



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique
Centre Universitaire Belhadj Bouchaib d'Ain-Temouchent

Institut de Technologie
Département de Génie Mécanique

Mémoire

Pour l'obtention du Diplôme de Master en Mécanique
Spécialité : Construction Mécanique

Etude de la Lubrification Hydrodynamique des Paliers de Bielle d'un Moteur à combustion interne

Présenté par : KHOUALEF TAYEB

Soutenu le 24 Septembre 2020

Devant le jury composé de :

Président	:	Dr Nehari Tayeb	Professeur au	CUBBAT
Examinatrice	:	Mme Bouafia Farida	Professeur au	CUBBAT
Encadrant	:	Dr Abdelhamid Bounif	Professeur au	CUBBAT

Année universitaire 2019 / 2020

REMERCIEMENTS

Mes remerciement tout d'abord mon grand seigneur ALLAH le tout puissant qui m'a donné le courage, la force, la volonté pour réaliser ce travail.

Tout d'abord, je tiens à remercier chaleureusement mon professeur, le Dr Abdelhamid Bounif, pour son aide et ses conseils inestimables, et pour sa grande présence tout au long de la préparation de mon mémoire.

Mes remerciements également à tous les enseignant qui ont participé a ma Formation

Mes remerciements aux membres du jury pour avoir accepté d'examiner ce travail

Mes remerciements à toutes les personnes proches et lointaines qui m'ont donné le courage de terminer ce travail

Résumé :

Ce présent travail porte sur l'étude du comportement en régime dynamique des paliers lisses d'un moteur à combustion interne (palier de tête de bielle ou de pied de bielle), en tenant compte de la zone inactive (zone de cavitation). Les paramètres de fonctionnement les plus importants d'un palier de longueur finie sont calculés et comparés avec ceux obtenues dans le cas d'un palier court. La résolution du problème de lubrification hydrodynamique en régime transitoire, s'effectue à l'aide de la méthode de mobilité de Booker, qui est une méthode rapide et précise.

Abstract :

This present work concerns the study of the behavior in dynamic mode of the smooth bearings of an internal combustion engine, by taking account of the inactive cavitations' zone. The most important parameters of operation of a finite bearing length are calculated and compared with those obtained in the case of a stage runs. The resolution of the problem of hydrodynamic lubrication in transitory mode, is carried out using the method of mobility of Booker, which is a fast and precise method.

ملخص :

يركز هذا العمل الحالي على دراسة السلوك في النظام الديناميكي للمحمل العادية لمحرك الاحتراق الداخلي (المحمل ذو النهاية الكبيرة أو المحمل الطرفي الصغير) ، مع مراعاة المنطقة غير النشطة (منطقة التجويف). يتم حساب ومقارنة أهم معلمات التشغيل للمحمل ذي الطول المحدد مع تلك التي تم الحصول عليها في حالة المحمل القصير. يتم حل مشكلة التزيت الهيدروديناميكي في الظروف العابرة باستخدام طريقة بوكير للتنقل ، وهي طريقة سريعة ودقيقة.

Table des matières

Table des matières

Notation

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale :	1
CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	2
1 INTRODUCTION A LA LUBRIFICATION	2
2 DIFFERENTS REGIMES DE LUBRIFICATION	4
2.1 La lubrification limite	6
2.2 La lubrification mixte	6
2.3 La lubrification hydrodynamique	6
2.4 La lubrification hydrodynamique non laminaire	7
3 LES PALIERS HYDRODYNAMIQUE.....	8
3.1 Introduction.....	8
3.2 Palier hydrodynamique	9
3.3 Les caractéristiques d'un palier hydrodynamique	9
3.4 Les principaux paramètres d'un palier hydrodynamique	9
3.5 Les types des paliers	10
3.5.1 Palier court.....	10
3.5.2 Palier infiniment long	10
3.5.3 Palier de longueur finie	10
4 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN PALIER	11
5 Paliers dans le moteur.....	13
5.1 Coussinets de ligne et coussinets de bielle dans le système rotatif	14
5.1.1 Les coussinets de bielle et la tige de bielle au vilebrequin.....	14
5.1.2 Les paliers du vilebrequin	15
5.1.3 Les forces axiales produites lors de l'actionnement de l'embrayage	16
6 CAVITATION DES PALIERS.....	16

6.1	Les bulles de cavitation	17
6.2	Description.....	18
6.2.1	Cavitation dans le dégagement :.....	18
6.2.2	Cavitation à la sortie de la rainure d'huile :.....	18
6.3	Causes possibles	19
	CHAPITRE 2 : ETUDE EXPERIMENTALE	21
1	INTRODUCTION.....	21
2	Formulation du problème	23
2.1	Equation de Reynolds en régime transitoire	23
2.2	Conditions limites de rupture du film	23
2.3	Equation géométrique du film	24
3	RESOLUTION DU PROBLEME.....	24
3.1	Méthode de mobilité pour un palier de longueur finie	25
3.2	Détermination des paramètres de fonctionnement	26
3.2.1	Trajectoire du centre de l'arbre dans le coussinet.....	26
3.2.2	Epaisseur minimale du film.....	27
3.2.3	Couple de frottement	27
3.2.4	Débit de fuite du palier	28
4	Algorithme de résolution.....	28
5	Résultats numériques	29
5.1	Palier de Tête de bielle	29
5.2	Palier de pied de bielle.....	33
5.3	Influence d'une variation de la viscosité dynamique	38
	CONCLUSION	41
	Conclusion générale :	43
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE	45

Notation

C	Jeu radial du palier
C_a, C_c	Couples de frottement sur l'arbre et le coussinet
D	Diamètre moyen du palier
e	Excentricité du palier
$F(t)$	Charge dynamique appliquée au palier
h	Epaisseur du film
h_s	Epaisseur du film à la sortie de la zone active
H	Epaisseur du film sans dimension (h/C)
L	Longueur du palier
L_2	Rayon de manivelle
L_3	Entre-axe de la bielle
M	Facteur de mobilité
M_ε, M_ϕ	Composantes du vecteur mobilité
O_a	Centre de l'arbre
O_c	Centre du coussinet
$O_c X_0 Y_0$	Système d'axes fixe lié à la bielle
$O xyz$	Système d'axes lié à la ligne des centres
P	Pression hydrodynamique dans le film
\bar{P}	Pression sans dimensions
Q	Débit axial
R	Rayon moyen du palier
R_a	Rayon de l'arbre
R_c	Rayon du coussinet

t	Temps
$W(t)$	Charge hydrodynamique supportée par le palier
$x=R.\theta$	Coordonnée dans le sens de rotation
y	Coordonnée dans le sens de la Hauteur du film
z	Coordonnée dans la direction axiale
α	Direction de mobilité
Δt	Pas du temps
$\varepsilon = e/C$	Excentricité relative du palier
ϕ	Angle de calage
θ	Coordonnée circonférentielle dans le système Oxyz
θ_2	Angle de rotation du vilebrequin
θ_e, θ_s	Coordonnées circonférentielles de l'entrée et de la sortie de la zone active du contact
μ	Viscosité dynamique du lubrifiant
ψ	Angle que fait la charge F avec l'axe $O_c X$
ϖ	Vitesse angulaire moyenne de l'arbre et du coussinet
ω_a, ω_c	Vitesses de rotation de l'arbre et du coussinet rapportées à $O_c X_0 Y_0$
ω_v	Vitesse de rotation du vilebrequin
ψ	Vitesse angulaire de la charge
ϕ	Vitesse angulaire de l'angle de calage
ε	Vitesse d'écrasement

Liste des figures

Chapitre 1

Figure 1 : Schéma d'un contact lubrifié	3
Figure 2 : Courbe de Stribeck.....	5
Figure 3 : Palier lisse pour coussinet.....	8
Figure 4 : Caractéristiques de fonctionnement du palier hydrodynamique	9
Figure 5 : Schématisation d'un palier lisse	12
Figure 6 : Section droite du palier	12
Figure 7 : Paliers dans le moteur	13
Figure 8 : Les coussinets de bielle relient la tige de bielle au vilebrequin.....	14
Figure 9 : Palier de tête de bielle et de pied de bielle	15
Figure 10 : Forces axiales absorbées lors de l'actionnement de l'embrayage.....	16
Figure 11 : Les bulles de cavitation.....	17
Figure 12 : Coquille de coussinet de bielle et de ligne supérieures.....	18
Figure 13 : Coussinet de bielle usé	19

Liste des figures

Chapitre 2

Figure 1 : Diagramme de charge (Tête de bielle).....	30
Figure 2 : Trajectoire du centre de l'arbre dans le coussinet	31
Figure 3 : Variation de l'épaisseur minimale du film avec l'angle du vilebrequin.....	32
Figure 4 : Variation des couples de frottement avec l'angle du vilebrequin (palier plein).....	33
Figure 5 : Variation du débit de fuite avec l'angle du vilebrequin(palier plien).....	33
Figure 6 : Diagramme de charge (pied de bielle).....	34
Figure 7 : Trajectoire du centre de l'arbre dans le coussinet	35
Figure 8 : Variation de l'épaisseur minimale du film avec l'angle du vilebrequin.....	36
Figure 9 : Variation des couples de frottement avec l'angle du vilebrequin (palier plein).....	37
Figure 10 : Variation du débit de fuite avec l'angle du vilebrequin.....	38
Figure 11 : Variation de l'épaisseur minimale du film avec la viscosité dynamique	39
Figure 12 : Variation du débit et des couples de frottement (palier plein) avec la viscosité..... dynamique.....	40

Liste des tableaux

Tableau 1 : Valeurs des paramètres du moteur 4 cylindres Mitsubishi.....	32
--	----

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale :

La tribologie couvre l'étude de la lubrification, du frottement, de l'usure et du contact mécanique. Elle contribue à comprendre les interactions entre surfaces en contact et suggérer des solutions aux problèmes fondamentaux. Le système hydrodynamique le plus simple est constitué de deux surfaces planes non parallèles, utilisé dans les paliers de butées. Il est appelé plan incliné ou blochet. Les paliers fréquemment utilisés sont constitués d'un arbre tournant dans un alésage en présence d'un film lubrifiant. Ce type de palier correspond à la meilleure solution technologique existant actuellement, on les trouve sur la plupart des mécanismes tournants industriels (les moteurs thermiques, les turbomachines, les alternateurs, les compresseurs, les réducteurs, etc....). L'arbre d'une machine tournante est un élément très important dont le rôle est de transmettre de la puissance. Il est souvent de technologie très compliquée, il est très souvent supporté par des paliers lisses qui ne sont pas des éléments passifs mais qui contribuent au bon fonctionnement et la stabilité de la machine.

L'extension des applications tribologiques, traditionnellement des machines industrielles aux récentes applications en micro fabrication, a démontré son importance et l'intérêt accordé à ce domaine. L'introduction d'une série de techniques de nano/micro technologies (micro-fraisage, micro-contrôle, micro-usinage laser, micro-injection.) a contribué à la réapparition d'applications tribologiques au niveau nano/microscopique. Grâce à ces nouvelles techniques, il est maintenant possible de produire des microstructures sur les surfaces d'un palier permettant ainsi d'améliorer ces performances globales comprenant la réduction du frottement, l'amélioration de la fiabilité, l'augmentation des conditions sévères de travail et de la capacité de charge ainsi que la réduction de la consommation d'énergie.

Dans le présent travail, un palier lisse circulaire lubrifier hydrodynamiquement et travaillant en régime stationnaire établi est étudié. Les surfaces de contact du palier comportent des textures tridimensionnelles sous forme de demi calottes. La texturation des surfaces du palier est supposée améliorer la lubrification dans la région du contact hydrodynamique, et réduire ainsi le frottement tout en augmentant la capacité de charge.

Chapitre 1

CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Une partie importante de la recherche est concentrée aujourd'hui sur la nécessité d'économiser de l'énergie en termes de consommation ou de ressources. Ceci nécessite, pour de nombreux mécanismes de diminuer les frottements et de réduire l'usure.

Le rendement des machines sera meilleur et les pertes d'énergie seront minimales.

Ces pertes d'énergie sont liées, généralement aux problèmes de la lubrification et particulièrement à la lubrification hydrodynamique.

La majorité des mécanismes de machines tournantes dont le rotor est souvent supporté par des paliers lisses hydrodynamiques, sont des éléments très actifs qui contribuent à la bonne marche et la stabilité de la machine.

