



**HAL**  
open science

# Modélisation expérimentale et numérique de la lubrification des paliers compliants sous chargement dynamique

Virgil Optasanu

► **To cite this version:**

Virgil Optasanu. Modélisation expérimentale et numérique de la lubrification des paliers compliants sous chargement dynamique. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Poitiers, 2000. Français. NNT: . tel-00102599

**HAL Id: tel-00102599**

**<https://theses.hal.science/tel-00102599v1>**

Submitted on 2 Oct 2006

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# THESE

Pour l'obtention du grade de

**DOCTEUR de l'UNIVERSITE de POITIERS**

**FACULTE DES SCIENCES FONDAMENTALES ET APPLIQUEES**  
(Diplôme National – Arrêté du 30 mars 1992)

**ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR**

**Secteur de recherche : Génie Mécanique, Productique et Transports**

Et pour l'obtention du grade de

**DOCTEUR INGENIEUR de l'UNIVERSITE "POLITEHNICA" de BUCAREST**  
(Faculté d'Ingénierie Aérospatiale)

**Secteur de recherche : Aérodynamique et Mécanique des fluides**

Présenté par :

**Virgil OPTASANU**

~~~~~

***Modélisation expérimentale et numérique de la lubrification des paliers compliant sous chargement dynamique***

~~~~~

Directeurs de thèse :

Dominique BONNEAU – Université de Poitiers

V. N. CONSTANTINESCU – Université "Politehnica" de Bucarest

~~~~~

Soutenue le 17 janvier 2000  
Devant la commission d'examen

JURY

|                             |                                                  |                   |
|-----------------------------|--------------------------------------------------|-------------------|
| <b>C. BALAN,</b>            | Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest |                   |
| <b>D. BONNEAU,</b>          | Professeur, Université de Poitiers               |                   |
| <b>V.N. CONSTANTINESCU,</b> | Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest |                   |
| <b>B. FANTINO,</b>          | Chargé de Recherche au CNRS, INSA de Lyon        | <i>Rapporteur</i> |
| <b>J. FRENE,</b>            | Professeur, Université de Poitiers               |                   |
| <b>S. GALETUSE,</b>         | Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest | <i>Rapporteur</i> |
| <b>J.-L. LIGIER,</b>        | Ingénieur, Renault S.A.                          |                   |

# THESE

Pour l'obtention du grade de

**DOCTEUR de l'UNIVERSITE de POITIERS**

**FACULTE DES SCIENCES FONDAMENTALES ET APPLIQUEES**  
(Diplôme National – Arrêté du 30 mars 1992)

**ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR**

**Secteur de recherche : Génie Mécanique, Productique et Transports**

Et pour l'obtention du grade de

**DOCTEUR INGENIEUR de l'UNIVERSITE "POLITEHNICA" de BUCAREST**  
(Faculté d'Ingénierie Aérospatiale)

**Secteur de recherche : Aérodynamique et Mécanique des fluides**

Présenté par :

**Virgil OPTASANU**

~~~~~

***Modélisation expérimentale et numérique de la lubrification des paliers compliantes sous chargement dynamique***

~~~~~

Directeurs de thèse :

Dominique BONNEAU – Université de Poitiers

V. N. CONSTANTINESCU – Université "Politehnica" de Bucarest

~~~~~

Soutenue le 17 janvier 2000  
Devant la commission d'examen

JURY

<b>C. BALAN,</b>	Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest	
<b>D. BONNEAU,</b>	Professeur, Université de Poitiers	
<b>V.N. CONSTANTINESCU,</b>	Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest	
<b>B. FANTINO,</b>	Chargé de Recherche au CNRS, INSA de Lyon	<i>Rapporteur</i>
<b>J. FRENE,</b>	Professeur, Université de Poitiers	
<b>S. GALETUSE,</b>	Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest	<i>Rapporteur</i>
<b>J.-L. LIGIER,</b>	Ingénieur, Renault S.A.	

*A toute ma*

*famille*

## *Avant propos*

*Cette étude est le résultat de la préparation d'une thèse de doctorat en co-tutelle entre le l'Université de Poitiers et l'Université "Politehnica" de Bucarest. Je remercie Monsieur le Professeur J.P. Lallemand pour m'avoir accueilli au sein du Laboratoire de Mécanique des Solides et Monsieur le Professeur S. Galetuse, doyen de la faculté d'Ingénierie Aérospatiale de l'Université "Politehnica" de Bucarest pour m'avoir guidé tout au long de ce travail et pour avoir accepté d'être rapporteur de ce travail.*

*Cette étude s'est déroulée sous la direction conjointe de Monsieur D. Bonneau, Professeur à l'Université de Poitiers et du Professeur V.N. Constantinescu, de l'Université "Politehnica" de Bucarest. Je tiens à leur exprimer ma très vive gratitude pour m'avoir permis d'entreprendre cette étude et de m'avoir dirigé durant ces trois années de thèse.*

*Je suis extrêmement sensible à l'honneur que me fait Monsieur B. Fantino, Docteur ès Sciences, Chargé de Recherches CNRS à l'INSA de Lyon d'avoir accepté d'être rapporteur de cette étude.*

*Je voudrais remercier spécialement Monsieur le Professeur J. Frêne, grâce auquel je suis venu pour la première fois au LMS, pour avoir accepté de faire partie de mon jury de thèse.*

*Je suis également très reconnaissant à Monsieur C. Balan, Professeur à l'Université "Politehnica" de Bucarest et à Monsieur J.L. Ligier ingénieur au sein de la société Renault d'avoir accepté de juger mon travail et faire partie du jury.*

*Je remercie tous les membres du Laboratoire de Mécanique des Solides et tous les personnels de l'IUT d'Angoulême pour leur soutien tout au long de cette thèse.*

## SOMMAIRE

<b>INTRODUCTION .....</b>	<b>10</b>
<b>CHAPITRE I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....</b>	<b>12</b>
I.1. INTRODUCTION.....	12
I.2. PROBLEME THEORIQUE EHD .....	15
I.3. PALIERS SOUS CHARGEMENT STATIQUE .....	17
I.4. PALIERS SOUS CHARGEMENT DYNAMIQUE .....	19
I.5. CONDITIONS AUX LIMITES POUR LA FRONTIERE DE RUPTURE DE FILM .....	24
<i>I.5.1. Condition de Sommerfeld.....</i>	<i>24</i>
<i>I.5.2. Condition de Gumbel.....</i>	<i>24</i>
<i>I.5.3. Condition de Reynolds.....</i>	<i>24</i>
I.6. ALGORITHMES DE RECHERCHE DES ZONES ACTIVES ET INACTIVES .....	25
<i>I.6.1. Algorithmes non-conservatifs.....</i>	<i>25</i>
I.6.1.1. Algorithme de Christopherson .....	25
I.6.1.2. Formulation variationnelle.....	25
I.6.1.3. Algorithme de Murty.....	26
<i>I.6.2. Algorithmes conservatifs.....</i>	<i>26</i>
I.6.2.1. Théorie de J.F.O.....	26
I.6.2.2. Algorithme d'Elrod.....	27
I.6.2.3. Algorithme de Murty modifié .....	28
I.7. DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX .....	28
I.8. DISPOSITIFS UTILISANT DES MOTEURS D' AUTOMOBILE.....	29
I.9. METHODES DE MESURE DE L' EPAISSEUR MINIMALE DU FILM .....	32
<i>I.9.1. La méthode de la capacité totale .....</i>	<i>32</i>
<i>I.9.2. La méthode de la résistivité totale.....</i>	<i>35</i>
I.10. DISPOSITIFS UTILISANT DES MODELES .....	37

I.10.1. Similitude élastique.....	38
I.10.2. Similitude hydrodynamique.....	38
I.10.3. Méthodes de mesure de l'épaisseur de film par étude de la déformation des surfaces .....	39
I.10.3.1. Méthode de granulométrie laser .....	39
I.10.3.2. Méthode de corrélation d'images numériques.....	40
I.10.3.3. Méthode de moiré .....	40
I.11. CONCLUSIONS .....	41
<b>CHAPITRE II. EQUATIONS GENERALES ET METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE DU PROBLEME DE LA LUBRIFICATION EHD .....</b>	<b>43</b>
II.1. INTRODUCTION .....	43
II.2. ÉQUATIONS GENERALES .....	44
II.2.1. Equation de Reynolds .....	44
II.2.1.1. Hypothèse de variation axiale de la pression .....	46
II.2.1.2. Conditions aux limites .....	47
II.2.2. Equation de l'épaisseur du film .....	48
II.2.3. Les équations d'équilibre.....	49
II.2.4. Effet piézo-visqueux .....	49
II.3. ZONE INACTIVE.....	50
II.3.1. Mécanismes de rupture de film .....	50
II.3.1.1. Cavitation.....	51
II.3.1.2. Séparation .....	52
II.3.1.3. Taux de remplissage.....	54
II.4. DEFORMATION ELASTIQUE .....	54
II.4.1. Obtention de la matrice de compliance.....	56
II.4.1.1. Conditions aux limites .....	56
II.4.1.2. Calcul de la matrice de compliance.....	56
II.4.2. Obtention de la matrice de déformations inertielles .....	57

II.4.3. Epaisseur élastique du film.....	58
II.5. METHODE DE RESOLUTION .....	58
II.6. ALGORITHME DE MURTY.....	59
II.7. MODIFICATIONS DE L'ALGORITHME DE MURTY ASSURANT LA CONSERVATION DE LA MASSE.....	60
II.8. METHODES DE RESOLUTION NUMERIQUE DU PROBLEME EHD .....	62
II.8.1. Différentes méthodes numériques .....	63
II.8.2. Méthode des éléments finis .....	64
II.8.3. Discrétisation de la bielle.....	65
II.8.4. Formulation éléments finis du problème EHD. ....	65
II.9. CONCLUSIONS.....	66
<b>CHAPITRE III. ETUDE EXPERIMENTALE. DISPOSITIF D'ESSAI .....</b>	<b>68</b>
III.1. INTRODUCTION .....	68
III.2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL PROPOSE – DYNAMIQUE DU FONCTIONNEMENT .....	69
III.3. SYSTEME D'ECLAIRAGE .....	73
III.4. CIRCUIT HYDRAULIQUE.....	73
III.5. DISPOSITIF DE PRISE D'IMAGES.....	74
III.6. CAPTEURS POUR LA DETERMINATION DES EFFORTS AGISSANT SUR LA BIELLE.....	76
III.7. METHODE DE VISUALISATION DE L'ETAT DE CONTRAINTES.....	80
III.8. METHODE DE MESURE DE L'ÉPAISSEUR DU FILM.....	81
III.8.1. Choix de la méthode de mesure de l'épaisseur de film.....	81
III.8.2. La méthode de la corrélation d'images numériques .....	82
III.8.2.1. Description générale.....	82
III.8.2.2. Minimisation du coefficient de corrélation par raffinement du pas .....	85
III.8.2.3. Détermination de la transformation homogène avec la méthode de Newton - Raphson.....	87
III.8.2.4. Corrélation numérique combinée au profil de rugosités.....	89

