6-15.
- [11] Dowson, A. 1962 "A Generalised Reynolds Equation for Fluid Film Lubrication" Int. Jour. Mech. Sc., Vol. 4. pp. 159-170.

- [12] Dowson D.D., Higginson G.R., (1966), "Elastohydrodynamic Lubrication – The Fundamental of Roller and Gear Lubrication" Pergamon Press, Oxford.
- [13] Dalmaz G., (1971) "L'hydrodynamique du contact sphère-plan", Thèse de docteur Ingénieur Université Claude Bernard Lyon.
- [14] Ezzat, H. A. and Rohde, S. M., 1974, "The Transient in Finite SliderBearings" ASME Journal Of Lubrication Technology, Vol. 95, pp. 315-321.
- [15] Khonsari, M. and Wang, S. H., 1992, "Note of transient THD Effects in a Lubricating Film" Tribology Transaction, Vol. 35 N. 1, pp. 177-183.
- [16] Paranjpe, R. S. and Han, T., 1994 "A Study of the Thermoelastohydrodynamic Performance of Steadily Journal Bearing" Tribology Transaction, Vol. 37 N. 1, pp. 679-690.
- [17] Monmousseau, P., Fillon, M. and Fêne, J., 1997, "Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Tilting-Pad Journal Bearing-Comparison between Experimental Data and Theoretical Results" ASME Journal of Tribology, Vol. 119, pp. 401-407.
- [18] Monmousseau P., M. Fillon M., 1997, "Discussion of 'Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Tilting-Pad Journal Bearings—Comparison Between Experimental Data and Theoretical Results'" Journal: Journal of Tribology-transactions of The Asme - J TRIBOL-TRANS ASME , vol. 119, no. 1, pp:407-416
- [19] Fillon, M. and Fêne, J., 1999, "A Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Steadily Loaded Plain Journal Bearing Using Finite Element Method Analysis" ASME Journal of Tribology" Vol. 122, pp. 219-226.
- [20] Kucinshi B., Pascovici M., Fillon M., Frêne J., (2000) "A Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Steadily Loaded Plain Journal Bearings Using Finite Element Method Analysis" ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, N°1 p 219-226.
- [21] Kasai M., 2010, "Réduction du frottement et amélioration de la fiabilité de la lubrification des paliers avec des huiles de moteurs automobiles.", Thèse de l'Université de Poitiers, Spécialité Génie Mécanique, Productique, Transport.
- [22] Bouyer J, Fillon M, 2011, " Experimental measurement of the friction torque on hydrodynamic plain journal bearings during start-up", Journal: Tribology International - TRIBOL INT , vol. 44, no. 7, pp. 772-781.
- [23] Dirk, Lars Bobach, Thomas Illner and Ludger Deters, 2012, "Simulation des caractéristiques d'usure dans la phase transitoires des paliers lisses soumis à frottement mixte", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology , vol. 226 N° 12, pp : 1095-1108.

- [24] Pengju L, Yongsheng Z., Youyun Z., Zhao C. and Yuping Y., 2013, "Etude expérimentale de l'effet thermique dans la phase transitoire dans un palier lisse portant sur le processus de démarrage et d'arrêt sous un chargement radiale", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, vol 227, N°1, pp: 26-33.
- [25] Pinkus O., Sternlicht B., 1961 "Theory of Hydrodynamic Lubrication" Mc Graw Hill, New York.
- [26] Reynolds O., 1886, "On the theory of lubrication and its application to Mr Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil" Phil. Trans. Royal Soc. 177, pp. 157, 234.
- [27] ANSYS-CFX 11.0,2009, "Documentations Solver Theory".
- [28] Rhie. C.M and Chow W.L, 1982, "A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation", AIAA, pp: 82-0998.
- [29] Bendaoud N., Mehala K., Youcefi A. et Fillon M, 2012, "An experimental and numerical investigation in elastohydrodynamic behaviour of a plain cylindrical journal bearing heavily loaded" Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol:226 N°10, pp: 809–818.

Listes des Figures

Figure 1.1 Courbe de Stribeck.....	14
Figure 1.2 Lubrification limite.....	15
Figure 1.3 Lubrification mixte.....	16
Figure 1.4 Différents régimes de la lubrification pour le contact Hertiens.....	19
Figure 1.5 Contacte élastohydrodynamique.....	20
Figure 2.1 Système d'axe en coordonnées cartésiennes.....	25
Figure 2.2 Système d'axe en coordonnées cylindriques.....	26
Figure 3.1 Organigramme générale de calcul du code ANSYS-CFX.....	33
Figure 3.2 Représentation géométrique du palier.....	39
Figure 3.3 Représentation du maillage du domaine.....	40
Figure 3.4 Représentation des conditions aux limites et initiales du palier étudié.....	42
Figure 3.5 Evolution de la température pour différent moment de démarrage.....	44
Figure 3.6 Déformation thermique du coussinet et de l'arbre- Fillon & Frêne.....	44
Figure 3.7 Vue en 3D du champ de pression dans le plan médian du palier.....	46
Figure 3.8 Pression dans le médian du palier en fonction de la vitesse de rotation pour l'approche thermohydrodynamique THD.....	47
Figure 3.9 Distribution 3D de la pression dans le plan médian du palier pour le calcul THD en régime transitoire.....	47
Figure 3.10a Pression maximale en fonction de la charge radiale pour le calcul THD.....	48
Figure 3.10b Pression maximale en fonction de la vitesse de rotation pour le calcul THD.....	48
Figure 3.11b Couple de frottement en fonction de la vitesse de rotation THD.....	49
Figure 3.11a Couple de frottement en fonction de la charge radiale THD.....	49
Figure 3.12 Coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation pour le calcul THD.....	50
Figure 3.13 Température moyenne en fonction de la vitesse de rotation et pour des charges radiales (1000N à 20 000N).....	51
Figure 3.14 Epaisseur du film d'huile dans le plan médian THD.....	51