1 INTRODUCTION A LA LUBRIFICATION

La lubrification hydrodynamique est un domaine important de la tribologie, c'est l'étude des contacts dans lesquels un film de fluide sépare les surfaces en présence.

Dans le cas où le film de fluide sépare totalement les surfaces, les aspérités et les défauts de forme ont des dimensions inférieures à l'épaisseur du film.

Dans tous les mécanismes étudiés, le problème peut se schématiser de la façon suivante (Figure 1) :

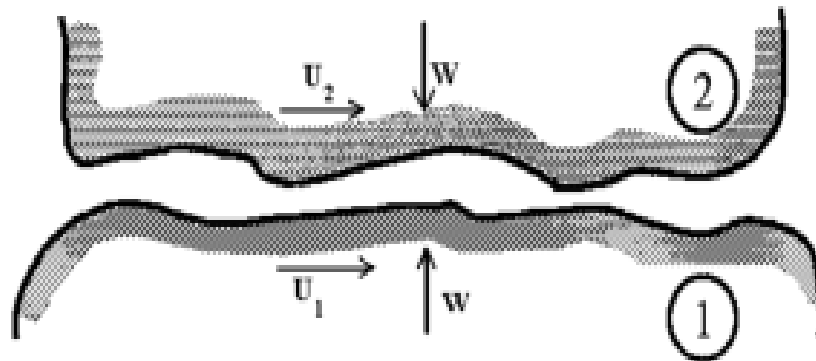


Figure 1 : Schéma d'un contact lubrifié [1]

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

- la charge W que peut supporter le contact.
- la force F ou le couple de frottement C .
- le débit Q du fluide dans le mécanisme.
- la puissance P dissipée dans le contact.

Ainsi il faut déterminer le champ de pression et le champ de vitesse dans le fluide. Par ailleurs, l'intégration des contraintes de cisaillement aux surfaces du contact donnera la force ou le couple de frottement.

La pression peut être créée par une pompe extérieure au contact c'est l'hydrostatique : c'est le cas par exemple de certains paliers et des glissières de certaines machines outils.

La pression peut être créée par le déplacement relatif des surfaces, c'est l'hydrodynamique cela concerne les butées, les paliers fluides, les garnitures mécaniques....

2 DIFFERENTS REGIMES 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. [3]

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 2. 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 [1]. La zone 1 présente la lubrification limite, la zone 2 expose la lubrification mixte, pour la zone 3 montre la lubrification hydrodynamique et pour la zone 4 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.

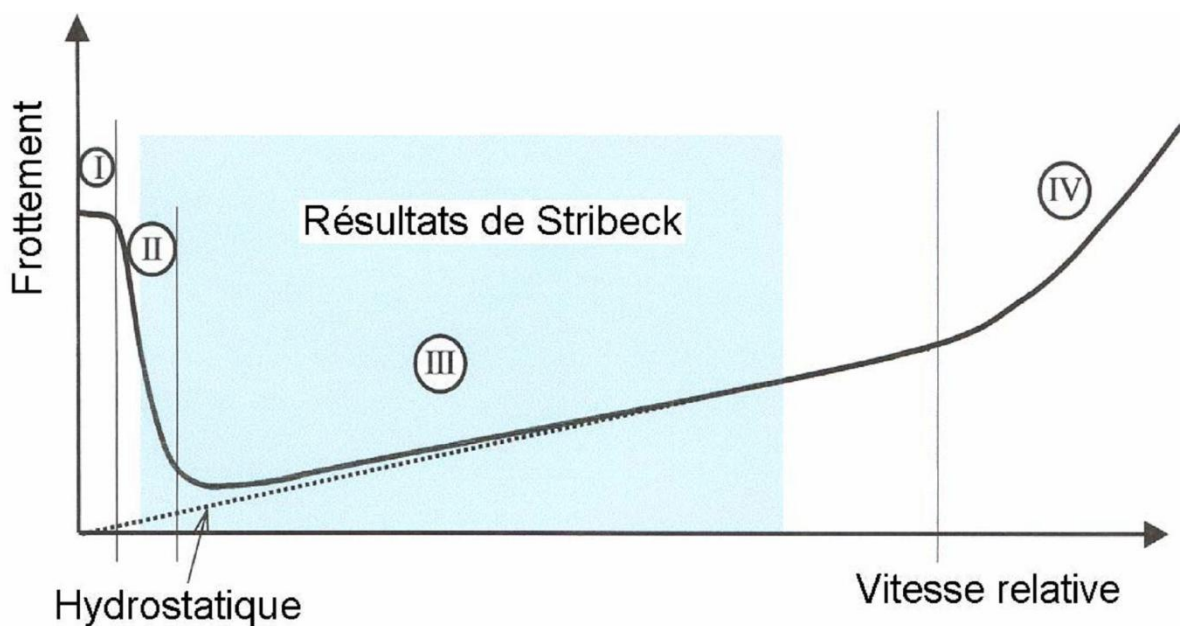


Figure 2 : Courbe de Stribeck [3]

2.1 La lubrification limite

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 1 de la courbe Stribeck est assuré par des molécules d'huile polaire qui « s'accrochent » aux surfaces. [1]

2.2 La lubrification mixte

Il est intermédiaire entre le régime limite et les régimes de lubrifiant fluide: hydrodynamique ou élastohydrodynamique. Qui correspond à la zone 3 de la courbe de Stribeck il existe chaque fois qu'un film visqueux mince s'établit entre les surfaces dont l'épaisseur est insuffisante pour séparer totalement les aspérités les plus proéminentes; un certain nombre de contacts directs métal-métal se produisent alors, ce qui entraîne une augmentation du frottement, des températures de contact et de l'usure adhésive.

2.3 La lubrification hydrodynamique

La zone 3 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].

2.4 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 [2].

3 LES PALIERS HYDRODYNAMIQUE

3.1 Introduction

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés ; les plus simples sont constitués d'un arbre cylindrique tournant à l'intérieur d'un alésage en présence de lubrifiant. Sur certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, etc ... [1]

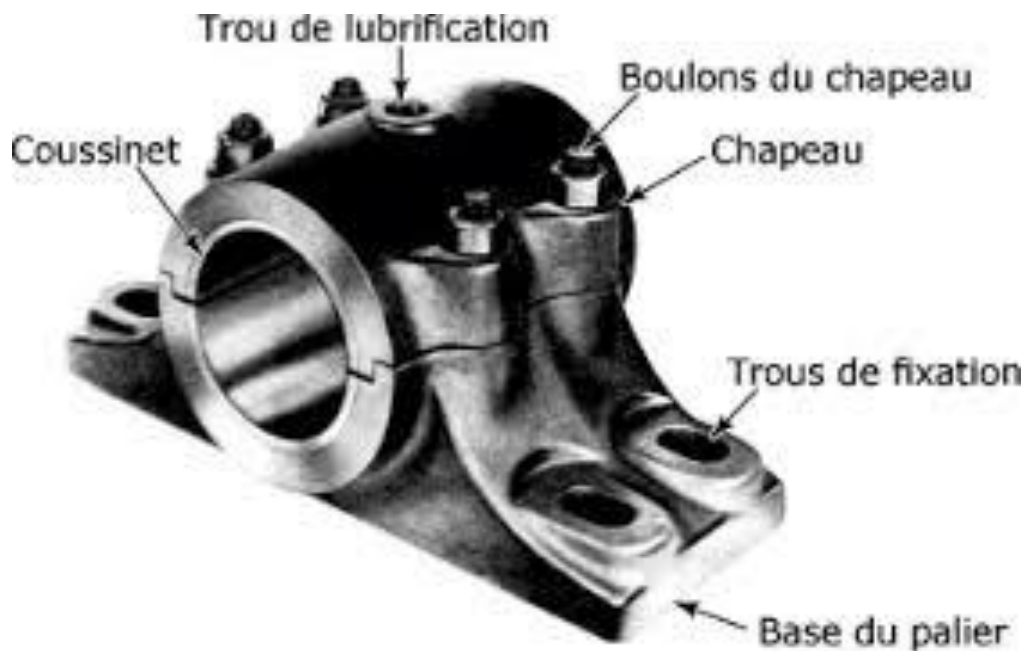


Figure 3 : Palier lisse pour coussinet

3.2 Palier hydrodynamique

Un palier hydrodynamique est constitué de deux éléments, l'arbre généralement en acier de rayon R_a et le coussinet en bronze ou en acier réglé de rayon intérieur R_c et de longueur L .

3.3 Les caractéristiques d'un palier hydrodynamique

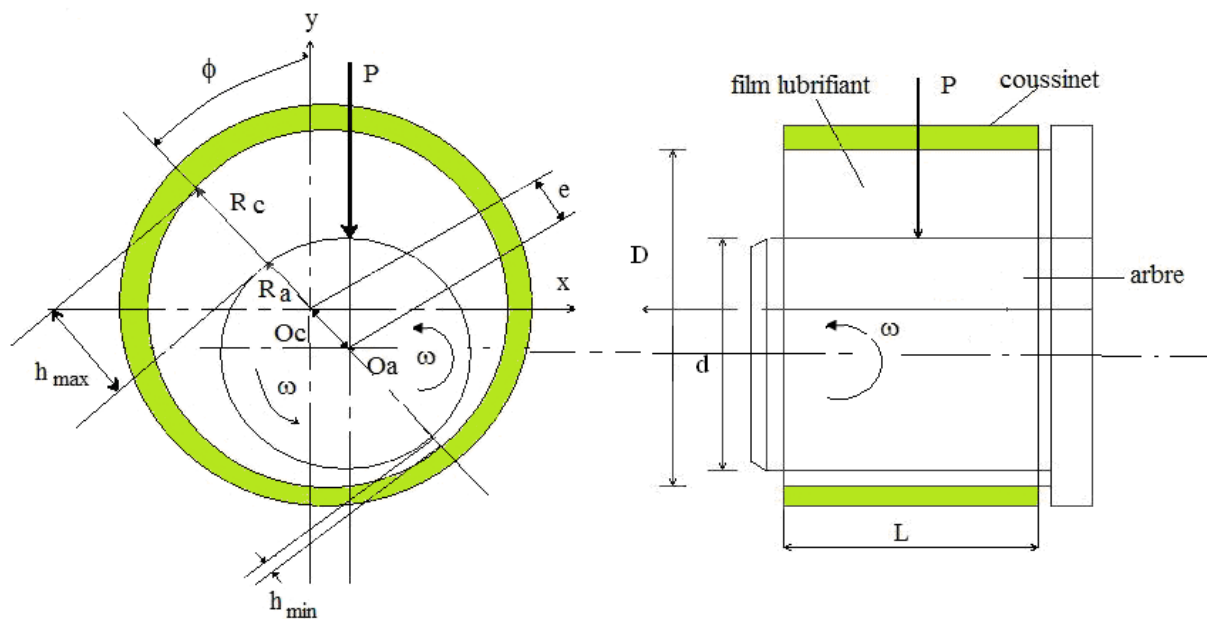


Figure 4 : Caractéristiques de fonctionnement du palier hydrodynamique

3.4 Les principaux paramètres d'un palier hydrodynamique

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

- les paramètres géométriques : Diamètre D et d , longueur L , jeu radial C .
- Les paramètres cinématiques: vitesse de rotation ω , charge P , angle de calage Φ , excentricité, l'épaisseur du film h
- Les paramètres dynamiques: charge variable, mode de rotation (continu ou alternatif, vibration) (... etc.)
- Les paramètres caractéristiques de lubrifiant : viscosité dynamique, masse volumique, chaleur spécifique.

3.5 Les types des paliers

Selon leurs diamètres les paliers lisses cylindriques sont divisés en trois types :

les paliers courts, infiniment longs et les paliers de longueur finie [4].

3.5.1 Palier court

Un palier est dit court lorsque le rapport (L/D) de la longueur au diamètre du palier est faible, de $L/D < 0,125$. Dans ce type de palier, on pose l'hypothèse d'un gradient de pression circonférentiel négligeable, ce qui simplifie considérablement les calculs.

3.5.2 Palier infiniment long

Lorsque le rapport L/D de la longueur au diamètre de palier est grand, on peut négliger le débit axial. L'écoulement est donc purement circonférentiel. En pratique, ce calcul s'applique aux paliers tels que $L/D > 4$.