III.8.2.5. Autres méthodes.....	90
<i>III.8.3. Application à la mesure de l'épaisseur du film.....</i>	<i>92</i>
III.9. VALIDATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....	98
III.10. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....	100
<b>CHAPITRE IV. COMPARAISON NUMERIQUE - EXPERIMENTAL .....</b>	<b>103</b>
IV.1. INTRODUCTION.....	103
IV.2. OBTENTION DU DIAGRAMME DE CHARGE.....	104
IV.3. MESURE DE LA VISCOSITE .....	108
IV.4. IMAGES DES CHAMPS D'ISOCHROMES.....	109
IV.5. MODELISATION DE LA BIELLE EN ELEMENTS FINIS.....	110
IV.6. CALCUL DES PARAMETRES EHD DU PALIER.....	111
IV.7. COMPARAISON CALCUL – EXPERIMENTATION POUR L'ETAT DE CONTRAINTES .....	112
IV.8. PROFIL REEL DE L'ALESAGE.....	114
IV.9. CONCORDANCE DES RESEAUX DE FRANGES MESURES ET CALCULES .....	118
IV.10. MESURE DE L'ÉPAISSEUR DE FILM.....	121
<i>IV.10.1. Dérive thermique.....</i>	<i>121</i>
<i>IV.10.2. Epaisseur de film.....</i>	<i>122</i>
IV.11. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES .....	126
<b>CHAPITRE V. VALIDATION DU CODE ACCEL EN ECRASEMENT PUR.</b>	
<b>APPLICATION A L'ÉTUDE D'UN PALIER DE PIED DE BIELLE .....</b>	<b>128</b>
V.1. INTRODUCTION.....	128
V.2. PROBLEME DES PLAQUES OSCILLANTES.....	129
<i>V.2.1. Modèle analytique .....</i>	<i>132</i>
<i>V.2.2. Etude paramétrique analytique du problème des plaques oscillantes .....</i>	<i>133</i>
<i>V.2.3. Modélisation du problème des plaques oscillantes en éléments finis.....</i>	<i>135</i>
<i>V.2.4. Comparaison analytique / numérique et validation de ACCEL en écrasement pur .....</i>	<i>136</i>

V.3. ETUDE D'UN PALIER DE PIED DE BIELLE .....	138
V.3.1. Hypothèses cinématiques .....	138
V.3.2. Elasticité des structure.....	139
V.3.3. Diagramme de charge.....	141
V.3.4. Alimentation .....	142
V.3.5. Résultats.....	144
V.3.6. Influence des divers paramètres et amélioration du modèle .....	148
V.3.6.1. Usure numérique .....	148
V.3.6.2. Influence de la prise en compte de la conservation du débit massique .....	151
V.3.6.3. Effets piézo – visqueux.....	152
V.3.6.4. Influence de l'élasticité de l'arbre .....	154
V.3.6.5. Position des trous d'alimentation .....	157
V.4. CONCLUSIONS.....	159
<b>CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>161</b>
<b>ANNEXE I. Photoélasticité .....</b>	<b>165</b>
<b>ANNEXE II. Plaques oscillantes .....</b>	<b>167</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>	<b>169</b>
<b>LISTE DES FIGURES.....</b>	<b>178</b>

## INTRODUCTION

Au cours des années quarante, l'étude de la lubrification a connu un nouvel essor, soutenu durant les 30 dernières années par l'avènement de moyens de calcul de plus en plus puissants, qui ont permis de résoudre des problèmes de plus en plus complexes.

Les codes de calcul utilisés pour l'étude de la lubrification sont variés de par les méthodes utilisées, mais partent tous d'hypothèses proches les unes des autres. La validation d'un logiciel par rapport à ceux déjà existants est une des méthodes utilisées pour soutenir la validité des méthodes appliquées. Mais cela ne dit rien sur la capacité des logiciels à décrire correctement la réalité. La meilleure validation est donc la comparaison avec l'expérience.

Le code de calcul ACCEL (Analyse et Calculs des Contacts Elastiques Lubrifiés), développé au Laboratoire de Mécanique des Solides (LMS) de l'Université de Poitiers à été validé par comparaison avec d'autres codes de calcul, mais jamais par rapport à des résultats provenant d'expériences. Un des buts de cette étude est donc de réaliser un dispositif expérimental, de faire des mesures et de comparer les résultats aux prévisions numériques. En même temps nous nous proposons d'élargir le champ d'application du code ACCEL en ajoutant la possibilité d'étudier des paliers où le phénomène prépondérant est l'écrasement du film d'huile.

Dans un premier chapitre une étude bibliographique est consacrée aux méthodes numériques utilisées en lubrification, ainsi qu'aux méthodes expérimentales utilisées notamment pour l'étude des bielles. Ces dernières ne sont pas très abondantes et les résultats montrent qu'il y a encore beaucoup d'études à réaliser avant de décrire correctement les phénomènes qui règnent dans les paliers de bielles.

Le Chapitre II est consacré à la présentation du code de calcul ACCEL réalisé par Dominique Guines et des modifications apportées à l'algorithme de cavitation qu'il a conçu afin que cet algorithme gère complètement les frontières des zones actives et inactives. Ces modifications sont basées sur l'analyse de la vitesse de frontière par rapport à la vitesse de la paroi mobile, analyse qui permet de savoir si une frontière est de rupture ou de reformation de film complet.

Le Chapitre III présente le dispositif expérimental que nous avons réalisé à partir d'avant-projets existants. Ce dispositif utilise des modèles de bielle qui permettent l'étude par des méthodes optiques des phénomènes engendrés dans la bielle et dans le film d'huile du palier de tête de bielle. Les différentes parties mécaniques, hydrauliques et optiques du dispositif sont présentées, ainsi que les méthodes de mesure utilisées. Une attention particulière est prêtée aux techniques de prise d'images et d'enregistrement des informations. La réalisation des modèles et des divers capteurs d'effort est également présentée. Les méthodes de mesure employées pour l'analyse des phénomènes prenant naissance dans le palier sont principalement la photoélasticimétrie et la corrélation d'image numérique. Cette dernière méthode est exposée d'une manière détaillée en s'appuyant sur une étude bibliographique incorporée dans ce chapitre.

Au cours du Chapitre IV nous présentons une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux obtenus. Les résultats d'autres mesures comme la viscosité, le profil de l'alésage ou le diagramme de charge sont présentés. Ces résultats serviront comme paramètres d'entrée pour le calcul numérique. Une attention particulière est portée aux techniques de mesure de l'épaisseur de film, qui se sont avérées être les plus difficiles à mettre en œuvre.

Le Chapitre V est consacré à la présentation d'une comparaison entre les résultats d'un modèle de cavitation analytique et ceux du code ACCEL pour l'étude d'un cas simple de "negative squeeze". La présentation d'une investigation numérique de la lubrification élastohydrodynamique d'un palier de pied de bielle est ensuite présentée. Cette étude a été le fruit d'une collaboration avec la société Renault.

Dans la conclusion générale nous dégagons les principaux résultats de ce travail ainsi que les différentes perspectives de prolongement qu'il est possible d'envisager tant du point de vue de l'expérimentation que de l'amélioration des modèles numériques.

# **CHAPITRE I.**

## **ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE**

### **I.1. INTRODUCTION**

La bielle est l'élément de machine qui, par le biais du système bielle – manivelle, permet de transformer un mouvement alternatif dans un mouvement de rotation d'un arbre, ou bien l'inverse. Cet élément peut être trouvé dans de nombreux mécanismes dont les plus connus sont les moteurs thermiques classiques à combustion et certains types de compresseurs.

Nous allons définir dans ce qui suit les termes employés pour désigner les éléments qui feront l'objet de cette étude. La Figure I-1 montre un système bielle manivelle d'un moteur classique. La liaison entre la bielle et le piston est le palier de pied de bielle. A l'autre extrémité de la bielle se trouve le palier de tête de bielle qui assure la liaison avec le maneton du vilebrequin.

Comme le montrent Constantinescu, Nica, Pascovici, Ceptureanu et Nedelcu, (1980) [1], les seuls moyens vraiment efficaces de calcul pour des paliers de bielle sont les méthodes numériques, en raison des grandes variations que peuvent avoir la vitesse de rotation et la charge. Les études numériques sur la lubrification des paliers abondent en raison du fait que les moyens matériels nécessaires sont devenus relativement peu coûteux par comparaison aux moyens à mettre en œuvre dans le cas d'une étude expérimentale. De plus, un code de calcul une fois mis au point et validé, peut traiter en principe une infinité de cas

géométriques et fonctionnels alors que le moindre changement de paramètre pour un dispositif expérimental peut conduire à des difficultés matérielles parfois insurmontables.

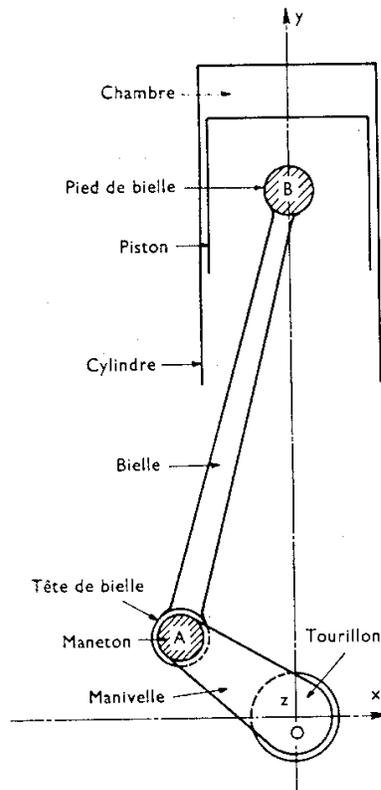


Figure I-1. Système bielle-manivelle et vocabulaire associé.