Figure 3.15 Epaisseur minimale du film d'huile en fonction de la charge radiale pour le calcul THD.....	52
Figure 3.16 Epaisseur minimale en fonction de la vitesse de rotation pour le calcul THD.....	52
Figure 3.17 Puissance dissipée en fonction de la charge radiale pour le calcul THD.....	53
Figure 3.18 Puissance dissipée en fonction vitesse de rotation pour le calcul THD.....	53
Figure 3.19 Excentricité relative en fonction de la charge radiale pour le calcul THD.....	54
Figure 3.20 Excentricité relative en fonction de la vitesse de rotation pour le calcul THD.....	54
Figure 3.21 Angle de calage en fonction de la charge radiale THD.....	55
Figure 3.22 Angle de calage en fonction de la vitesse de rotation THD.....	55
Figure 3.23 Répartition circonférentielle de la pression dans le plan médian du palier pour le calcul THD et HD	56
Figure 3.24 Répartition circonférentielle de l'épaisseur minimale du film pour le calcul THD et HD	56
Figure 3.25 Distribution circonférentielle de la pression pour différent moment de démarrage (N =150 tr/min, W = 1000 N).....	58
Figure 3.26 Evolution de la pression en fonction du temps de démarrage pour différent position angulaire (N =150 tr/min, W = 1000 N).....	58
Figure 3.27 Distribution circonférentielle du déplacement du coussinet pour différent moment démarrage (N =150 tr/min, W = 1000 N).....	59
Figure 3.28 Distribution circonférentielle du déplacement de l'arbre pour différent moment démarrage (N =150 tr/min, W = 1000 N).....	59
Figure 3.29 Distribution circonférentielle du jeu radial pour différent temps démarrage (N =150 tr/min, W = 1000 N).....	60
Figure 3.30 Evolution du jeu radial en fonction du temps de démarrage (N =150 tr/min, W = 1000 N).....	60
Figure 4.1 Création de la géométrie à l'aide du module Design Moduler.....	65
Figure 4.2a Génération du maillage de l'arbre.....	66
Figure 4.2b Génération du maillage du coussinet.....	66
Figure 4.3a Conditions aux limites sur la vitesse et le déplacement mécanique de l'arbre.....	67
Figure 4.3b Conditions aux limites sur le déplacement mécanique du coussinet.....	67

Figure 4.4 Représentation des pressions.....	67
Figure 4.5 Déplacements numériques (EHD) de la face interne du coussinet.....	68
Figure 4.6 Déplacement Circonférentiel de la face interne du coussinet (Palier à base d'étain).....	69
Figure 4.7. Déplacement numérique (THD) de la face interne du coussinet (Palier en Bronze à base de Plomb).....	69
Figure 4.8 Déplacement circonférentiel de face interne du coussinet (Coussinet en Bronze à base de Plomb).....	70
Figure 4.9 Déplacement circonférentiel de la face interne du coussinet pour palier à base d'étain-Palier en Bronze à base de Plomb.....	71
Figure 5.1 Pression dans le plan médian en phase de démarrage $t = 1/42$ et en régime permanent.....	74
Figure 5.2 Jeu radial dans le plan médian pour phase de démarrage $t = 1/42$ et en régime permanent.....	74
Figure 5.3 Epaisseur du film d'huile dans le plan médian pour phase de démarrage et en régime permanent $t = 1/42$	75
Figure 5.4 Déplacement de la face externe du coussinet dans le plan médian pour phase de démarrage et en régime permanent $t = 1/42$	76
Figure 5.5 Déplacement de l'arbre dans le plan médian pour phase de démarrage et en régime permanent $t = 1/42$	77
Figure A.1 Point d'intégration dans un élément d'un volume de contrôle.....	81
Figure A.2 Détermination des positions de nœuds dans un élément hexaèdre.....	83

Listes des Tableaux

Tableau 3.1 Valeur de la pression maximale pour différents maillage.....	41
Tableau 3.2 Critère de convergence.....	41
Tableau 3.3 Caractéristiques géométriques du palier, caractéristiques du lubrifiant et conditions de fonctionnement de Fillom- Frêne.....	43
Tableau 3.4 Caractéristiques géométriques du palier, caractéristique du lubrifiant et conditions de fonctionnement.....	45
Tableau 3.5 Caractéristique mécanique du palier.....	46
Tableau 3.6 Conditions de fonctionnement dan la phase de démarrage.....	57
Tableau 4.1 Composition chimique du matériau des palies étudiés.....	63
Tableau 4.2 Caractéristiques thermiques pour les paliers étudiés.....	64
Tableau 4.3 Caractéristiques mécanique et thermique des matériaux.....	64
Tableau 4.4 Valeurs du déplacement pour différents maillages.....	66
Tableau 5.1 Résultats des calculs numériques dans le cas permanent (stationnaire) et le cas transitoire (Démarrage).....	73