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

3.5.3 Palier de longueur finie

Dans le cas où le rapport L/D est compris entre 0.125 et 4, le palier est considéré de longueur finie.

Les deux types de palier précédent constituent les configurations extrêmes, l'infiniment long et l'infiniment court le palier de longueur finie donne une configuration réelle du palier. Les résultats obtenus par ce type de palier sont plus réels que ceux des deux types précédents, car dans ce type de palier on ne tient pas compte des hypothèses simplificatrices précédentes.

4 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN PALIER

Un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs: le jeu radial $C = R_c - R_a$, le rapport C/R (ou jeu relatif de l'ordre de 10^{-3}) et le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier.

La figure 5 présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route d'un palier sous charge. Les points O_a et O_c représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet et W désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre.

A l'arrêt : (fig. 5a), l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance $O_c O_a$ est égale au jeu radial C .

Au démarrage : (fig. 5b), l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

Position stabilisée : (fig. 5c), Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge. Pour une vitesse de rotation stable, et une charge W constante, le centre de l'arbre O_a occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet. Si le torseur des forces extérieures se réduit à une force unique W_r qui agit dans le plan de la section médiane du palier, les axes de l'arbre et du coussinet sont parallèles.

Deux paramètres sont alors nécessaires pour positionner O_a par rapport à O_c . On utilise habituellement la distance $O_c O_a$ appelée excentricité e et l'angle que fait la direction de la charge W_r avec la ligne des centres $O_c O_a$ appelé angle de calage ϕ .

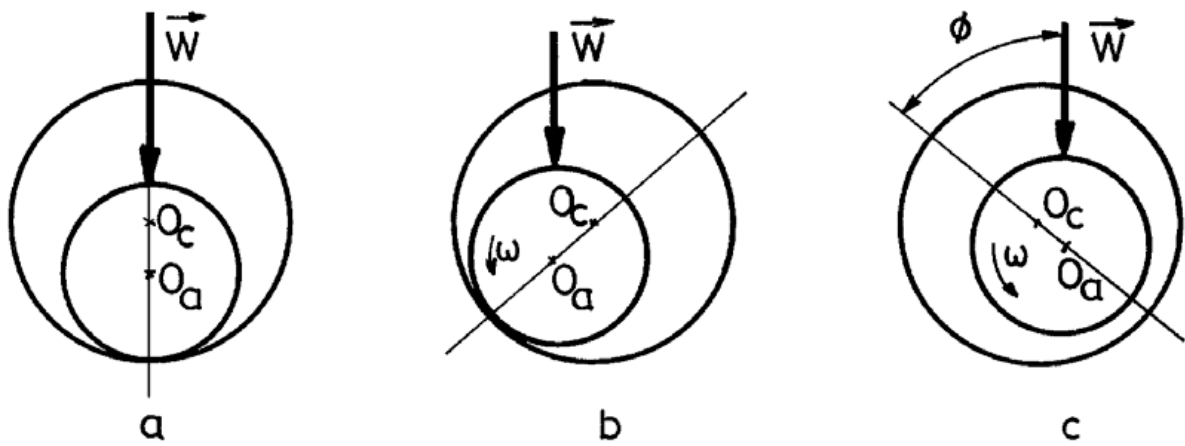


Figure 5 : Schématisation d'un palier lisse [1]

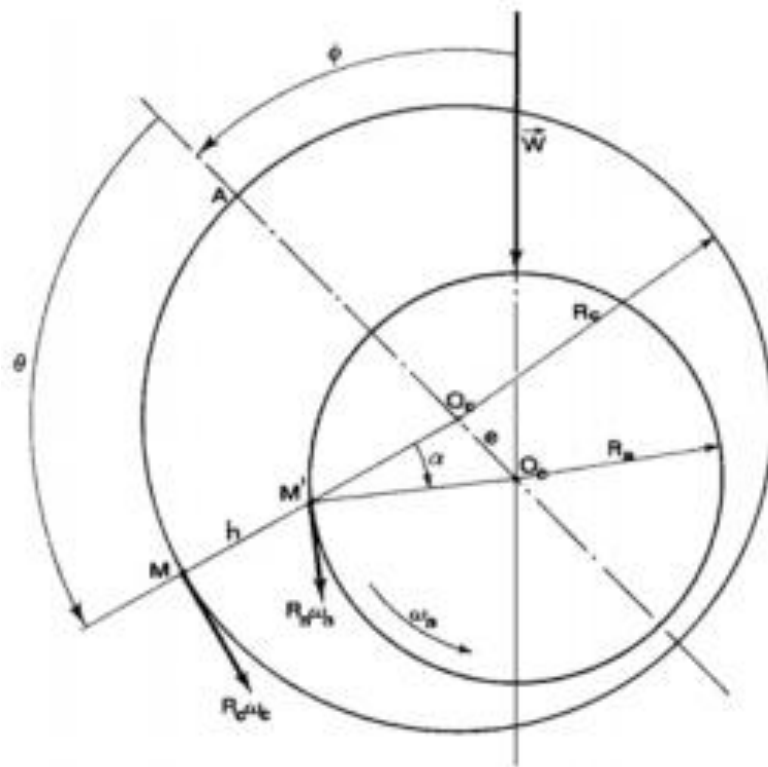


Figure 6 : Section droite du palier [1]

5 PALIERS DANS LE MOTEUR

Les paliers d'un moteur sont illustrés par le moteur six cylindres représenté. Il comporte sept coussinets de ligne, dont un est un palier axial. Les coussinets de bielle, un par cylindre, se situent respectivement entre les coussinets de ligne.

Les autres paliers, tels que les bagues d'arbre à cames, les bagues de bielle et les coussinets pour arbres compensateurs ne sont généralement pas réalisés avec des demi coquilles de coussinet, mais avec des bagues de coussinet.

Cette brochure est principalement axée sur les demi coquilles de coussinet utilisées dans le système rotatif comme paliers de tige de bielle et de vilebrequin. [5]



Figure 7 : Paliers dans le moteur [5]

5.1 Coussinets de ligne et coussinets de bielle dans le système rotatif

5.1.1 Les coussinets de bielle et la tige de bielle au vilebrequin.

On distingue les coquilles de coussinet côté tige et côté chapeau, les coquilles de coussinet côté tige étant nettement plus sollicitées que celles côté chapeau. Par leur intermédiaire, la force d'allumage produite par la combustion est transmise au vilebrequin. Sur les moteurs à essence, la coquille de coussinet côté chapeau est elle aussi fortement sollicitée en raison des forces d'inertie élevées dues aux nombres de tours plus élevés que sur un moteur diesel. Les coussinets de bielle sont alimentés en huile depuis le coussinet de ligne, par le vilebrequin, au travers d'alésages. Figure 8



Figure 8 : Les coussinets de bielle relient la tige de bielle au vilebrequin [5]

5.1.2 Les paliers du vilebrequin

Les paliers du vilebrequin sont des coussinets de ligne. Là aussi, le coussinet se compose d'une coquille de coussinet supérieure et d'une coquille de coussinet inférieure. Sur les coussinets de ligne, la coquille de coussinet inférieure est plus fortement sollicitée car elle absorbe les forces d'allumage.

Les forces transmises au vilebrequin par une bielle sont absorbées par plusieurs coussinets de ligne, ceux-ci étant par conséquent moins sollicités que les coquilles de coussinet de bielle côté tige.

La coquille de coussinet de ligne supérieure comporte une gorge de lubrification qui amène l'huile aux coussinets de bielle au travers d'alésages dans le vilebrequin.



Figure 9 : Palier de tête de bielle et de pied de bielle [5]

5.1.3 Les forces axiales produites lors de l'actionnement de l'embrayage

Afin que les forces axiales produites par exemple lors de l'actionnement de l'embrayage puissent également être absorbées, des rondelles de guidage ou des coussinets composites sont utilisés comme paliers axiaux. [5]



Figure 10 : Forces axiales absorbées lors de l'actionnement de l'embrayage

6 CAVITATION DES PALIERS

La cavitation est causée par le passage du lubrifiant à travers l'interstice du coussinet.

La pression de vapeur de l'huile utilisée joue à cet égard un rôle déterminant.

Au sens strict, la cavitation n'est que le processus physique de production de bulles de vapeur dans un liquide qui, en tant que tel, n'occasionne pas de dommage au coussinet.

C'est l'érosion par cavitation qui décrit le dommage correspondant, c'est à dire une érosion de la matière typique due à l'implosion des bulles de vapeur dans des zones situées sous la pression de vapeur (cavitation \leftrightarrow érosion par cavitation).

Dans certains cas, en dépit de leurs modes d'apparition différents, il est difficile de distinguer la cavitation, l'érosion et la corrosion.

Des formes transitoires complexes, comme l'érosion par cavitation ou la corrosion par érosion sont également fréquentes.

Ceci s'explique par le fait que la cavitation et l'érosion agressent les couches anticorrosives et les activent chimiquement, ce qui peut entraîner une corrosion. [5]

6.1 Les bulles de cavitation

Si la pression de vapeur de l'huile utilisée n'est pas atteinte, il se forme des bulles de gaz et de vapeur qui sont emportées par l'écoulement. Ceci est appelé **cavitation**.

Lorsque la pression statique augmente à nouveau, les bulles implosent et il se produit de forts coups de bélier appelés microjets de même que des températures élevées. Les coups de bélier entraînent des d'arrachements et une érosion de la matière, l'érosion par cavitation.

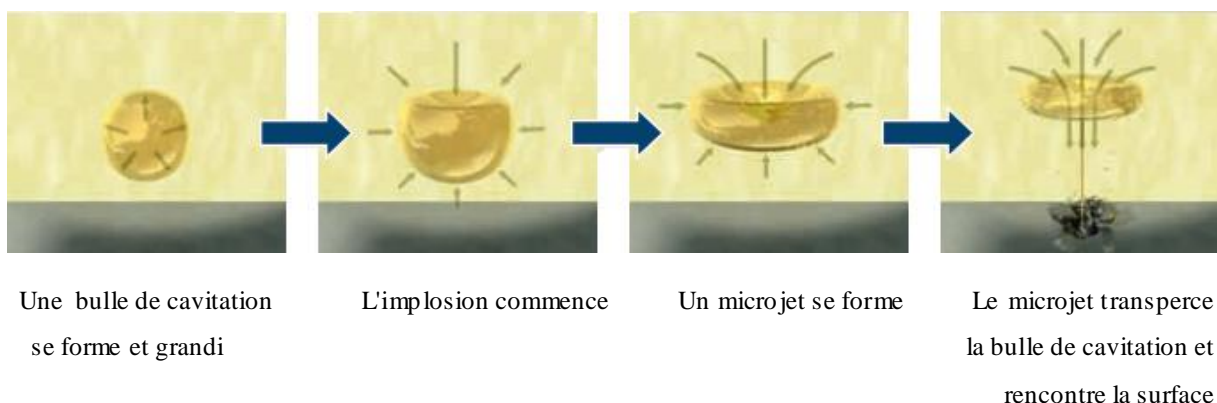


Figure 11 : Les bulles de cavitation [5]

6.2 Description

6.2.1 Cavitation dans le dégagement :

Arrachement ponctuel ou en forme de champignon dans le dégagement en direction de la surface de séparation, zone nettement rugueuse et mate

6.2.2 Cavitation à la sortie de la rainure d'huile :

Arrachement en forme de champignon à la sortie de la rainure d'huile, zone rugueuse et mate

La cavitation peut également se produire ailleurs sur le coussinet, par exemple au sommet. Ces formes sont toutefois beaucoup plus difficiles à différencier de l'érosion et de la corrosion.

Il n'y a généralement pas d'arrachements de matière comme avec les formes ci dessus, mais des zones rendues légèrement rugueuses qui peuvent être dues tant à l'érosion qu'à la corrosion.