En ce qui concerne les études numériques sur la lubrification des paliers de bielle plusieurs questions se posent :

- Quelle est la validité des hypothèses faites ?
- Quelle modélisation peut-on choisir ?
- Y a-t-il d'autres phénomènes qui se manifestent et dont les effets sont non - négligeables ?
- Comment peut-on améliorer les modèles de la lubrification des bielles ?

Malgré le fait que la théorie de la lubrification soit bien au point, il reste à démontrer dans quelle mesure les calculs concordent avec les expérimentations, surtout dans le cas très compliqué de la lubrification des moteurs à combustion interne. Pour s'assurer que les codes

de calcul développés donnent des résultats corrects, leur validation s'impose. La meilleure validation est la confrontation des résultats numériques et expérimentaux.

Pour la mise en œuvre des études expérimentales, d'importants moyens doivent être utilisés. Deux manières d'aborder le principe des études expérimentales se présentent. Soit une validation d'un cas réel peut être faite en utilisant comme sujet de l'étude des vrais moteurs, modifiés pour pouvoir accepter les instruments d'investigation, soit la validation peut être réalisée à l'aide de modèles expérimentaux qui gardent des similitudes hydrodynamiques et élastiques avec les vrais paliers de bielle. Le premier type d'investigations expérimentales a l'avantage de donner des résultats concernant la lubrification dans des conditions réelles de fonctionnement des bielles. Le deuxième a l'avantage de permettre certaines mesures qui sont impossibles dans le premier cas.

Les moteurs thermiques fonctionnent à des vitesses de rotation généralement supérieures à 800 tr/min, allant jusqu'à 15000 tr/min ou plus pour des moteurs de F1 ou de motocyclette. Dans ces conditions, l'embarquement des capteurs, l'échantillonnage des signaux et leur transmission deviennent difficiles à gérer. A des vitesses aussi élevées, la variation des valeurs de la pression et de l'épaisseur de film est très rapide et l'inertie des capteurs n'assure pas toujours une fidélité satisfaisante. Cependant quelques équipes de recherches ont relevé le défi de construire des dispositifs expérimentaux pour l'étude des bielles. Ainsi ont pu être mesurées des épaisseurs de film, des distributions de température et de pression générées dans des conditions réelles de fonctionnement. Pour l'étude de la lubrification des paliers de tête de bielle, divers dispositifs expérimentaux ont été construits durant les vingt dernières années. Suivant les principes utilisés on peut distinguer deux grandes catégories d'expérimentations :

- avec des moteurs réels avec des bielles équipées de capteurs
- avec des dispositifs de laboratoire utilisant des bielles réelles
- avec des dispositifs de laboratoire utilisant des modèles de bielle

La première catégorie représente les expérimentations les plus coûteuses et les plus difficiles à mettre en œuvre de par les conditions sévères de fonctionnement de la bielle (vitesse de rotation, température relativement élevée), les valeurs extrêmes à mesurer (petites épaisseurs de film et pressions élevées) et l'encombrement réduit, mais donne des

informations sur les conditions de fonctionnement réelles des moteurs. En revanche, en raison des conditions sévères de fonctionnement les mesures ne sont pas toujours fiables. Néanmoins, de telles expérimentations sont très appréciées et restent l'apanage des grandes compagnies telles que General Motors, Toyota, Shell et autres de la même taille.

Les études utilisant des dispositifs de laboratoire et des bielles réelles donnent, grâce à une cinématique moins complexe que dans des cas réels, des résultats très intéressants. Ainsi, des paramètres qui, dans des conditions réelles de fonctionnement de la bielle, ne peuvent pas être mesurés, deviennent disponibles, tel les débits à travers le palier. Au contraire, certaines informations ne sont pas disponibles, comme, par exemple, l'influence de l'inertie sur les structures en mouvement, car la plupart de ces études sont effectuées en statiques.

La dernière catégorie est très intéressante surtout pour la validation de logiciels de calcul car, étant donné la simplification apportée par les modèles, une plus grande gamme d'effets peuvent être étudiés. Ce type d'investigations a l'avantage de se dérouler dans des conditions faciles à créer dans un laboratoire, d'être relativement peu coûteux et de permettre des mesures inaccessibles dans le cas réel. En plus, la validité d'un code de calcul peut être vérifiée aussi dans le cas des modèles. La condition nécessaire pour une extrapolation des résultats dans des cas d'éléments de machines réels reste la similitude des modèles avec ces éléments de machines. Dans le cas où seule une validation des calculs par le biais de l'expérimentation est recherchée, les modèles expérimentaux doivent respecter les hypothèses utilisées lors de la construction du modèle numérique. Par exemple, pour la cas d'un modèle de bielle, étant donné que la modélisation numérique est faite sur les hypothèses des films minces de lubrifiants, les modèles expérimentaux doivent satisfaire aux mêmes hypothèses.

Par la suite nous allons présenter une bibliographie des études numériques et expérimentales avec les techniques de mesure utilisées.

## **I.2. PROBLEME THEORIQUE EHD**

La lubrification EHD des paliers de bielle, que ce soit de tête ou de pied de bielle, est un problème complexe en raison des paramètres qui influent sur le comportement du film d'huile et sur les surfaces solides. La cinématique et la dynamique du fonctionnement de tels

paliers génère un champ pression à l'intérieur du film d'huile qui crée, à son tour une déformation des surfaces de l'alésage et de l'arbre. Cette déformation engendre une modification de l'épaisseur du film d'huile. Mais le champ de pression résulte de cette épaisseur, ce qui donne la forte non - linéarité du problème. En même temps, les conditions d'alimentation modifient la forme du champ de pression et donc celle du champs d'épaisseur. Des conditions qui assurent la conservation du débit doivent être aussi prises en compte pour une meilleure modélisation de la lubrification dans des conditions réelles de fonctionnement.

Vers la fin des années quarante, les chercheurs se sont intéressés au problème élastohydrodynamique (EHD). En 1949, Grubin et Vinogradova [2] ont montré l'importance des déformations élastiques et l'effet piézovisqueux dans les contacts Hertiens. Ils ont établi que des pressions importantes provoquent des déformations élastiques des surfaces dans la zone de contact.

Dowson et Higginson (1959) ont développé une méthode itérative dite "inverse" pour le calcul d'un contact linéique lubrifié. Naturellement, dans ce cas, l'équation de Reynolds est unidimensionnelle et son intégration analytique peut se faire. A l'aide d'un profil de pression calculé initialement pour le cas rigide, ils calculent la déformation des surfaces. Par un processus itératif ils obtiennent le profile d'épaisseur en utilisant l'équation de l'élasticité et l'équation de Reynolds.

En 1962, Stephenson et Osterle appliquent une "méthode directe" itérative au cas d'un contact linéaire. En partant d'une excentricité donnée, ils obtiennent la pression par la résolution de l'équation de Reynolds. Avec ce champ de pression ils déduisent l'épaisseur de film. On déduit alors un nouveau champs de pression et les itérations sont continuées jusqu'à la convergence sur le champ de pression. Si en plus la charge obtenue par intégration du champ de pression correspond à la charge donnée, alors la solution est trouvée, sinon, l'excentricité est modifiée et les calculs sont repris.

Higginson (1965-66) [3] a étudié les effets de la déformation élastique d'un coussinet sur les performances d'un palier infiniment long. Il obtient des résultats numériques qui correspondent qualitativement mais non quantitativement avec ceux de ses propres études expérimentales.

### I.3. PALIERS SOUS CHARGEMENT STATIQUE

Le progrès des moyens de calcul a permis d'aborder les problèmes de lubrification aussi du point de vue numérique. Vers la fin des années soixante les méthodes numériques étaient au point et les premiers codes de calcul ont vu le jour.

Reddy, Arghyris et Scharpe (1968) [4] utilisent les travaux de Zienkiewicz, Cheung et Visser (1965) pour donner une solution Eléments Finis à un problème de lubrification. Ce sont les premiers auteurs qui introduisent la méthode des éléments finis dans la lubrification.

Herrebrugh (1968) [5] utilise la méthode des équations intégrales de frontière pour la résolution du problème d'un contact linéique isotherme incompressible. Taylor et O'Callaghan (1972) utilisent ces travaux pour résoudre le problème du contact linéique isotherme piézo-visqueux. Ils utilisent des éléments isoparamétriques à 12 nœuds pour la discrétisation du domaine, l'approche de Galerkin et une intégration par parties pour l'obtention d'un système d'équations aux dérivées partielles du premier ordre et non plus du second.

En 1972, Nicolas [6] utilise la méthode des éléments finis pour l'étude de d'un palier soumis à un chargement quelconque. Nicolas et Frêne (1973), [7] font une comparaison entre ces résultats théoriques et des résultats expérimentaux.

En 1973, Oh et Huebner [8], prennent en compte pour la première fois l'élasticité des structures. Ils utilisent la méthode des éléments finis pour résoudre le problème de lubrification EHD d'un palier sous chargement constant. Les déformations sont calculées dans toute la structure et non pas seulement à l'endroit où est localisé le champs de pression. Ils utilisent les travaux de Zienkiewicz (1965) pour le calcul des structures et ils expriment les forces appliquées  $\{F\}$  en fonction de la déformée  $\{\delta\}$  par l'intermédiaire d'une matrice de rigidité  $[K]$  :

$$\{F\} = [K]\{\delta\}$$

Les forces sont définies par intégration du champ de pression hydrodynamique. Les pressions négatives sont négligées (conditions aux limites de Gumbel). Ils utilisent un schéma itératif directe modifié pour la résolution, schéma qui diverge rapidement pour des

excentricités importantes ( $\geq 0.5$ ) ou lorsque les déformations radiales deviennent trop importantes comparées au jeu radial.

En 1973, Wechsler [9], utilise la méthode des différences finies pour la discrétisation et la méthode de Gauss-Seidel avec sur-relaxation pour la résolution rapide du système obtenu par discrétisation de l'équation de Reynolds sur le domaine. Ils utilisent les séries de Fourier pour le calcul des déformations élastiques.

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

La même méthode est appliquée par Rhode, Whickler et Browne (1978) [12] pour l'étude d'une butée (problème élastohybride) en utilisant un maillage éléments finis à éléments tétraédriques. Ils construisent une matrice de compliance (ou d'élasticité) par application d'une force unitaire dans chaque nœud du maillage et stockage des déformations perpendiculaires à la surface dans une matrice. Ainsi, une réduction substantielle du temps de calcul est réalisée. Ils partent de l'hypothèse que la pression appliquée en un point n'agit qu'à proximité de celui-ci. La matrice Jacobienne est obtenue en deux étapes. Ils supposent d'abord le contact indéformable et obtiennent ainsi une matrice Jacobienne de type bande. Ensuite ils incorporent les termes traduisant l'élasticité dans cette matrice bande et uniquement dans celle-ci. Ainsi, ils obtiennent une matrice Jacobienne facilement inversable, ce qui réduit substantiellement le temps de calcul. Si cette manière de construire la matrice Jacobienne est correcte pour les structures relativement rigides, elle ne l'est plus pour les structures très élastiques.

Conway et Lee (1975) [13], considèrent le cas d'un palier infiniment long et résolvent le problème de la lubrification isotherme et isovisqueuse. L'équation de Reynolds devenue ainsi unidimensionnelle est intégrée analytiquement. Le coussinet est considéré un tube mince dans un logement rigide. En 1977 [14], les mêmes auteurs présentent les résultats dans le cas du palier court en considérant une distribution parabolique de la pression dans la direction axiale.

En 1979, Fantino, Frêne et Du Parquet [15] étudient pour la première fois le comportement d'un palier de bielle élastique soumise à un chargement statique dans l'hypothèse de la piézoviscosité. L'équation de Reynolds est résolue par la méthode des différences finies utilisant la méthode itérative de Gauss-Seidel avec sous-relaxation. Ils considèrent le palier comme étant de longueur finie. Leurs résultats montrent l'existence d'un pic de pression dû au pincement du film d'huile. Ils remarquent que l'étendue du film occupe près de la moitié de la circonférence du palier, grâce à l'élasticité des surfaces.

En 1983, Pierre-Eugène, Frêne et Fantino, Roussel et du Parquet [16] comparent les résultats théoriques et expérimentaux dans des conditions de fonctionnement statiques. Les calculs réalisés par Fantino concordent bien avec les expérimentation de Pierre-Eugène pour des bielles en araldite. Les mesures de film d'huile sont effectuées par granulométrie laser. Ils étudient aussi les déformations de bielles réelles et trouvent que les résultats expérimentaux et théoriques concordent jusqu'à un chargement de 10 kN. Ce travail sera décrit plus en détail dans la partie consacrée aux études expérimentales.

#### **I.4. PALIERS SOUS CHARGEMENT DYNAMIQUE**

En 1957 Hahn [17] fut le premier à calculer la trajectoire du centre d'un arbre d'un palier soumis à une charge variable. Il a calculé deux champs de pression distincts, un dû à l'écrasement du film d'huile et l'autre dû à la vitesse tangentielle de l'arbre puis, en négligeant les pressions négatives, il a résolu les équations du mouvement à l'aide de la méthode de Rünge-Kutta.

En 1965, Booker [18] a mis au point une méthode appelée "de mobilité" dans laquelle le mouvement de l'arbre est décomposé en deux composantes, une d'écrasement, et l'autre de

mouvement tangentiel (effet de rotation). Ce sont les composantes du "vecteur de mobilité". Ce vecteur dépend de l'angle de calage et du rapport  $L/D$ . Booker a dressé les cartes de mobilité représentant les vitesses adimensionnées du centre de l'arbre pour une excentricité inférieure à 1. Mais, les cartes de mobilité ne sont utilisables que pour des paliers rigides (Goenka, 1984, [19]).

En 1973, Fantino [20] présente une solution permettant de déterminer la position du centre de l'arbre d'un palier court. En faisant l'hypothèse du palier court, il peut intégrer analytiquement l'équation de Reynolds en fonction des vitesses du centre de l'arbre  $\varepsilon'$  et  $\varphi'$ . Les équations qui décrivent l'équilibre de la charge avec le champ de pression intégré sur la circonférence est résolu par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4.

En 1980, Goenka et Booker [21] étudient les paliers sphériques en comportement dynamique. Ils choisissent un problème "implicite" pour lequel la charge est donnée contrairement aux problèmes "explicites" dans lesquels le mouvement est connu. Ils définissent un résidu de la forme :

$$G = F_* - F(e)$$

où  $F_*$  est la charge imposée et  $F(e)$  celle obtenue par intégration du champ de pression calculée en fonction de l'excentricité  $e$  et de la vitesse  $\dot{e}$ . Ce système est résolu avec la méthode de Newton-Raphson ayant comme inconnue  $\dot{e}$ . Connaissant  $\dot{e}$  ils peuvent recalculer le champ de pression. Le processus est répété jusqu'à convergence. Le problème dynamique est résolu comme une succession de problèmes quasi statiques.

En 1981, Fantino [22] présente des solutions au problème EHD du palier court en régime transitoire. Il utilise la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 pour intégrer les équations de déplacement du centre de l'arbre. Afin d'éviter la divergence qui apparaît quand des valeurs des déformations deviennent supérieures au jeu radial, il applique une méthode de prédiction - correction.

Le film d'huile se divise en deux types de zones, une dite active ou de film complet, dans laquelle la pression est générée et une zone dite inactive ou de film rompu où la pression

est nulle. Le problème de la lubrification est un problème à frontière libres, dans la mesure où on ne connaît pas d'avance l'étendue de chaque zone.

En 1984, Oh [23] aborde la recherche des étendues des régions de film active et inactive d'un contact sphère - plan comme un problème de complémentarité utilisant l'algorithme de Murty, algorithme qui sera décrit plus loin. Il est le premier à résoudre simultanément l'équation de Reynolds et l'équation de l'équilibre de la charge et de trouver en même temps la pression et l'excentricité. Jusqu'alors ces inconnues étaient déterminées successivement. La même année Goenka [24] utilise les hypothèses de complémentarité pour la résolution d'un problème de lubrification pour un palier lisse circulaire.

Labouf et Booker (1985) [25] utilisent les travaux de Goenka cités précédemment pour étudier un palier faiblement élastique comme une succession de problèmes quasi statiques. Ils constatent de gros problèmes de convergence malgré les faibles déformations du palier.

La même année, Fantino, Frêne et Du Parquet [26] montrent que les déformations élastiques des structures et l'endroit où l'épaisseur est minimale sont quasi indépendants de la viscosité du lubrifiant et que le couple de frottement et le débit axial sont plus importants dans le cas élastique que dans le cas rigide. Ils utilisent la méthode des différences finies et des méthodes itératives en régime quasi-statique pour la résolution du problème.

En 1985, Oh et Goenka [27] appliquent la méthode développée par Oh en 1984 pour résoudre le problème d'un palier de tête de bielle en régime transitoire. Ils soutiennent par leur résultats les conclusions de Fantino sur l'étendue de la zone active du film de lubrifiant. La bielle a tendance à s'enrouler autour de l'arbre surtout dans ses parties les plus flexibles. En 1986 ils posent une hypothèse simplificatrice traduisant une variation parabolique de la pression dans le sens axial du palier, ce qui permet de réduire le temps de calcul, au détriment de la précision.

En 1988, McIvor et Fenner [28] montrent que le choix des éléments finis d'ordre élevé réduit substantiellement les temps de calcul. Ils choisissent des éléments isoparamétriques à 8 nœuds pour le film de lubrifiant et à 20 nœuds pour la discrétisation tridimensionnelle des solides. Egalement, en 1989, ils montrent [29] que la matrice Jacobienne ne doit pas nécessairement être recalculée à chaque itération, mais seulement lorsque la convergence

devient difficile. Ceci réduit beaucoup le temps de calcul. Ils utilisent aussi les conditions de complémentarité pour la partition du domaine en zones actives et inactives.

En 1990-1991, Aitken et McCallion [30], [31], [32] montrent que l'inertie des solides influe d'une manière importante sur la forme de l'épaisseur du film d'huile. Ils étudient une bielle et transforment à chaque pas de temps les forces d'accélération ponctuelle en forces volumiques.

En 1994, Guines [33] développe un algorithme basé sur la méthode des éléments finis et l'a appliqué à l'étude d'un palier de tête de bielle en régime transitoire. Il a résolu l'équation de Reynolds et celles de l'équilibre de la charge simultanément par la méthode de Newton-Raphson. Les effets d'inertie des solides ont été également pris en compte. Il a confirmé que ces effets influent substantiellement sur l'épaisseur de film. Afin de pouvoir étudier les conditions d'alimentation il a combiné l'algorithme de Murty avec des conditions de conservation du débit à travers les frontières de rupture et de reformation de la zone active. Ces conditions ont été décrites par Jacobson et Floberg en 1957 [34] et Olsson en 1974 [35] et sont connues sous le nom de théorie de JFO. Ainsi Guines a obtenu un algorithme qui assure la conservation de la masse de lubrifiant dans le palier. Bonneau, Guines, Frêne et Toploski (1995) [36] ont publié ces travaux. Cette étude est la première qui, avec une modélisation tridimensionnelle de l'élasticité, à la fois prend en compte les effets d'inertie et assure la conservation du débit massique au travers des frontières de rupture et de reformation du film lubrifiant. Dans le cas où ni les effets d'inertie ne sont pris en compte ni le débit massique assuré, les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux de Goenka.

En 1995, Boedo et Booker [37] ont présenté un algorithme basé sur la méthode des éléments finis et qui assure la conservation de la masse. Ce papier sera décrit en détail au cours du Chapitre V.

En 1997, Garnier [38] a abordé le problème EHD de la liaison carter vilebrequin d'un moteur thermique. Il prend en compte l'élasticité de toutes les parties du moteur que constitue l'ensemble carter / vilebrequin / bielles. Il part des travaux de Bonneau, Guines, Frêne et Toploski [36] et réalise un outil d'étude de la lubrification des moteurs réels.