Figure 12 : Coquille de coussinet de bielle et de ligne supérieures en matériau composite acier-aluminium [5]

la cavitation qui se produit essentiellement pour des coussinets supportant de fortes charges ou soumis à des vitesses élevées. Ce mode de défaillance est notamment lié aux fluctuations intenses de la pression. Parmi les causes qui conduisent à l'apparition de ce type de dégradation, on peut aussi énumérer un arrêt brusque de la lubrification et une discontinuité d'écoulement

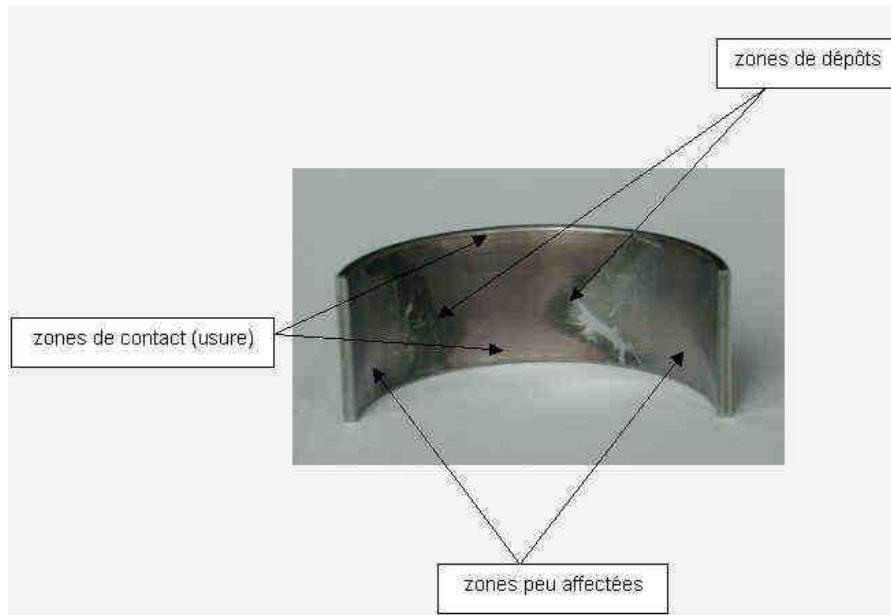


Figure 13 : Coussinet de bielle usé

6.3 Causes possibles

Les températures ou les éléments à bas point d'ébullition peuvent favoriser la cavitation.

- Éléments présents dans l'huile : eau, carburant, résidus d'érosion et crasse
- Pression d'huile trop basse : pertes de pression imprévues (par exemple avec une pompe à huile défectueuse) ou pression réglée sur une valeur trop basse
- Pression de vapeur de l'huile utilisée trop basse
- Augmentation de température dans le coussinet (par exemple en cas de manque d'huile)
- Les huiles à basse viscosité augmentent le risque de cavitation

- Les couches creuses/inclusions (par exemple dépôts de calamine) au dos du coussinet peuvent entraîner des vibrations de la coquille de coussinet et occasionner ainsi une cavitation

Cavitation par vibrations ou aspiration :

- l'interstice de lubrification est trop grand, d'où une baisse de la pression hydrodynamique dans l'interstice du coussinet

- Vibrations du vilebrequin : le mouvement du maneton provoque unilatéralement une baisse de la pression par effet d'aspiration

- Vibrations de l'alésage du logement (généralement à l'œil de bielle) suite à la déformation ou la flexion la pression diminue dans le film d'huile
Cavitation par écoulement :

- des ruptures des surfaces (orifices d'huile, rainures d'huile) et des dériviations du flux d'huile peuvent entraîner une baisse de la pression

Chapitre 2

1 INTRODUCTION

Vu le prodigieux développement de l'automobile, durant ces dernière décennies, la quasi totalité des études faites en lubrification, aient eu pour champ d'application, les moteurs thermiques et notamment les paliers de bielle (paliers de tête de bielle et palier de pied de bielle) dont la sollicitation est importante.

Dans la présente étude, nous avons analysé le comportement d'un palier lisse alimenté par une rainure axiale fictive située sur la ligne des centres à l'épaisseur maximale (la position la moins chargé du palier), travaillant en régime d'écoulement laminaire, sous charge transitoire (charge variable dans le temps en module et en direction) en utilisant la théorie isotherme.

Ces types de paliers sont rencontrés dans les paliers de bielle (paliers de tête et de pied de bielle) des moteurs thermiques. Nous nous intéressons surtout aux paliers de dimensions finies, mais dans ce cas où le rapport de la longueur au diamètre du palier (L/D) est faible, il serait intéressant de comparer les résultats trouvés avec ceux d'un palier court (un cas particulier du palier de longueur finie, où le gradient de pression circonférentiel est négligé).

La modélisation du problème de la lubrification hydrodynamique en régime transitoire, nous conduit, à une équation aux dérivées partielles, dite "Equation de Reynolds" [1], qui régit l'écoulement du fluide dans le contact, et à une équation géométrique qui définit la géométrie de ce contact. L'équation de Reynolds est intégrée numériquement à l'aide de la méthode des différences finies associée à une méthode itérative du à la prise en considération des conditions limites de Reynolds (ou de Swift et Stieber) [1]. De toutes les méthodes proposées, celle de Booker [2] associé à une méthode itérative, paraît la mieux adaptée à ce type de problème.

Un code de calcul a été élaboré, permettant ainsi le calcul des paramètres les plus importants caractérisant le fonctionnement d'un palier lisse travaillant en régime dynamique (la trajectoire du centre de l'arbre dans le coussinet, l'épaisseur minimale du film lubrifiant dans le contact, les couples de frottements sur l'arbre et le coussinet et le débit axial du fluide sortant du palier). La détermination de l'épaisseur minimale du film fluide séparant les deux surfaces en contact permet d'évaluer les risques de grippage, surtout dans les paliers de pied de bielle.

L'effet d'une variation de la viscosité dynamique du lubrifiant sur les caractéristiques du palier est étudié.

2 Formulation du problème

L'étude du comportement hydrodynamique d'un contact lubrifié par un fluide Newtonien, consiste en la résolution de l'équation de l'hydrodynamique des films minces visqueux (Equation de Reynolds) qui 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.

2.1 Equation de Reynolds en régime transitoire

Cette équation traduit la loi de conservation du débit dans le contact. Elle est déduite des équations de Navier-Stokes [1]. En coordonnées cartésiennes où l'épaisseur du film h est mesurée selon y , l'équation de Reynolds s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 12 \cdot \mu \cdot \frac{L \cdot D}{F \cdot (C/R)^2} \cdot [(\phi - \varpi) \cdot \varepsilon \cdot \sin \theta + \varepsilon \cdot \cos \theta] \quad (1)$$

Avec :

$$\theta = x/R, H = h/C, Z = z/L, \varpi = (\varpi_a + \varpi_c)/2 - \psi \text{ et } P = p \cdot (L \cdot D/F)$$

2.2 Conditions limites de rupture du film

La résolution de l'équation (1) nécessite des conditions limites sur la pression. Ces conditions, dites conditions de Reynolds, sont généralement utilisées dans le cas des paliers hydrodynamiques. En prenant la pression atmosphérique comme référence, elles s'écrivent:

Suivant Oz :

$$\bar{P}(\theta_s, Z = \pm 1/2, t) = 0$$

Suivant θR :

$$\bar{P}(\theta_s = 0, Z, t) = \bar{P}(\theta_s = 2\pi, Z, t) \quad (2)$$

Sur la frontière du film :

$$\bar{P}(\theta_s, Z, t) = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial \bar{P}(\theta_s, Z, t)}{\partial \theta} = 0$$

$$\bar{P}(\theta_s, Z, t) = 0 \quad \text{si} \quad \theta_s \langle \theta \langle 2\pi$$

Où θ_s est la coordonnée circonférentielle indiquant la sortie de la zone active.

2.3 Equation géométrique du film

La relation géométrique entre l'épaisseur du film fluide h et la position de l'arbre qui est définie par l'excentricité relative ε à chaque instant, s'écrit pour un palier parfaitement aligné :

$$h(\theta, t) = C \cdot (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) \quad (3)$$

3 RESOLUTION DU PROBLEME

De toutes les méthodes proposées pour la résolution du problème de la lubrification hydrodynamique des paliers travaillant en régime transitoire, celle de Booker [3] paraît la mieux adaptée.

3.1 Méthode de mobilité pour un palier de longueur finie

Le second membre de l'équation (1) fait apparaître les deux inconnues du problème: ε et ϕ . La solution classique est de donner deux valeurs arbitraires à ε et à ϕ et d'utiliser une méthode itérative sur ces deux vitesses jusqu'à ce que la charge hydrodynamique $W(t)$ calculée soit égale et opposée à la charge appliquée $F(t)$. Les calculs numériques étant très importants, Booker propose d'exprimer les deux vitesses ε et ϕ suivant deux fonctions M_ε et M_ϕ telles que :

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{F \cdot (C/R)^2}{\mu \cdot L \cdot D} \cdot M_\varepsilon \quad \text{et} \\ \varepsilon(\phi - \varpi) &= \frac{F \cdot (C/R)^2}{\mu \cdot L \cdot D} \cdot M_\phi\end{aligned}\quad (4)$$

Ces deux fonctions définies comme les composantes d'un vecteur \vec{M} appelé vecteur de mobilité, peuvent s'écrire :

$$M_\varepsilon = +M \cdot \cos \alpha \quad \text{et} \quad M_\phi = -M \cdot \sin \alpha \quad (5)$$

Avec α l'angle entre le vecteur de mobilité et la direction d'excentricité $O_c\varepsilon$.

En considérant les relations (4) et (5), puis en posant $P = \bar{P} \cdot M$, l'équation de Reynolds modifiée (1) se met sous la forme :

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial Z} \right) \\ = 12 \cdot \cos(\theta + \alpha)\end{aligned}\quad (6)$$

On remarque que le second membre de l'équation (6) ne fait intervenir qu'une seule inconnue, qui est la direction de mobilité α , ce qui simplifié sa résolution.

La direction de mobilité α est inconnue au départ. Le calcul du champ de pression dans le film nécessite le calcul, par une méthode itérative, de l'angle α qui est déterminé à chaque itération par une méthode numérique d'interpolation. Les composantes de la charge hydrodynamique du film sont alors déterminées, elles s'écrivent :

$$\begin{aligned}\overline{W}_\varepsilon &= \int_{-1/2}^{+1/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} p(\theta, Z) \cdot \cos \theta \cdot d\theta \cdot dZ \\ \overline{W}_\phi &= \int_{-1/2}^{+1/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} p(\theta, Z) \cdot \sin \theta \cdot d\theta \cdot dZ\end{aligned}\quad (7)$$

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

$$M = \frac{2}{\sqrt{\overline{W}_\varepsilon^2 + \overline{W}_\phi^2}} \quad \text{et} \quad \phi = \text{Artg} \left[\frac{\overline{W}_\phi}{\overline{W}_\varepsilon} \right] \quad (8)$$

3.2 Détermination des paramètres de fonctionnement

3.2.1 Trajectoire du centre de l'arbre dans le coussinet

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

$$\frac{d\vec{\varepsilon}}{dt} = \frac{F \cdot (C/R)^2}{\mu \cdot L \cdot D} \cdot \vec{M} + \vec{\omega} \wedge \vec{\varepsilon} \quad (9)$$

Avec : $\vec{\omega} = \frac{\vec{\omega}_a - \vec{\omega}_c}{2}$ la vitesse angulaire moyenne de l'arbre et du coussinet

3.2.2 Epaisseur minimale du film

Elle correspond à la position angulaire $\theta = \pi$, elle s'écrit :

$$h_{min} = C \cdot (1 - \varepsilon) \quad (10)$$

3.2.3 Couple de frottement

Le couple de frottement réel peut être écrit de cette façon :

$$C = C_p + C_g^{\theta_e \cdot \theta_s} + C_{ina} \quad (11)$$

Où :

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

du au gradient de pression

$$C_g^{\theta_e \cdot \theta_s} = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\theta_e}^{\theta_s} R^2 \cdot \frac{(U_a - U_c)}{h} \cdot \mu \cdot d\theta \cdot dZ \quad (12)$$

du au glissement des surfaces

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

dans la zone inactive

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

3.2.4 Débit de fuite du palier

Le débit de fuite, aux extrémitée du palier, s'écrit :

$$Q = -\frac{R}{6 \cdot \mu} \cdot \int_0^{2\pi} h^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial Z}(Z = L/2) \cdot d\theta \quad (13)$$

Cette intégrale, dans le cas du palier de longueur finie, ne peut être calculée que par une méthode numérique.

4 Algorithme de résolution

Les calculs ont été effectués dans le cas du palier de longueur finie et celui du palier court [1] (en posant $\partial P / \partial \theta = 0$ dans l'équation de Reynolds, celle-ci peut être intégrée analytiquement), à chaque instant $t = t + \Delta t$, pour une charge dynamique $F(t)$ donnée. Le champ de pression dans le film fluide a été déterminé, à partir de l'équation de Reynolds en utilisant la méthode des différences finies. L'emploi des conditions aux limites de Reynolds oblige l'utilisation de la méthode itérative de Gauss-Seidel avec coefficient de

Sur relaxation pour résoudre le système d'équations linéaires associé à l'équation de Reynolds. L'intégration du champ de pression donne la charge supportée par le palier $W(t)$ et son orientation ϕ pour une direction de mobilité donnée α . Les paramètres de fonctionnement sont ensuite calculés.

5 Résultats numériques

Les résultats obtenus dans le cas du palier de bielle de longueur finie sont comparés avec ceux d'un palier court. Le système bielle-manivelle du moteur à essence, quatre cylindres Mitsubishi, qui a fait l'objet d'étude par Hiruma et Furuhami [4], est pris comme exemple. Les paramètres de ce moteur sont portés dans le Tableau 1.

Le diagramme de charge appliqué au palier de tête de bielle est donné par la figure 1. Le diagramme de charge appliqué au palier de pied de bielle est déterminé par nous même, en considérant d'un côté, l'inertie de la bielle et en ayant de l'autre côté, le diagramme de charge appliqué au palier de tête de bielle. Pour ceci, nous avons supposé la masse de la bielle égale à 1.0 kg et la position du centre d'inertie de la bielle à 2/3 de sa longueur, à partir de l'axe du piston.

5.1 Palier de Tête de bielle

Les résultats (Fig. 2, 3, 4 et 5) obtenus pour le palier de tête de bielle de longueur finie sont en bon accord avec ceux obtenus en utilisant l'hypothèse simplificatrice du palier court.

Pour le rapport de la longueur au diamètre du palier $L/D = 0.42$, on constate que :

- Les trajectoires du centre de l'arbre dans le coussinet (Fig. 2), dans les deux cas, ont la même allure et sont très proches. Puisque l'hypothèse du palier court consiste à négliger le gradient de pression circonférentiel ($\partial P/\partial \theta$), l'épaisseur minimale du film lubrifiant (Fig. 3), obtenue pour un palier court est supérieure à celle du palier de longueur finie, il en résulte une portance plus élevée.
- Le couple de frottement (Fig. 4) pour le palier court est inférieur à celui de longueur finie, ceci est dû pratiquement à l'épaisseur du film plus élevée et au gradient de pression circonférentiel négligé.

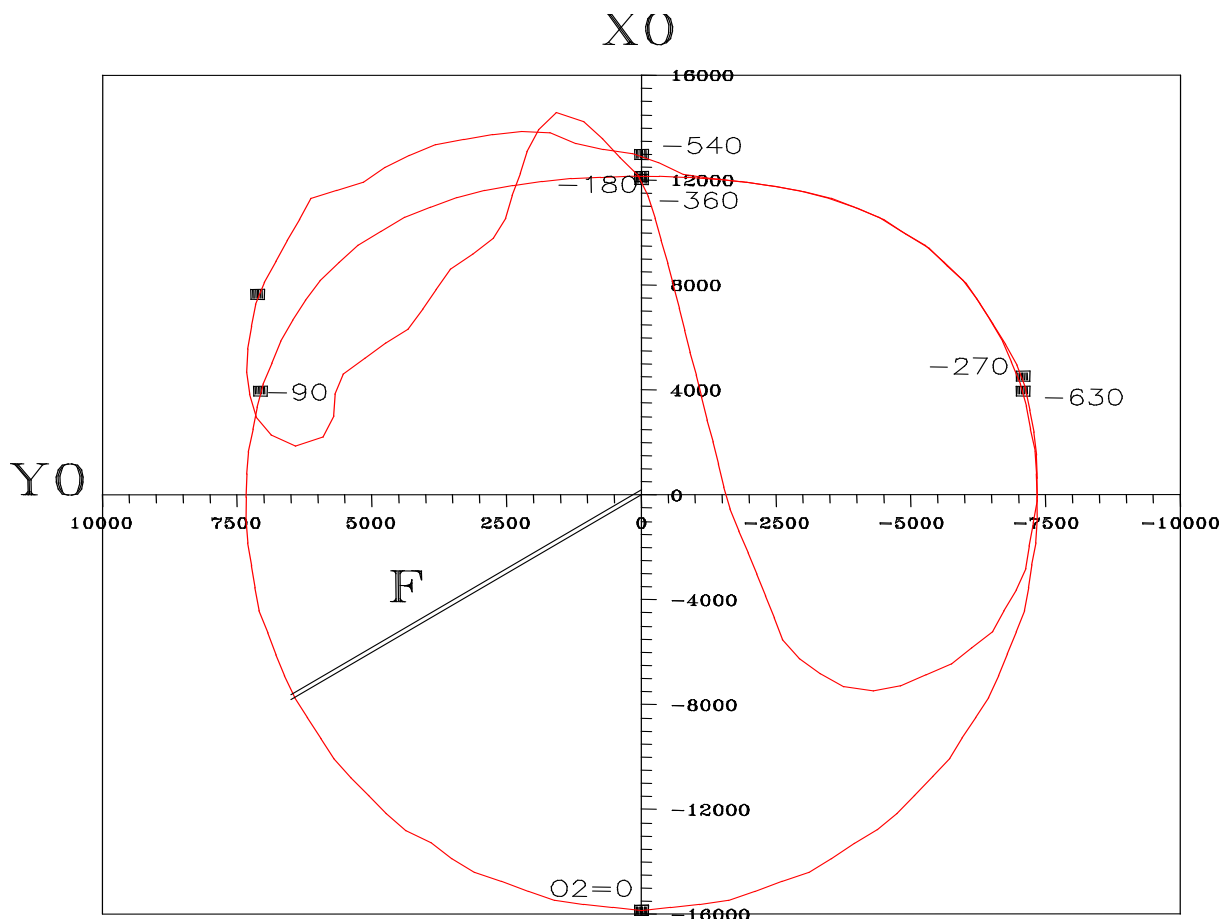


Figure 1 : Diagramme de charge (Tête de bielle)

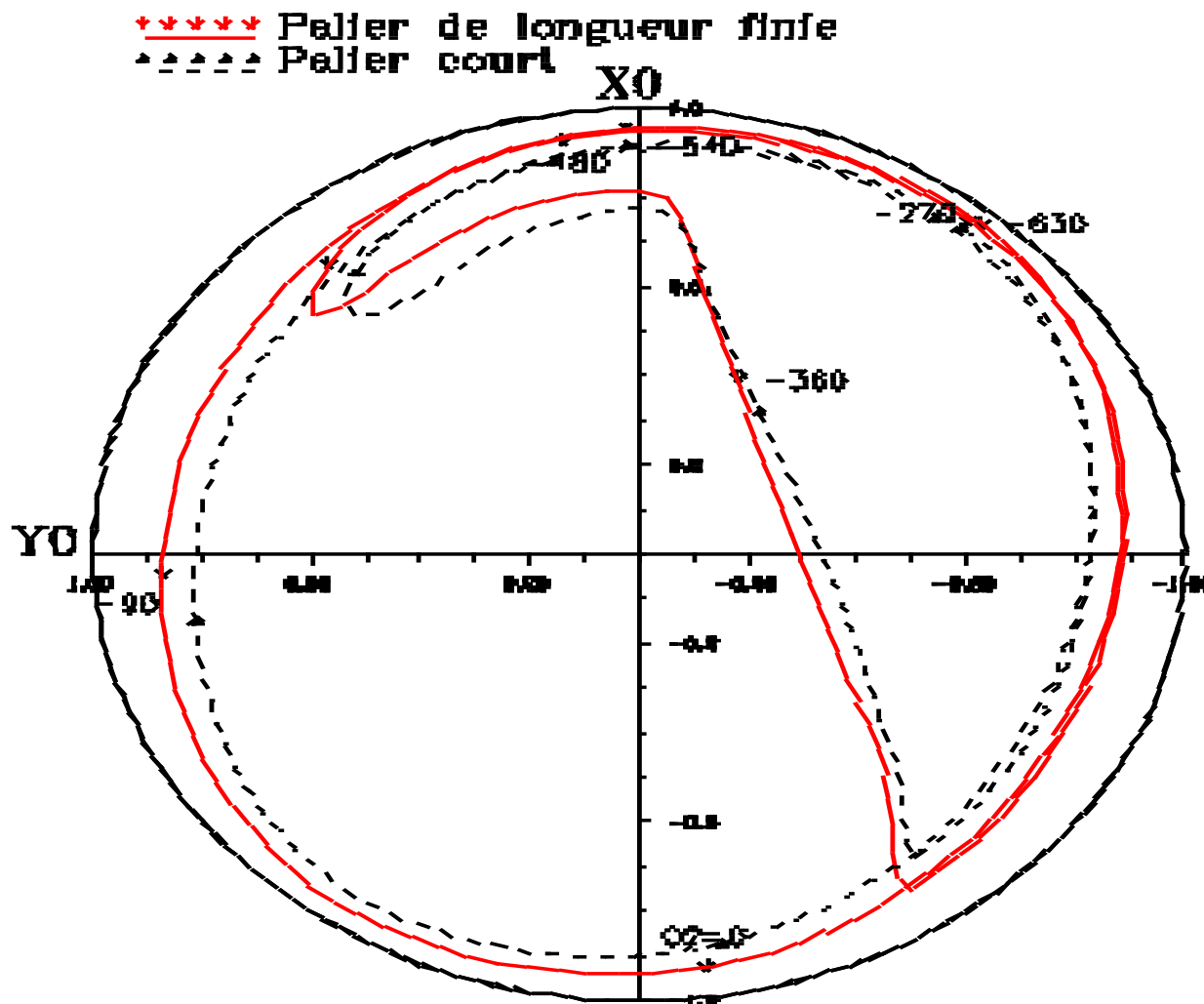


Figure 2 : Trajectoire du centre de l'arbre
dans le coussinet

Tableau 1. Valeurs des paramètres du moteur 4 cylindres Mitsubishi

Paramètres	Unité	Palier de Tête de Bielle	Palier de Pied de Bielle
Alésage x course du piston	mm	35 x 66	35 x 66
Longueur du palier	mm	25	23
Diamètre du palier	mm	60	23
Jeu radial du palier	mm	0.036	0.015
Entre-axe de bielle	mm	119	119
Rayon de la manivelle	mm	33	33
Viscosité dynamique du lubrifiant	Pa.s	0.00367	0.0367
Vitesse de rotation du moteur	tr/mn	-5000	-5000