En 1999, Bonneau, Chomat, Garnier et Grente [39] ont réalisé une étude sur l'influence des défauts de fabrication (par exemple défauts d'alignement des tourillons et/ou des coussinets) sur l'influence de l'élasticité des flancs supportant les paliers de vilebrequin ou encore sur l'effet de la présence des accessoires en bout de vilebrequin (distribution, pompe à eau, alternateur) sur le comportement de ces paliers.

Récemment, en 1999 Piffeteau [40] a réalisé l'étude thermoélastohydrodynamique (TEHD) d'un palier de tête de bielle en régime transitoire en considérant des hypothèses de température constante, adiabatiques ou de flux thermique convectif à la surface extérieure de la bielle. Cette étude est réalisée en modélisant la bielle ainsi que le film de lubrifiant avec des éléments finis bidimensionnels. Il résout l'équation de l'énergie, l'équation de Reynolds et les équations de l'équilibre de la charge simultanément et considère les déformations des solides dues au champ de pression et aux dilatations thermiques. La prise en compte des effets thermiques autant dans les solides que dans le lubrifiant présente une nouvelle étape dans la résolution des problèmes de lubrification.

La modélisation TEHD de la bielle est pour l'instant uniquement bidimensionnelle, car la difficulté du problème est considérable et les temps de calculs sont longs. Les méthodes numériques les plus utilisées sont les différences finies et les éléments finis qui correspondent le mieux à ce type de problème numérique.

La validation de ces études numériques se fait par comparaisons des résultats calculés avec ceux obtenus par expérimentation. Dans un paragraphe ultérieur nous ferons le point sur les études expérimentales existantes à partir des travaux publiés dans les revues scientifiques spécialisées. Auparavant nous allons examiner les différents algorithmes qui ont été successivement développés pour décrire le comportement du film lubrifiant avec des zones sous pression où le film est complet et des zones où le film est incomplet dans lesquelles aucune pression hydrodynamique n'est générée. Comme nous le verrons par la suite, cette description est complexe et plus particulièrement dans le cas des paliers sous chargement dynamique comme ceux de la bielle.

## **I.5. CONDITIONS AUX LIMITES POUR LA FRONTIERE DE RUPTURE DE FILM**

La résolution de l'équation de Reynolds comporte divers niveaux de sophistication. La finesse du modèle utilisé dépendra des objectifs poursuivis et de la précision désirée. Le choix des conditions aux limites fait partie intégrante de la qualité du modèle. Les conditions aux limites les plus usuelles sont présentées dans ce qui suit.

### ***1.5.1. Condition de Sommerfeld***

Sommerfeld suppose que le film lubrifiant est continu. Cette condition est acceptable seulement pour des paliers ayant des pressions d'alimentation ou environnantes très élevées ou pour des paliers tournant à faible vitesse, car les pressions dans le film peuvent devenir négatives. Ce type de condition est présenté graphiquement Figure I-2 a).

### ***1.5.2. Condition de Gümbel***

Cette condition (appelée aussi demi-Sommerfeld) prend en compte la rupture de film lubrifiant. Elle consiste à négliger les pressions négatives dans le film. C'est une condition qui ne respecte pas la continuité du débit aux travers de la frontière de rupture. Elle est représentée graphiquement dans la Figure I-2 b)

### ***1.5.3. Condition de Reynolds***

La condition de conservation du débit au travers de la frontière de rupture est satisfaite grâce aux conditions aux limites introduites par Swift [41] et Stieber [42]. Ces conditions s'écrivent

$$p = p_0 \text{ et } \frac{\partial p}{\partial n} = 0$$

où  $\vec{n}$  est la normale à la frontière et  $p_0$  la pression dans la zone où le film est rompu.

La Figure I-2 présente graphiquement les trois types de conditions aux limites.

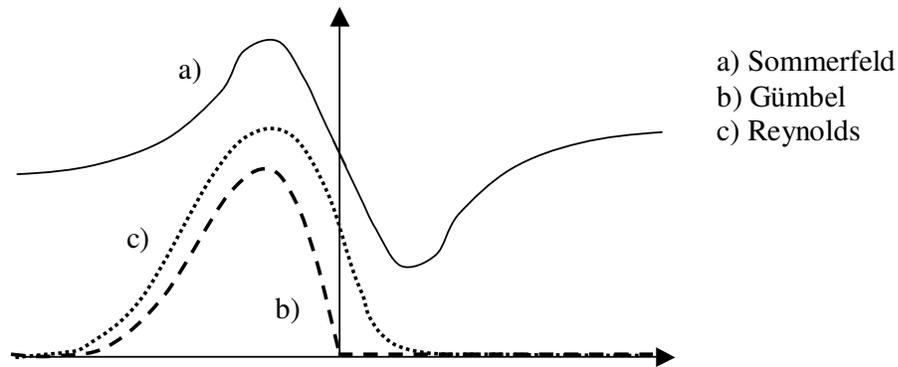


Figure I-2. Conditions aux limites pour la rupture de film

## I.6. ALGORITHMES DE RECHERCHE DES ZONES ACTIVES ET INACTIVES

Ces algorithmes peuvent se diviser en deux catégories selon s'ils assurent ou pas la conservation du débit massique dans les zones inactives ainsi qu'aux passages des frontières de rupture et de reformation du film.

### I.6.1. Algorithmes non-conservatifs

#### I.6.1.1. Algorithme de Christopherson

Christopherson [43] à mis en application la condition de Reynolds en annulant les pressions négatives au fur et à mesure qu'elles apparaissent dans les calculs numériques. Il forçait ainsi le gradient de pression à s'annuler à la frontière de rupture du film. L'expérience montre que ce processus donne satisfaction. D'une mise en œuvre facile, cette technique à été largement utilisée. Sa validité a été démontrée par Cryer en 1971 [44] en utilisant des techniques d'équations différentielles.

#### I.6.1.2. Formulation variationnelle

Le modèle de Reynolds a été aussi explicité sous forme d'une équation variationnelle par Lohou [45]. Cette méthode est reprise plus tard par Rhode et McAllister en 1975 [46] et par Bayada en 1983 [47].

### *1.6.1.3. Algorithme de Murty*

Le sujet de la détermination des zones actives et inactives du film d'huile peut être abordé comme un problème de complémentarité à frontières libres [23]. Murty (1974) [48] a présenté un algorithme qui peut être appliqué à la lubrification. Il est basé sur la complémentarité d'une équation et d'une inéquation dans les zones actives et respectivement inactives du film. Cet algorithme sera décrit en détail au Chapitre II.

### *1.6.2. Algorithmes conservatifs*

#### *1.6.2.1. Théorie de J.F.O.*

Olsson, en 1965 et 1974 [35] suggère que sous certaines hypothèses les conditions de Reynolds restent valables dans les problèmes dynamiques. Ces conditions sont liées aux vitesses des frontières entre les zones actives et inactives. Jakobson et Floberg (1957) [34], ainsi que Olsson formulent des nouvelles conditions aux limites conservant la masse aussi bien dans la zone inactive qu'au travers des frontières de rupture et de reformation du film. Cette théorie suppose que le liquide est transporté dans la zone de cavitation par des filets qui s'étendent entre les surfaces mobile et fixe. Ceci est prouvé expérimentalement par Floberg qui mesure une pression constante dans la zone inactive et en déduit que l'écoulement est de type Couette. En 1968 Tipei [49] a utilisé la condition  $u = 0, \frac{\partial u}{\partial y} = 0$  à la fin de la zone de film complet et une relation basée sur les flux au début de celle-ci. Il a supposé que le lubrifiant adhère à une des surfaces après séparation. Constantinescu (1977) [50] suppose que l'alimentation en lubrifiant est influencée par la formation d'une couche de gaz entre la surface mobile et les gouttes de lubrifiant. Il propose une théorie basée sur le rôle de la tension superficielle dans la formation de film fluide et la rehausse de la pression. Cette tension superficielle a une influence non-négligeable surtout lorsque le produit entre la viscosité et la vitesse de paroi,  $\mu U$ , est très petit. Plus tard, Coyne et Elrod (1970, 1971) [51], [52] montrent qu'une certaine partie du fluide est transportée comme film adhérent à la surface mobile. En 1982 Etsion et Ludwig [53] mesurent des variations de pression de l'ordre de 0,05 MPa dans la zone inactive et proposent une différenciation du modèle en fonction de la composition des bulles : gaz ambiant ou vapeurs. Dans le premier cas nous avons de la

séparation tandis que dans le second il s'agit de cavitation proprement dite. En 1983, Pan [54] montre que pour des charges modérées et fortes, quand les forces de tension superficielle deviennent négligeables devant la capacité de charge, le film adhérent à la paroi mobile peut être négligé. La théorie de JFO est une des meilleures à l'heure actuelle pour décrire la conservation du débit dans la zone inactive. En 1974 Elrod et Adams [55] proposent un algorithme incluant la théorie de JFO.

### 1.6.2.2. Algorithme d'Elrod

L'algorithme présenté par Elrod et Adams [55] a été ensuite modifiée par Elrod en 1981 [56].

Cette procédure contourne la difficulté représentée par les autres algorithmes qui exigent la détermination du gradient de pression à la frontière de la zone active. Pour ce faire, il s'intéresse à la densité du fluide plutôt qu'à sa pression. Il suppose que le fluide est quasi incompressible dans la zone active et compressible dans la région inactive. Il introduit le facteur de compressibilité  $\beta = \rho \frac{\partial \rho}{\partial p}$  et transforme ainsi l'équation de Reynolds en une équation de conservation de la masse. Dans la zone de film complet  $\beta$  est légèrement supérieur à l'unité tandis que dans la zone inactive  $\beta$  est inférieur à un. Il introduit une fonction dite "bascul",  $g$ , qui est donnée par :

- $g = 0$  dans la zone inactive
- $g = 1$  dans la zone de film complet

Le flux est défini alors :

$$\bar{\Phi} = \bar{\Phi}_c + g\bar{\Phi}_p$$

où  $\bar{\Phi}_c = \beta H \bar{V}$  et  $\bar{\Phi}_p = \frac{H^3}{12\mu} \bar{\nabla} p$  sont respectivement les flux de type Couette et Poiseuille.

Ainsi Elrod résout pour toutes les régions du film la même équation. Dès que la pression chute,  $\beta$  devient inférieur à un,  $g$  s'annule et l'écoulement devient uniquement de type Couette. La variable  $\beta$  est calculée dans la région inactive en fonction de l'épaisseur de film, afin d'assurer la conservation du débit transporté.

Cet algorithme a comme principal avantage sa mise en œuvre par la résolution d'une seule équation dans toutes les régions du film, mais un inconvénient qui provient de la même caractéristique, précisément un temps de calcul beaucoup plus long. Ceci peut devenir un handicap majeur pour les problèmes à chargement variable où de nombreuses résolutions de l'équation de Reynolds sont nécessaires.

Nombreux sont les chercheurs qui ont repris l'algorithme d'Elrod. Dowson et al. (1984) l'ont utilisé pour des paliers circulaires sous chargement statique, Vijayaraghavan et Keith (1989) [57] l'utilisent avec des méthodes multigrille pour réduire le temps de calcul. En 1991, Kumar et Booker [58] [59] ont utilisé la méthode des éléments finis associée avec un algorithme de type Elrod. En 1995, Boedo et Booker [37] ont abordé le problème de "squeeze" entre deux plaques oscillantes et ont trouvé des bons accords avec les expérimentations de Hays et Feiten (1964) [60], Rodriguez (1970) [61] et Parkins et Stanley (1982) [62].

#### *1.6.2.3. Algorithme de Murty modifié*

Si l'algorithme de Murty définit correctement la frontière de rupture, car le débit est conservé à travers celle-ci, il n'en est pas de même pour la frontière de reformation du film complet où la participation du liquide transporté par les parois n'est pas prise en compte. En 1994, Guines [33] a introduit le calcul de la vitesse de la frontière de reformation en fonction du taux de remplissage de la zone inactive, près de la frontière de reformation. Il a utilisé cette estimation en tant que condition restrictive pour la localisation de la frontière de reformation donnée par l'application de l'algorithme de Murty. Ainsi il a créé un algorithme de Murty modifié, assurant la conservation du débit à travers les frontières. Cet algorithme sera décrit en détail au Chapitre II. Nous élargirons l'analyse, afin de pouvoir aborder le phénomène d'écrasement de film de lubrifiant, où la vitesse des parois est nulle.

### **1.7. DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX**

Pour l'étude de la lubrification des paliers de têtes de bielle, divers dispositifs expérimentaux ont été construits ces vingt dernières années. On peut distinguer deux sortes de dispositifs en fonction du type des sollicitations pouvant être étudiées (statiques ou

dynamiques), de la cinématique d'ensemble (cinématique réelle ou simplifiée) et également en fonction des éléments de machines utilisés (réels ou modèles).

Cette classification peut être représentée comme suit :

- étude statique
  - sur des bielles réelles
  - sur des modèles de bielle
- étude dynamique
  - avec cinématique simplifiée ("test rig")
  - avec cinématique d'ensemble réelle
    - sur des bielles réelles (moteurs équipés de capteurs)
    - sur des modèles de bielle (dispositifs simulant la cinématique des moteurs réels)

Le choix du type de dispositif dépend du but à atteindre et du budget disponible pour l'étude. Si ce but porte sur l'étude d'un moteur ou d'un type de bielle, le dispositif le plus approprié est celui utilisant des moteurs réels. Ces sont ces dispositifs qui sont les plus chers et qui demandent les instruments de mesure les plus sophistiqués. Si le but suivi est la validation d'un code de calcul on peut choisir de construire un dispositif utilisant des modèles, dispositif comportant plusieurs avantages, comme l'utilisation des capteurs dans des conditions moins sévères que dans un moteur réel, possibilité de visualisation et de mesure de certains phénomènes inaccessibles dans un moteur (distribution de contraintes, débit de fuite), facilité de manipulation, coût réduit etc.

### **I.8. DISPOSITIFS UTILISANT DES MOTEURS D'AUTOMOBILE**

Des dispositifs se servant de moteurs réels ont été construits par plusieurs laboratoires de recherche de grandes compagnies (Toyota, General Motors, Shell) ou des laboratoires de recherche publique.

Bates et Evans (1985) [63], Bates et al. (1987) [64] et Bates et Benwell, (1988) [65] ont employé un dispositif utilisant un moteur réel modifié afin de pouvoir mesurer les divers paramètres de la lubrification du palier de tête de bielle. Etant donnée la cinématique de la

bielle, le fait que l'arbre et le coussinet soient tous les deux mobiles, on rencontre des difficultés inexistantes dans l'étude d'autres types de paliers dont au moins une partie est fixe. Un des problèmes les plus délicats est de pouvoir récupérer les signaux de sortie des capteurs et de les guider vers une pièce immobile pour enregistrement et traitement. De plus, étant donnée les dimensions de la bielle, le système de sortie des câbles des capteurs doit avoir une influence minimale ou tout au moins prévisible sur le comportement de la bielle.

Le dispositif utilisé par Bates et Evans est constitué d'un moteur V6 diesel d'automobile dont une des bielles a été munie d'un système à deux biellettes et trois liaisons pivot, dont une se trouve entre les deux biellettes (système "sauterelle"). Les biellettes sont faites en alliage léger d'aluminium. Leur masse représente 10% du poids total de la bielle et de son piston. Le bout d'une biellette est solidaire au chapeau de la bielle étudiée ici, l'autre est attaché à la deuxième biellette dont l'autre extrémité se trouve reliée au carter par une liaison pivot. Ils ont utilisé la méthode de la capacité totale pour mesurer le minimum de l'épaisseur de film.

En 1988, Bates, Fantino, Launay et Frêne [66] ont fait une comparaison entre les résultats expérimentaux de Bates et ceux théoriques de Fantino et Frêne. Ils ont trouvé des différences très importantes concernant l'épaisseur minimale de film et ils les expliquent par le fait que les mesures utilisant la méthode de la capacité totale ne tiennent pas compte des influences de la cavitation et par le fait que le modèle numérique est basé sur des hypothèses simplificatrices (palier court, régime isotherme, fluide isovisqueux, déformations planes) ne décrit pas assez bien le phénomène réel.

En 1995 Suzuki et al. [67] ont présenté un autre dispositif expérimental pour l'étude thermique de la lubrification des bielles. Leur dispositif expérimental est du même type que celui de Bates et Evans [63]. Ils ont utilisé un moteur diesel de 2000 cm<sup>3</sup> qui a été modifié en lui ajoutant un système de deux biellettes partant du pied de la bielle et allant sur le carter. Ce système a l'avantage de ne pas rajouter des efforts directs sur le palier de tête de bielle mais uniquement de modifier légèrement le diagramme de charge par l'influence de son inertie. Ainsi, muni d'un tel système, le moteur peut tourner jusqu'à 5000 tr/min. Ils ont muni la bielle de 36 thermocouples et 4 capteurs de position inductifs à 90° les uns des autres, ainsi que de jauges d'extensométrie placées sur le corps de la bielle, afin de mesurer la charge agissant sur

celle-ci. Parallèlement, des capteurs piézo-électriques ont été montés, pour pouvoir mesurer la pression des gaz de combustion dans les cylindres, durant le cycle moteur. Les signaux de sortie des capteurs sont enregistrés et traités ultérieurement. Une fois les calibrage des jauges d'extensométrie et des capteurs de position faits sur un banc d'essai, la bielle est montée et le système est mis en route pour un rodage. Différentes mesures peuvent être faites sur la bielle : température, épaisseur minimale de film, position du centre de l'arbre dans le coussinet.

Tseregounis et al. (1998) [68] ont utilisé un moteur V6 muni d'un système de guidage des fils de capteurs qui ressemble à celui utilisé par Bates et al. [64] comme présenté Figure I-4. Du fait d'avoir attaché les biellettes à la tête de la bielle, l'inertie de la "sauterelle" est importante, et la vitesse de rotation ne peut pas excéder 1500 tr/min. Ils ont utilisé la méthode de la capacitance totale pour déterminer l'épaisseur minimale du film. Cette méthode sera décrite par la suite.

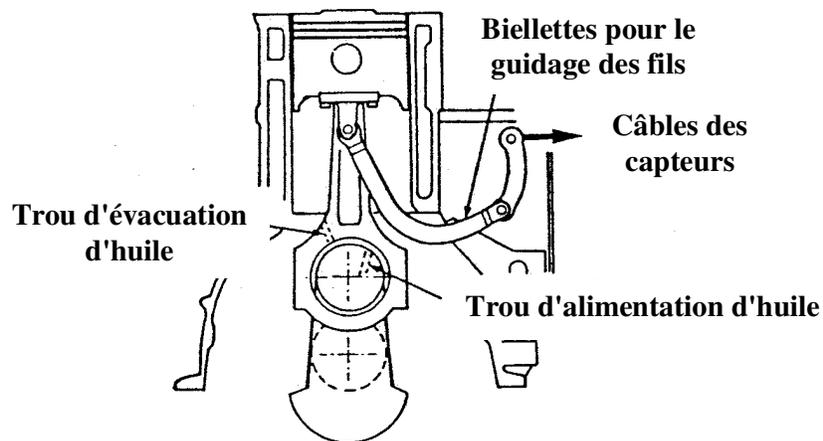


Figure I-3. Système de guidage des fils des capteurs (Suzuki et al.[67])

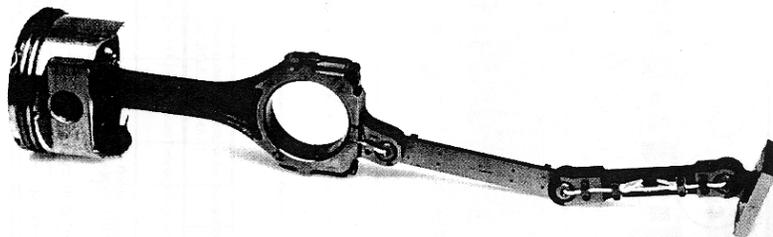


Figure I-4. Dispositif "sauterelle" pour le guidage des câbles de sortie de capteurs

La température de l'huile dans le moteur est strictement contrôlée par des systèmes de chauffage électrique ou de refroidissement à l'eau (Spearot et Murphy [69], Tseregounis et al. [68])

### **I.9. METHODES DE MESURE DE L'ÉPAISSEUR MINIMALE DU FILM**

Le paramètre qui témoigne d'un bon régime de lubrification est l'épaisseur minimale du film. Ce paramètre doit avoir des valeurs qui ne descendent pas en dessous de certaines limites car, une épaisseur de film de lubrifiant trop petite entraîne des risques de contact solide - solide, ce qui produit des dommages irréversibles dans le palier.