Tableau 1 : Valeurs des paramètres du moteur 4 cylindres Mitsubishi

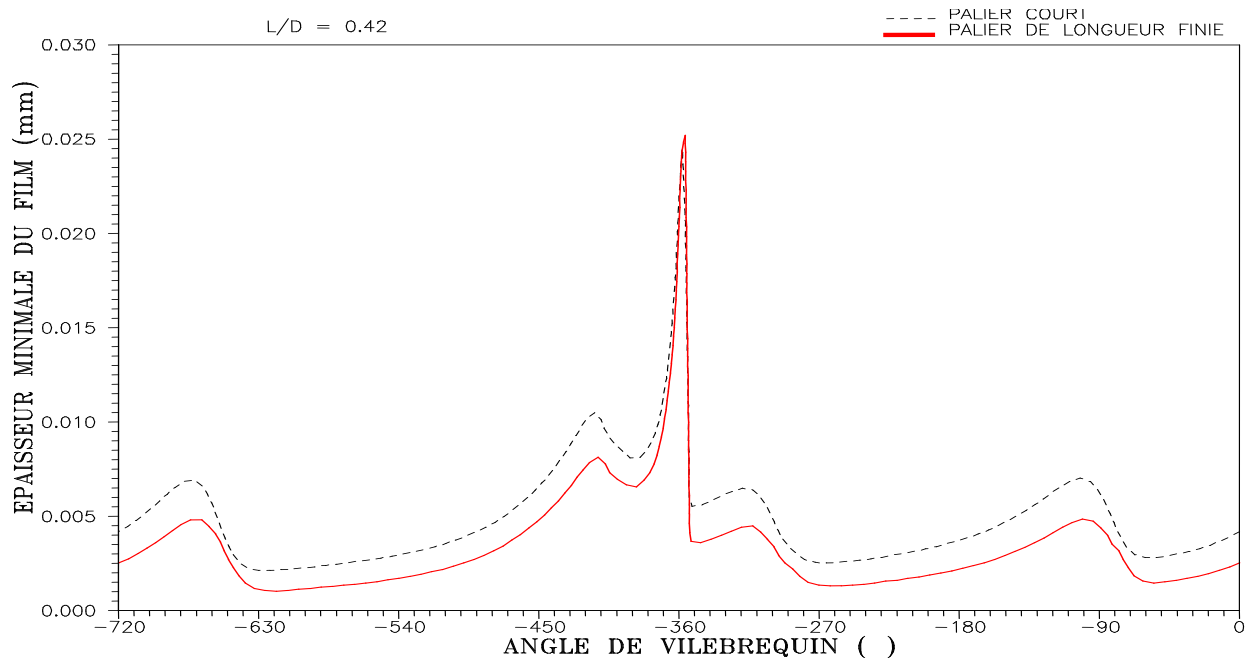


Figure 3 : Variation de l'épaisseur minimale du film avec l'angle du vilebrequin

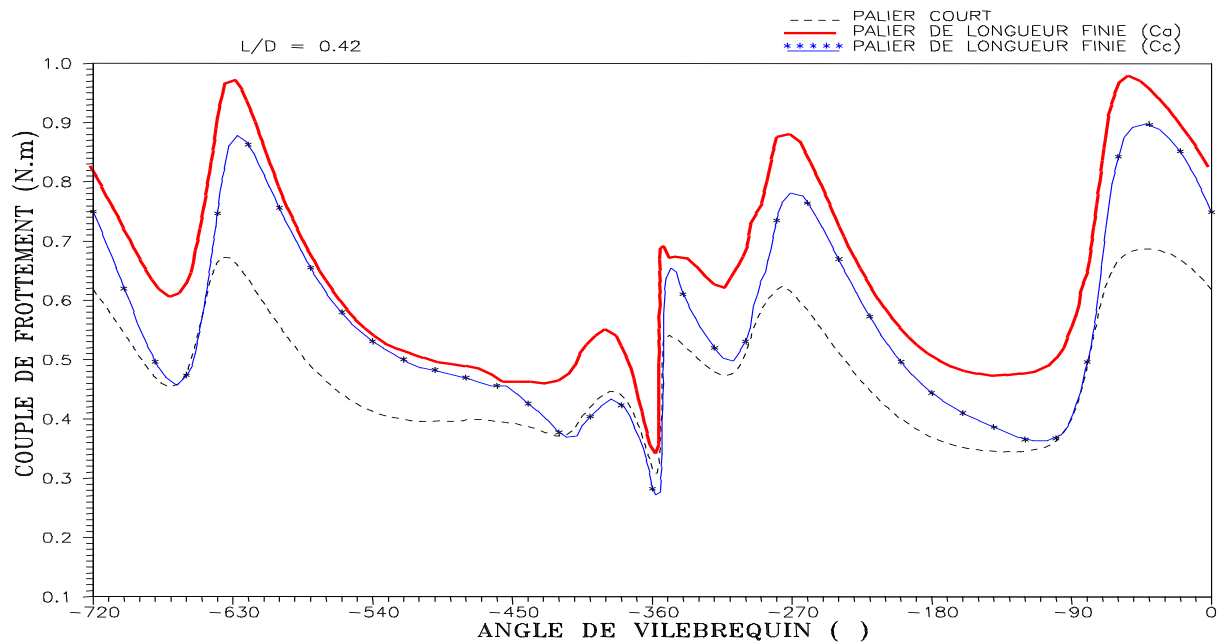


Figure 4 : Variation des couples de frottement avec l'angle du vilebrequin (palier plein)

Les courbes du débit de fuite (Fig. 5) sont très voisines.

Pour un rapport L/D croissant, les écarts entre les courbes obtenues en utilisant l'hypothèse du palier court (en pratique pour $L/D < 0.5$) et celles obtenues en utilisant la théorie du palier de longueur finie ($L/D \approx 1.0$) augmentent. On a remarqué aussi, que l'utilisation de l'hypothèse du palier court avec l'emploi de la méthode de mobilité, permet de diviser le temps de calcul nécessaire en utilisant la théorie du palier de longueur finie associée à la méthode de mobilité, par un facteur de l'ordre de 10.

5.2 Palier de pied de bielle

On remarque une nette différence entre le diagramme de charge appliqué au palier de tête de bielle (Fig. 1) et celui appliqué au palier de pied de bielle (Fig. 6), du fait des effets

d'inerties. La trajectoire du centre de l'arbre dans le coussinet (Fig. 7) montre que le palier est surtout sollicité dans l'axe de la bielle. L'épaisseur minimale du film lubrifiant (Fig. 8), les couples de frottement (sur l'arbre C_a et sur le coussinet C_c) (Fig. 9) et le débit de fuite (Fig. 10) atteignent des valeurs très faibles essentiellement en trois zones visibles sur les figures.

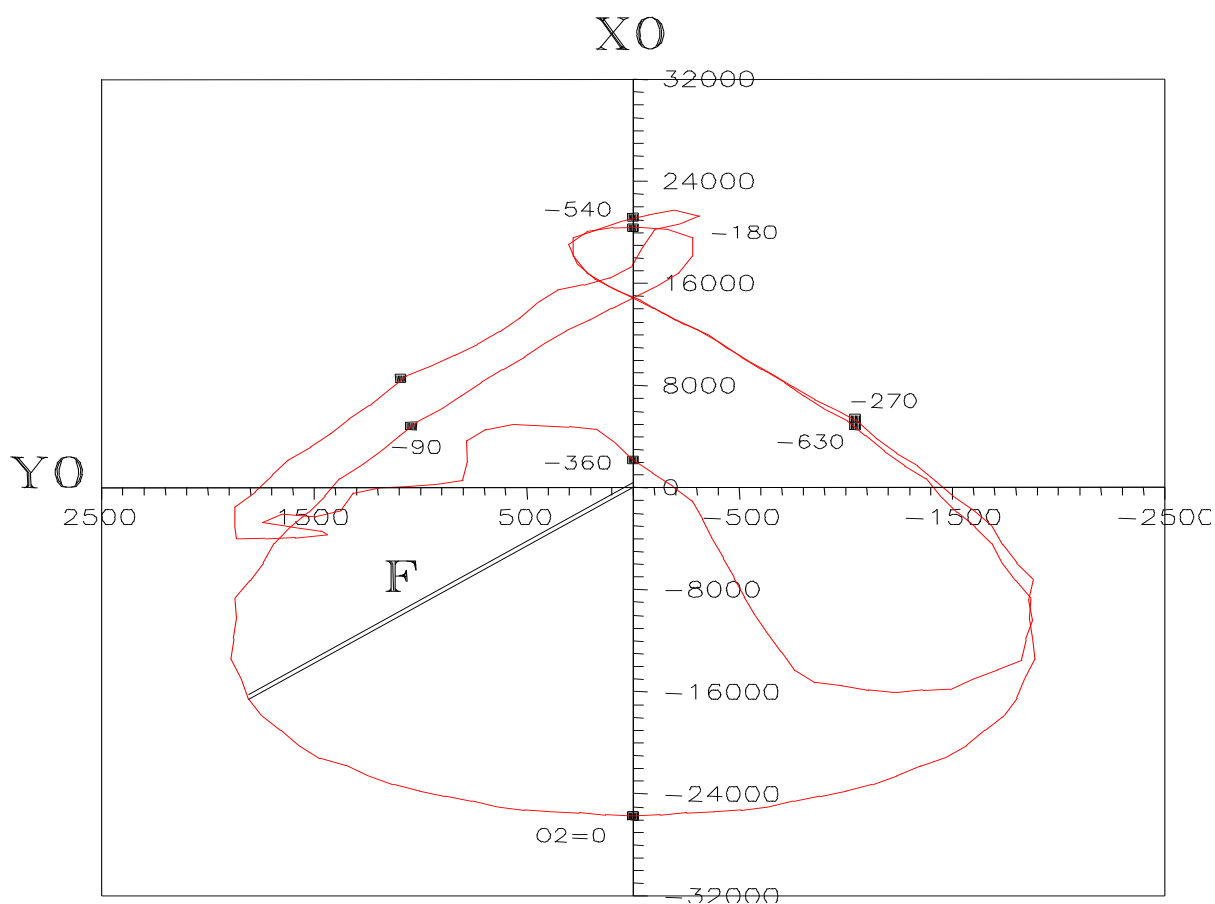


Figure 6 : Diagramme de charge (pied de bielle)

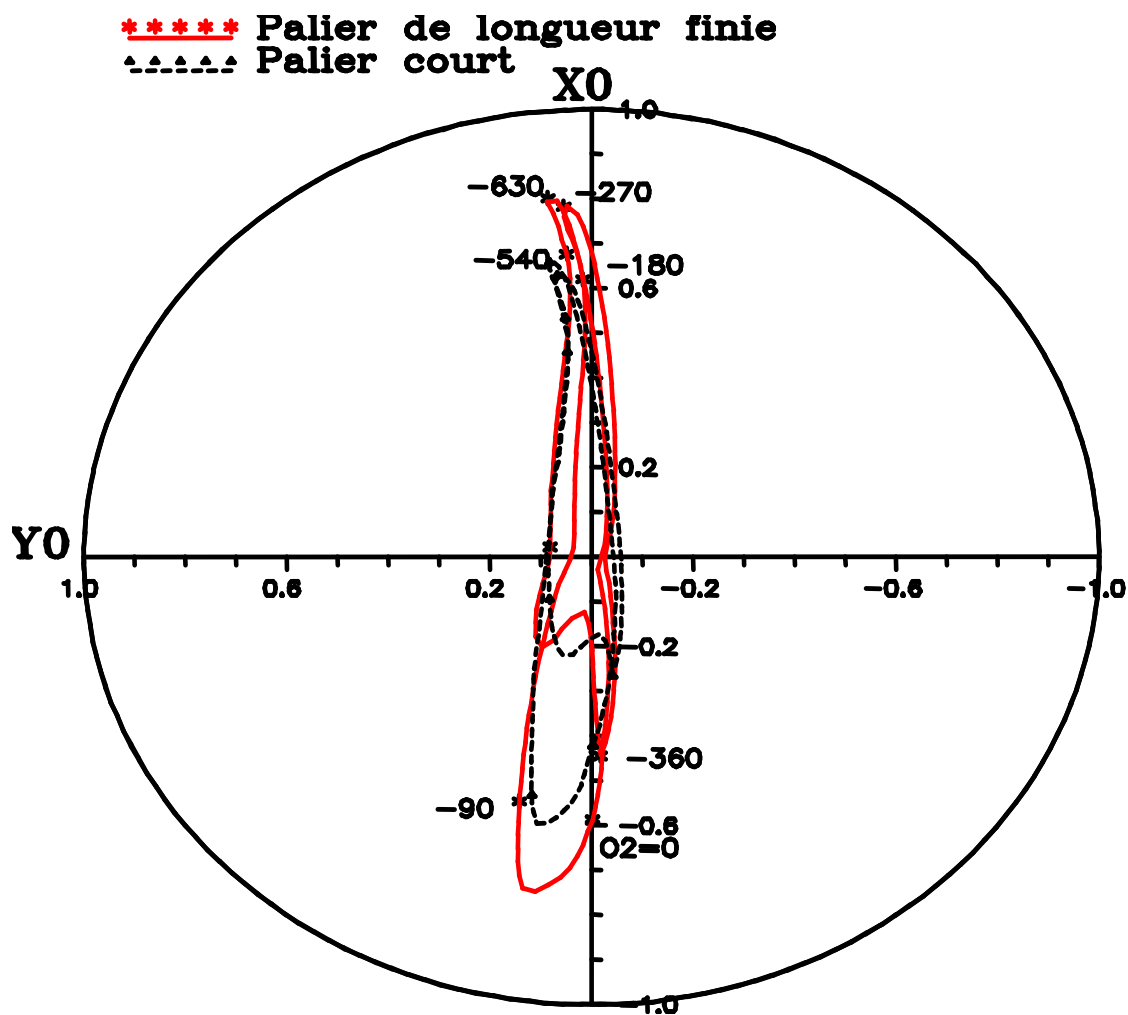
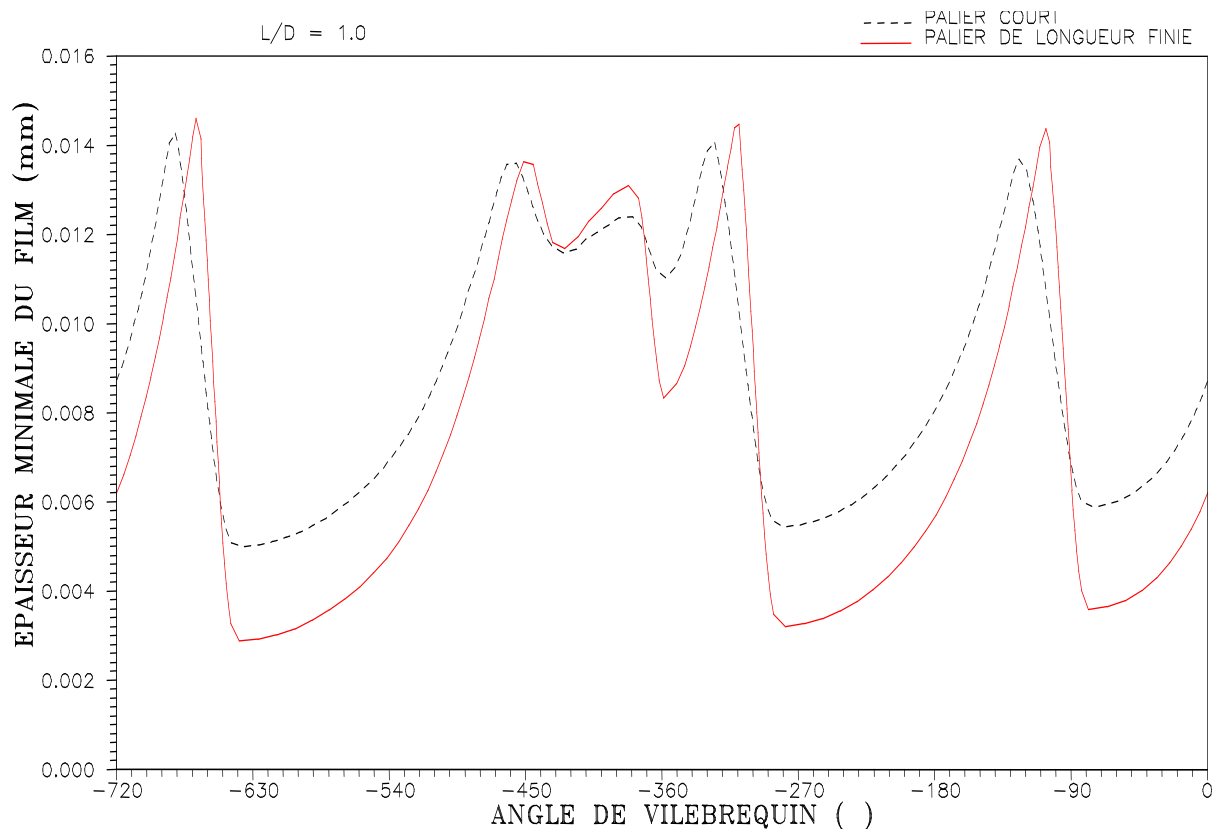