Certaines méthodes donnent des informations locales sur la valeur de l'épaisseur du film, telle que la méthode inductive ; d'autres donnent des informations sur la valeur du minimum de cette même épaisseur, comme la méthode de la capacitance totale ou encore celle de la résistance totale. Ces deux dernières méthodes ne donnent aucune prédiction sur la localisation de l'épaisseur minimale dans le film, mais renseignent uniquement sur la valeur de ce minimum.

#### ***1.9.1. La méthode de la capacité totale***

Elle consiste à considérer le palier comme un condensateur cylindrique et l'huile comme un milieu diélectrique (Craig et al. [70], Bates et al. [71], [64], Spearot et Murphy [69] et Spearot et al. [72], Choi et al., 1992 [73], 1993 [74], King [75]). En appliquant une tension alternative de quelques volts (0.1 ÷ 5 V) à haute fréquence (100 kHz) sur le vilebrequin, on récupère sur le condensateur isolé électriquement un signal de sortie dont le voltage est en fonction de la capacité totale du condensateur. Soit  $V$  cette tension de réponse. La relation entre  $V$  et  $C$ , la capacité du condensateur, est trouvée empiriquement de la forme [68] :

$$C = \left[ C_0 + C_1 \left( \frac{1}{V} \right) + C_2 \left( \frac{1}{V} \right)^2 + C_3 \left( \frac{1}{V} \right)^3 \right] - C_c$$

où  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  et  $C_3$  sont des constantes de calibrage et  $C_c$  une petite correction qui tient compte de la contribution de fils isolés qui connectent le coussinet avec l'instrument de mesure.

La capacité totale du palier est

$$C = \varepsilon_0 \int_0^A \frac{\varepsilon}{h} da \quad (\text{I-1})$$

où  $A$  est l'aire du palier,  $\varepsilon_0$  la permittivité du vide,  $\varepsilon$  la constante diélectrique de l'huile et  $h$  la distance entre les parois du condensateur.

En introduisant l'épaisseur de film dans la définition d'un palier rigide :

$$h = \delta (1 - e \cos \theta),$$

on obtient

$$h_{\min} = \delta (1 - e) \quad (\text{I-2})$$

où  $e$  est l'excentricité et  $\delta$  le jeu radial. Considérant que l'huile a la même constante diélectrique partout (dans les zones de film complet et de cavitation), l'excentricité peut être calculée après intégration de l'équation (1). Le minimum de l'épaisseur du film est donné par l'équation (2) :

$$h_{\min} = \delta \left[ 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{2\pi R_p L \varepsilon_0 \varepsilon}{\delta C} \right)^2} \right] \quad (\text{I-3})$$

où  $L$  est la largeur du palier,  $C$  la capacité du condensateur et  $R_p$  son rayon. Il est à remarquer que cette méthode donne uniquement la valeur du minimum de l'épaisseur, mais ne donne aucune indication concernant la position de ce minimum. Cette méthode est basée sur la capacité globale du condensateur, que constitue le palier, et c'est la raison pour laquelle elle s'appelle la méthode de la capacité totale. Le schéma du montage électrique d'après Spearot et Murphy [69], pour la méthode de la capacité totale est présenté Figure I-6.

Pour que le palier forme un condensateur il faut que les deux surfaces chargées électriquement soit isolées l'une de l'autre. Pour ce faire, le coussinet est isolé du reste de la bielle en enlevant une couche de métal de la partie extérieure du coussinet et en la remplaçant par une couche céramique d'alliage d'aluminium de quelques dixièmes de millimètres [65], [68], [69]. Les valeurs de l'épaisseur minimale du film sont enregistrées pendant plusieurs centaines de cycles pour faire une moyenne qui décrit épaisseur minimale de film la plus

probable. Ainsi Spearot et Murphy ont disposé de l'épaisseur minimale de film pendant tout le cycle.

Plusieurs effets peuvent influencer la précision des mesures. La valeur de la permittivité de l'huile se modifie légèrement avec la température et avec la pression. Bates et Benwell [65] ont montré que pour une élévation de la température de 100°C à 150°C la constante diélectrique  $\epsilon$  varie de 2%. Scaife et Lyons [76] ont montré que pour une variation de la pression de 0,1 à 100 MPa,  $\epsilon$  varie de 1%. Donc les variations dues aux conditions de pression et de température n'influent pas beaucoup sur la permittivité de l'huile.

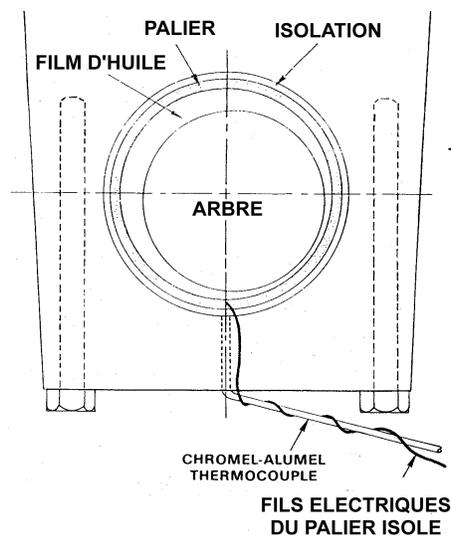


Figure I-5. Schéma du palier isolé d'après Spearot et Murphy [69].

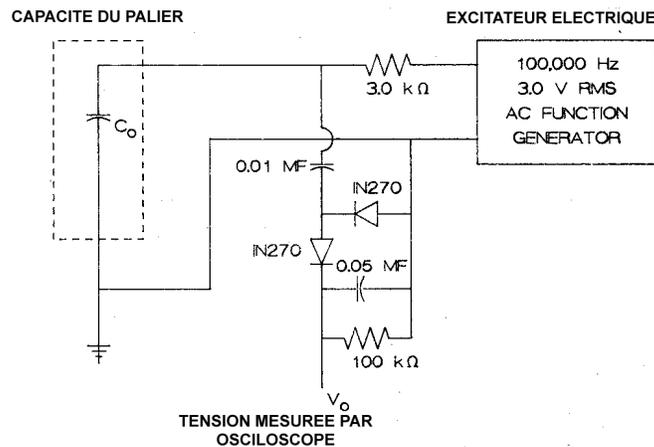


Figure I-6. Schéma du montage électrique pour la méthode de la capacité totale [69].

Il y a des phénomènes qui perturbent de manière importante les mesures, comme, par exemple, la déformation du palier et les zones de cavitation qui influencent beaucoup la constante diélectrique du film. Dans la zone de cavitation, le lubrifiant est un mélange de liquide et de gaz qui a des caractéristiques diélectriques différentes de celles d'un liquide. Comme l'emplacement de ces zones de cavitation et leur étendue ne sont pas connues ainsi que leur taux de remplissage avec du liquide, les effets de la région non-active ne peut être qu'estimée. Quant à la déformation du palier, elle change l'épaisseur locale du film de lubrifiant et, par le biais de l'équation (1), la valeur de la capacité électrique mesurée. Une estimation de la capacité totale du condensateur n'est donc pas possible sans une connaissance locale de la valeur de l'épaisseur du film, de la zone de cavitation et de son taux de remplissage. Bien que ces valeurs ne sont pas faciles, voire impossibles à mesurer, et étant donné que le plus souvent le but de telles études expérimentales est de valider des modélisations numériques, par une combinaison entre les valeurs mesurées de la capacité et les résultats du calcul de cette même capacité à partir des prédictions numériques sur les paramètres de la lubrification, une évaluation du modèle numérique peut quand même être faite. C'est ce qu'ont fait Paranjpe et al. [77] qui, à l'aide de la déformation et des zones de cavitation avec leur taux de remplissage calculés numériquement ont corrigé les valeurs mesurées expérimentalement. Ils ont trouvé que les valeurs corrigées des mesures expérimentales donnaient une bonne concordance avec les valeurs calculées pour le minimum de l'épaisseur du film pendant le cycle.

### ***1.9.2. La méthode de la résistivité totale***

Elle a été introduite au début des années 1980. Le palier est considéré comme une résistance électrique qui varie en fonction de l'excentricité de l'arbre dans l'alésage et un générateur de courants faibles placé en série. L'alimentation du circuit se fait par une source de courant continu faible. Spearot et Murphy [69] ont utilisé une source de 1,35 V. Une étude comparative avec la méthode de la capacité totale est effectuée par Spearot et Murphy en 1988 [69].

Dans cette technique, la résistance totale du palier peut s'écrire :

$$\frac{1}{R} = \int_0^A \frac{\sigma}{h} da$$

où  $\sigma$  est la conductivité de l'huile et  $h$  l'épaisseur de film. Dans le circuit électrique elle peut être déduite ainsi [69]:

$$R_0 = R_1 \left[ \frac{1 - (\xi/V_0)}{(V_B/V_0) - (R_1/R_2) - 1} \right]$$

$V_B$  étant la tension continue d'excitation appliquée,  $V_0$  la tension à travers le film d'huile,  $\xi$  la tension auto générée mesurée sans tension d'excitation ( $V_B = 0$ ) et  $R_1$  et  $R_2$  des résistances (cf. Figure I-7)

L'épaisseur minimale du film d'huile  $h_{\min}$  peut être déduite de  $R_0$  :

$$h_{\min} = \delta \left[ 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{2\pi L R_p R_0 \sigma}{\delta} \right)^2} \right]$$

où  $R_p$  est le rayon du palier,  $\sigma$  la conductivité électrique de l'huile,  $L$  la largeur du palier et  $\delta$  le jeu radial.