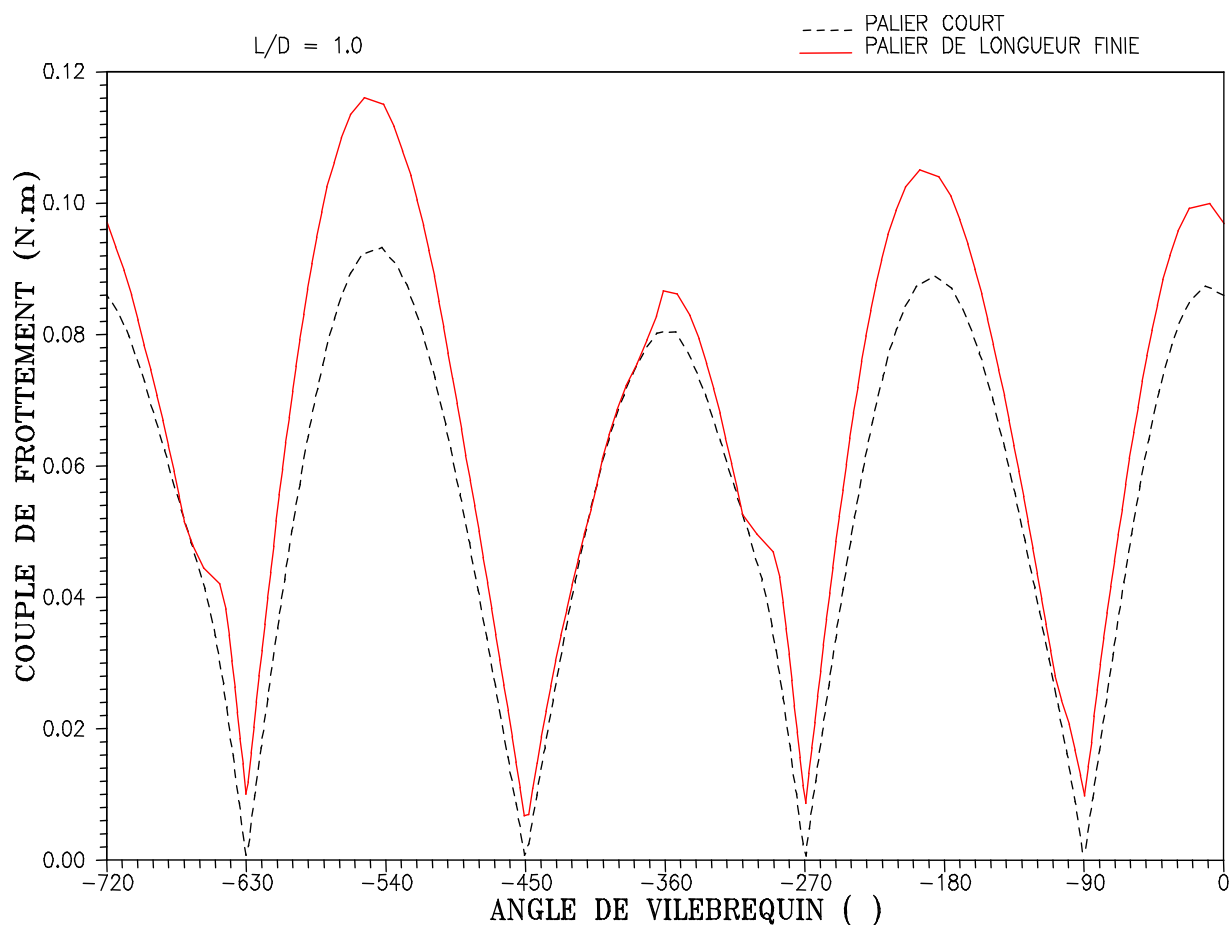
Figure 7 : Trajectoire du centre de l'arbre
dans le coussinet



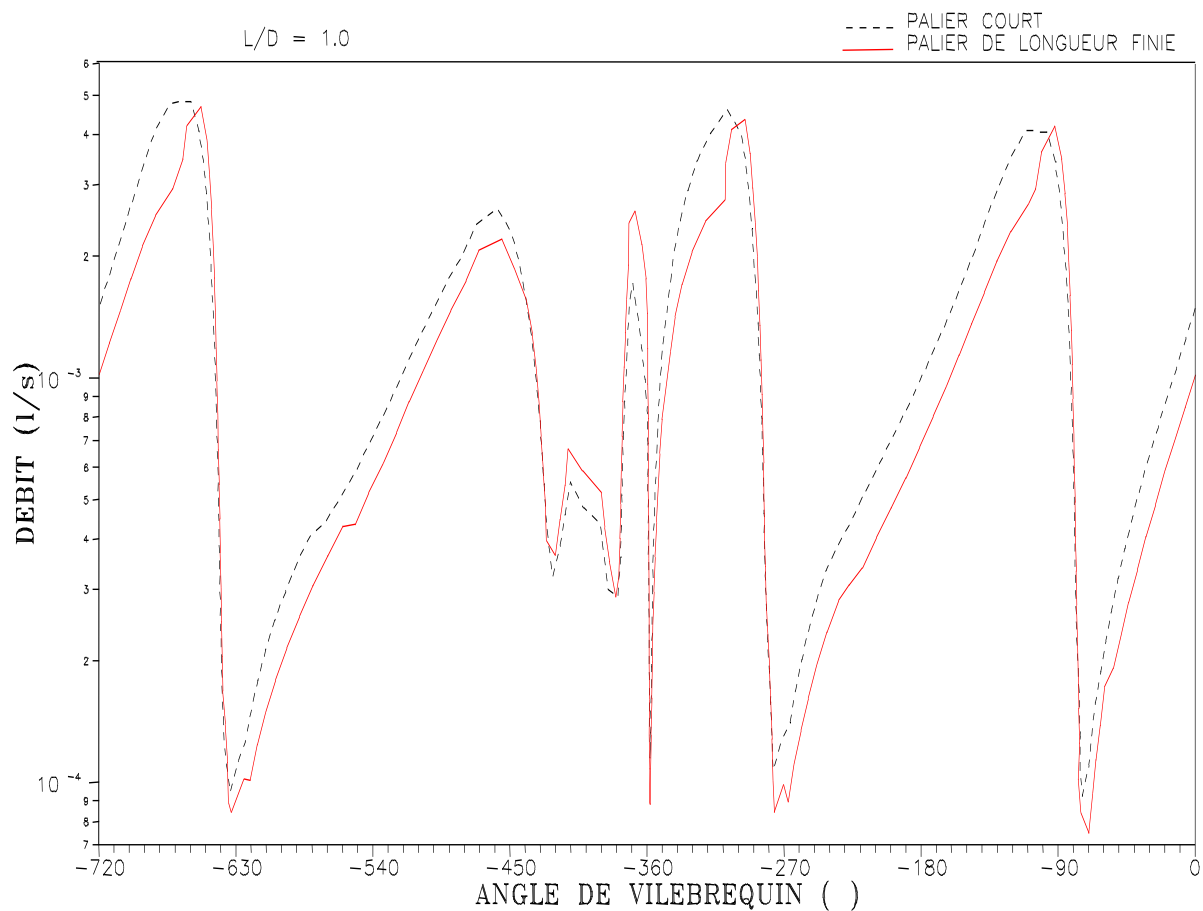
**Figure 8 : Variation de l'épaisseur minimale du film
avec l'angle du vilebrequin**

Ces zones correspondent à trois positions critiques de l'arbre dans le coussinet du palier de pied de bielle où la vitesse de rotation moyenne: $\omega_v = 1/2 \cdot \omega_v \cdot (L_2 / L_3) \cdot \cos \theta_2$ du palier s'annule pour un cycle de chargement. La portance au niveau du contact lubrifié est générée par l'effet d'écrasement dû aux gradients de pression (écoulement de Poiseuille) et par l'effet des rotations des deux surfaces en contact (écoulement de Couette). En effet, lorsque cette vitesse s'annule, la portance n'est due qu'à l'effet d'écrasement, il y'a diminution du film lubrifiant et risque de rupture du film, ce qui peut entraîner le contact entre les deux surfaces (risque de grippage).

Comme le débit axial dépend fortement de l'épaisseur du film lubrifiant et le couple de frottement de la vitesse moyenne de rotation du palier, les valeurs de ces deux paramètres prennent automatiquement des valeurs faibles en ces trois zones. Le couple de frottement et le débit axial ont des valeurs faibles, comparées à celles calculées pour les paliers de tête de bielle.



**Figure 9 : Variation des couples de frottement avec
l'angle du vilebrequin (palier plein)**



**Figure 10 : Variation du débit de fuite
avec l'angle du vilebrequin**

5.3 Influence d'une variation de la viscosité dynamique

On a fait varier la viscosité dynamique du film lubrifiant entre 1 mPa.s et 40 mPa.s, dans le cas d'un palier de tête de bielle. Dans cette gamme de viscosité, on constate pour un cycle complet de fonctionnement du moteur, qu'une augmentation de la viscosité dynamique du lubrifiant conduit à une augmentation de la valeur de l'épaisseur minimale du film lubrifiant (Fig. 11), des couples de frottement moyens (Fig. 12) et à une diminution du débit de fuite moyen (Fig. 12).

D'après ces constatations, le choix de l'huile utilisé conditionne le bon fonctionnement du contact lubrifié; en effet, une diminution de l'épaisseur minimale du film, due à un mauvais choix du lubrifiant augmente considérablement les risques de grippages et d'avaries par rupture du film fluide lubrifiant dans le contact.

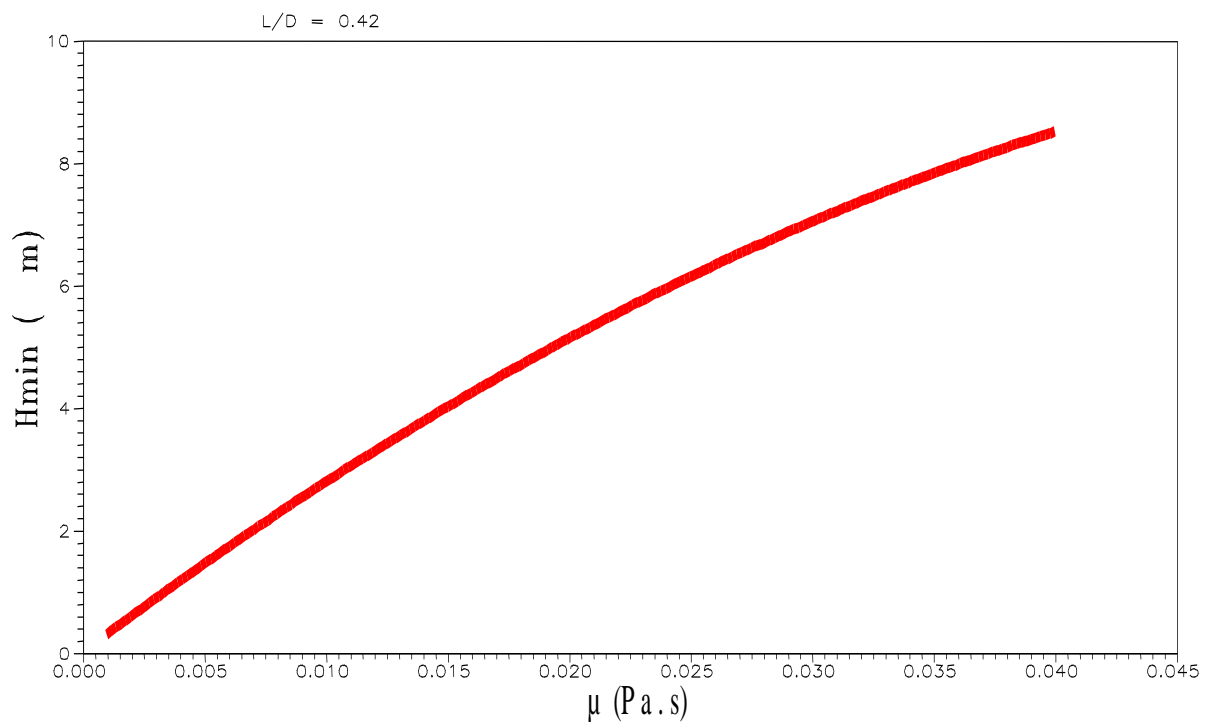


Figure 11 : Variation de l'épaisseur minimale du film avec la viscosité dynamique.

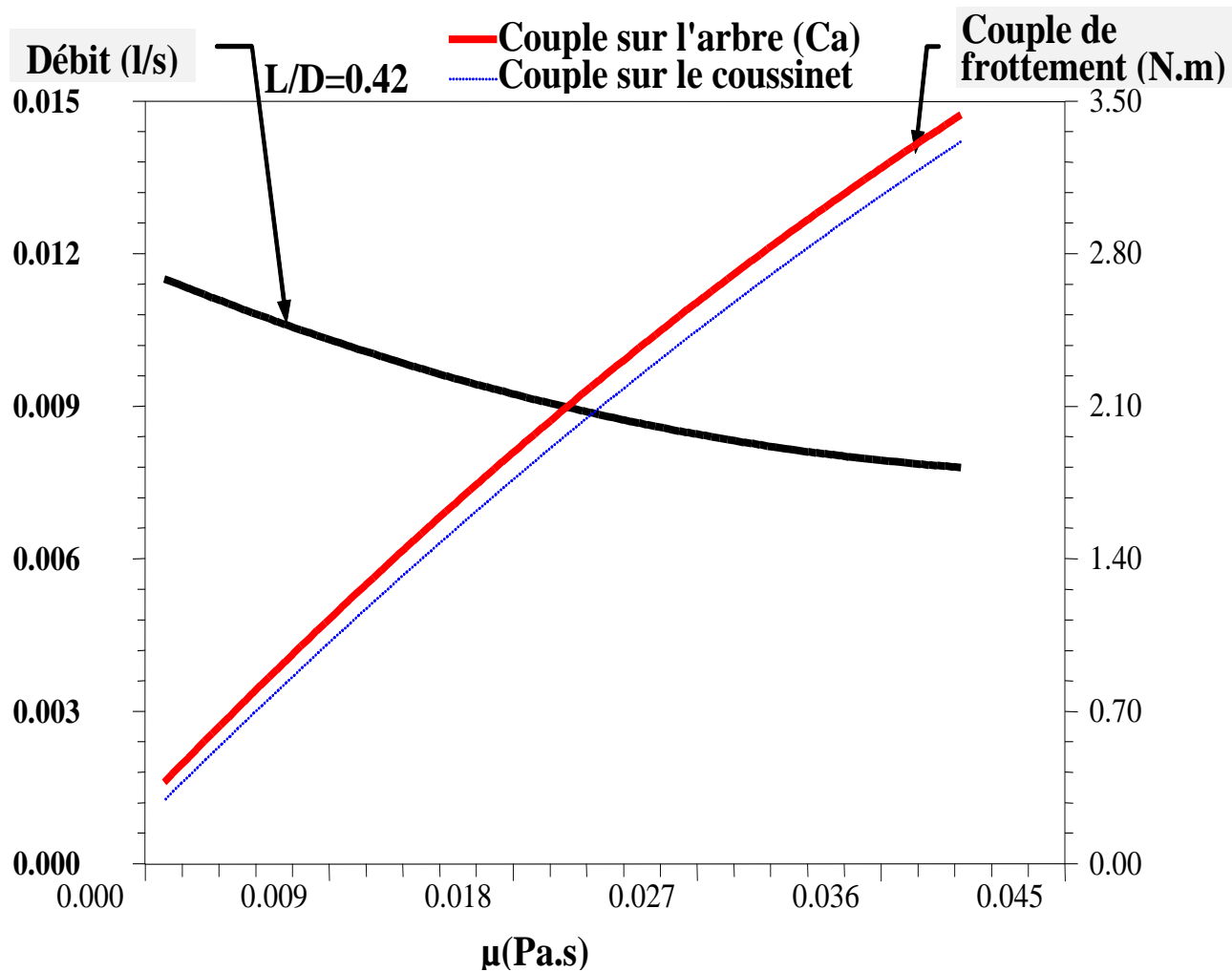


Figure 12 : Variation du débit et des couples de frottement (palier plein) avec la viscosité dynamique.

CONCLUSION

Une bonne concordance des résultats de calculs est observée, entre l'utilisation de l'hypothèse du palier court (où le gradient de pression circonférentiel est négliger: $\partial P/\partial\theta=0$) et celle du palier de longueur finie, surtout pour un rapport L/D faible. L'utilisation de l'hypothèse du palier court dans les calculs est justifier pour des rapports de la longueur au diamètre du palier faibles (En pratique $L/D < 0.5$), c'est le cas des paliers de tête de bielle des moteurs à combustion interne (dans notre étude $L/D=0.42$), de plus l'utilisation de cette hypothèse, associée à la méthode de mobilité en dynamique, permet un gain en temps de calcul très important par rapport à l'utilisation de la théorie du palier de longueur finie. Les paliers de pied de bielle sont les plus assujettis aux risques de grippage, vu qu'ils sont soumis à des charges dynamiques importantes, leur vitesse de rotation est faible, et même nulle par moment. La détermination des paramètres de fonctionnement, surtout l'épaisseur minimale du film lubrifiant permet d'évaluer les risques d'avaries du contact par rupture du film lubrifiant. Dans un palier, la viscosité du lubrifiant est un paramètre très important, sur lequel il est possible d'agir afin de modifier les caractéristiques de fonctionnement d'un palier et permettre ainsi, de prolonger sa durée de vie. Le code de calcul élaboré, ainsi que les résultats obtenus ont leur importance sur le plan industriel, ils permettent de prédire et comprendre le comportement des paliers lubrifiés qui correspondent à la meilleure solution technologique existante actuellement.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale :

Le rendement des machines sera meilleur et les pertes d'énergie seront minimales si une partie importante de la recherche est concentrée sur la nécessité d'économiser de l'énergie de consommation. Ceci nécessite, pour de nombreux mécanismes de diminuer les frottements et de réduire l'usure. Ces pertes sont liées, généralement aux problèmes de lubrifications et notamment à la lubrification hydrodynamique.

Les organes de guidage en rotation que sont les paliers hydrodynamiques contribuent à la bonne marche et la stabilité de la machine et sont des éléments très actifs de plus en plus sollicités. Pour s'affranchir d'expérimentations lourdes, coûteuses à mettre en œuvre qui permettrait de mesurer les performances et d'éviter les dommages des mécanismes, on se doit de réaliser des modèles de modélisation numériques de plus en plus précis et de plus en plus fiables.

L'étude est limitée au cas particulier important d'un palier cylindrique de longueur finie travaillant en régime stationnaire établi. L'évolution des performances d'un palier cylindrique dont l'une des surfaces (surface du coussinet) comprend des textures usinées (formes géométriques régulières uniformément distribuées) va être étudiée.

La méthode numérique des Différences Finies est utilisée pour l'étude de l'influence de l'état de surface d'un palier lisse hydrodynamique soumis à un chargement stationnaire sur ses performances.

En perspectives, les effets des textures sur un palier lisse cylindrique travaillant en régime instationnaire (soumis à un chargement variable en module et en direction) qui est le cas des paliers d'un moteur à combustion interne (palier de tête de bielle, palier de pied de bielle et palier de vilebrequin) seront étudiés.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUE

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE 1 :

[1] **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.

[2] **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).

[3] **Stribeck R., (1902) "Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit-und Rollenlager"** Z. Verein. Deut. Ing. Vol. 46 n°38, pp. 1341-1348.

[4] **J. Frêne _ Butés et paliers hydrodynamique.** Technique de l'ingénieur, B5320 ,1996

[5] **Wilhelm Maybach Straße** 14–18 74196 Neuenstadt, Germany Bâtiment l'Etoile – Paris Nord II 40 avenue des Nations 93420 Villepinte, France

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE 2 :

- [1] **Frene J., Nicola D., Degueurce B., Berthe D., Godet M.,** Lubrification Hydrodynamique -Paliers et Butées. *Editions Eyrolles*, 1990, pp.253-286.
- [2] **Booker J.F.,** Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution. *Journal of Basic Engineering*, Trans.ASME, Série D, sept 1965, pp.537-546.
- [3] **Booker J.F.,** Dynamically Loaded Journal Bearings: Numerical application of mobility Method. *JOLT-ASME*, Série F, January 1971, pp.168-176.
- [4] **Huruma M., Furuhamma S.,** Measurement of the journal lows in con-rod Big-end bearing of automobile gasoline engine. *Journal of Lubrication Technology*, Avril 1973.
- [5] **Tanneau G.,** Contribution à l'Etude des Paliers de Bielles, Effet des Rugosités. Thèse de Doctorat de 3^{ème} Cycle, Poitiers, 1984.
- [6] **Maspeyrot P.,** Comportement Dynamique des Paliers de Vilebrequin. Influence des Défauts de Forme et des Mésalignements. *Thèse de Doctorat, Poitiers*, 1989.
- [7] **Boudet R.,** Paliers Hydrodynamiques: Fonctionnement Dynamique. *Technique de l'Ingénieur*, B672, pp.1-5.