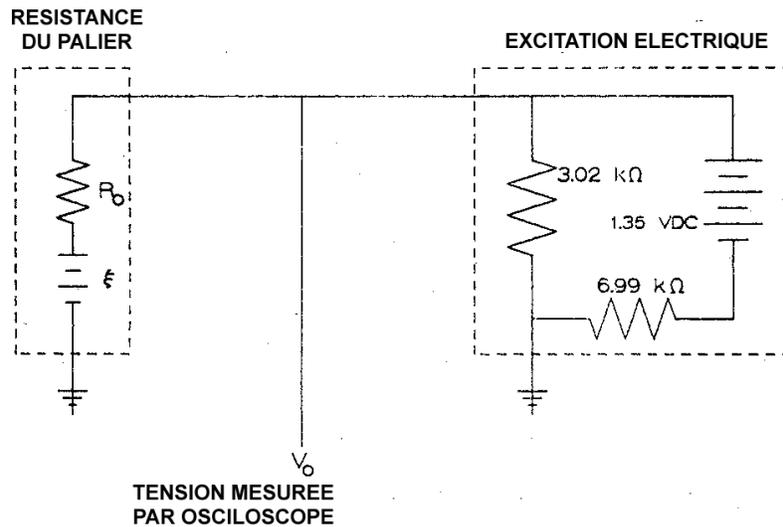


Figure I-7. Schéma du montage électrique pour la méthode de la résistivité totale ([69]).

Spearot et Murphy [69] ont fait une comparaison entre les deux méthodes de mesure du minimum du film d'huile et ils ont trouvé que la méthode de la capacité totale est supérieure en précision et plus fiable que celle de la résistivité totale. Ils ont étudié aussi l'influence de la cavitation sur la mesure de l'épaisseur minimale de film. Si la méthode de la

capacité totale a donné des erreurs de 50% sur la valeur de l'épaisseur minimale de film, la méthode de la résistivité totale a donné des erreurs de 250% pour cette même valeur.

### I.10. DISPOSITIFS UTILISANT DES MODELES

Les dispositifs d'étude de la lubrification basés sur l'utilisation de modèles, sont moins nombreux. Les méthodes se servant des modèles sont surtout utilisées dans l'étude de la mécanique du contact. Vers les années quatre-vingt Pierre-Eugène [78], Pierre-Eugène, Frêne, Fantino, Roussel et du Parquet [16] (1983) ont réalisé une étude de la lubrification EHD des paliers de tête de bielle sous charge statique. Ils ont réalisé par moulage une bielle en résine et ils ont soumis ce modèle à une charge statique dans le but de mesurer les déformations de l'alésage. A cette fin ils ont utilisé des méthodes optiques, et en particulier la méthode de la granularité laser.

Les modèles utilisés ont été fabriqués par moulage d'une résine époxy dans un moule ayant une forme de bielle réelle. Des modèles simplifiés peuvent aussi être utilisés. Ces modèles ont été montés sur un arbre tournant à des vitesses entre 50 et 200 tr/min. Le tout a été plongé dans un bain d'huile afin de réaliser une lubrification surabondante. Le schéma mécanique ainsi que le schéma du montage optique de visualisation sont présentés dans la Figure I-8.

Les résultats ont été comparés avec ceux obtenus par calcul par Fantino [16]. Une très bonne concordance a été constatée pour des charges allant jusqu'à 10kN.

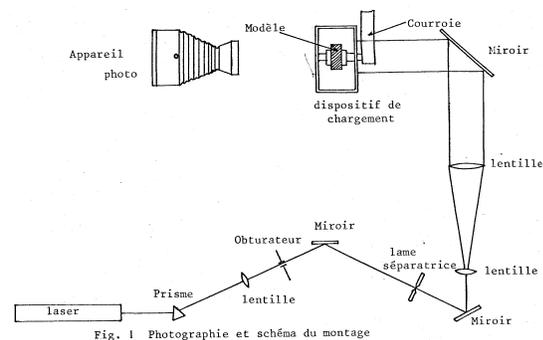
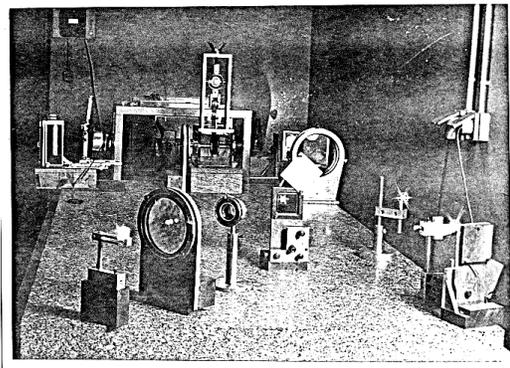


Fig. 1 Photographie et schéma du montage

Figure I-8. Photographie et schéma du montage optique du système utilisé par Pierre - Eugène

Dans l'utilisation des modèles, certaines contraintes s'imposent. Pour que les modèles respectent bien les mêmes lois que les éléments de machines correspondants, des conditions de similitude doivent être respectées. Pierre-Eugène et al. [16] ont utilisé une similitude élastique qui porte sur la grandeur des déformations et une similitude hydrodynamique par la conservation du nombre de Sommerfeld.

### ***1.10.1. Similitude élastique***

La similitude élastique s'écrit en considérant que les déformations du modèle doivent être du même ordre que dans la bielle réelle. Ceci s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{F_r}{S_r E_r} = \frac{F_m}{S_m E_m} \quad (\text{I-4})$$

où  $\varepsilon$  est la déformation,  $F_r$ ,  $F_m$  sont les forces appliquées sur la bielle réelle et respectivement sur le modèle et  $E_r$ ,  $E_m$  sont les modules d'élasticité des matériaux respectifs et  $S_r$ ,  $S_m$  les sections sur lesquelles agissent  $F_r$ , et  $F_m$ . Ceci donne une idée sur la valeur de la force à appliquer sur le modèle de bielle.

### ***1.10.2. Similitude hydrodynamique***

Pour que les phénomènes qui se produisent dans le film de lubrifiant soit comparables à ceux obtenus avec une bielle réelle, il faut assurer une similitude hydrodynamique. Pour que l'écoulement dans deux paliers aient les mêmes caractéristiques on doit conserver le même nombre de Sommerfeld [78], [16] :

$$S = \frac{\mu L V}{\pi F} \left( \frac{R}{C} \right)^2 \quad (\text{I-5})$$

où  $\mu$  est la viscosité dynamique,  $L$  la largeur du palier,  $R$  son rayon,  $C$  son jeu radial et  $V$  la vitesse linéaire de la surface de l'arbre par rapport à la surface du coussinet. Ceci peut donner des informations sur le choix de la valeur de la vitesse de rotation de l'arbre ou du jeu radial.

### ***1.10.3. Méthodes de mesure de l'épaisseur de film par étude de la déformation des surfaces***

En lubrification, le film de lubrifiant est très mince, ce qui impose des techniques spéciales de mesure, qui ne donnent pas toujours des résultats de qualité. Les mesures directes de l'épaisseur du film sont difficiles à mettre en œuvre à cause de l'encombrement réduit et des pressions importantes générées dans le film de lubrifiant. Dans le cas de l'utilisation des modèles les solides se déforment d'une manière plus substantielle. Ceci a donné l'idée d'étudier les variations de l'épaisseur de film de lubrifiant à travers les déformations engendrées par le champ de pression sur les solides.

#### *1.10.3.1. Méthode de granulométrie laser*

Comme nous l'avons déjà présenté, Pierre-Eugène ([78], [16]) utilise la méthode de granulométrie laser pour enregistrer la déformation de modèles de bielle en araldite. En partant des champs de déplacement de la surface du modèle de bielle, il détermine les déformations de l'alésage.

Le phénomène de granularité ou speckle observé sous éclairage en lumière cohérente est caractérisé par une distribution aléatoire des taches lumineuses. Il est obtenu lorsqu'on éclaire à l'aide d'un faisceau laser étendu, une surface rugueuse. Cette structure est la conséquence de l'interférence entre des ondes provenant de points différents de la surface et conduisant à des régions d'intensité maximale et minimale. Le champ de granulométrie peut être enregistré à l'aide d'un appareil photographique. La méthode de la granulométrie consiste à prendre deux images du modèle dans deux états, un non-déformé et l'autre déformé, sur la même plaque photographique, en utilisant une lumière parallèle et cohérente comme la lumière laser, par exemple. Par reconstitution laser on peut ensuite obtenir le champ des déplacements par interférence des deux champs granulométriques, sous forme de franges de Young. La technique est basée sur la corrélation des deux champs de granulation, corrélation qui est faite implicitement par superposition des champs. La méthode est assez ancienne et bien mise au point dans les années 1970. La précision est bonne mais l'utilisation d'un laser alourdit la mobilité de la méthode.

### *1.10.3.2. Méthode de corrélation d'images numériques*

Les méthodes de granulométrie laser sont performantes mais demandent une mise en œuvre délicate. La tendance actuelle est d'alléger les méthodes de mesure des champs de déplacement dans les solides en essayant de les rendre applicables aux études dynamiques. Une technique qui s'impose actuellement est celle de la corrélation d'images numériques (en anglais, digital images correlation method) qui consiste à prendre deux images, une à l'état non-déformé et l'autre à l'état déformé, de diviser la première en sous-domaines et de rechercher par corrélation numérique la transformée de ces sous-domaines dans l'image déformée. Cette méthode est apparue au début des années 1980 avec les travaux de Sutton et al. [79]. Cette méthode récente sera présentée d'une manière assez détaillée au paragraphe III.8.2, à partir des descriptions tirées de la bibliographie de spécialité. C'est une méthode d'une grande mobilité, due au fait que le traitement des informations se fait ultérieurement aux enregistrements des images par caméra CCD. Une fois les images prises, différentes méthodes numériques peuvent être utilisées pour améliorer la précision des résultats.

A notre connaissance, cette méthode n'a jamais été utilisée pour la mesure d'épaisseur de film fluide dans un contact lubrifié. Elle à déjà été utilisée pour l'étude des modèles de fissures (Chao et al., 1988, [80]) ou pour l'étude des hétérogénéités de déformations sous - micrométriques (Doumalin et al. 1998, [81]).

Au LMS cette méthode à été étudiée par Mathilde Poupin (1995) [82] et une thèse de doctorat (de Salima Benkadi) sur les déplacements tridimensionnels est en cours.

### *1.10.3.3. Méthode de moiré*

Le phénomène de moiré fut décrit pour la première fois par Lord Rayleigh en 1874. La méthode de moiré consiste à superposer deux réseaux de traits, un de référence et l'autre déformé et de déterminer les lignes d'égal déplacement à partir de franges ainsi obtenues. En regardant la Figure I-9 nous remarquons les franges de moiré obtenues en superposant deux réseaux, un de référence (rectiligne) et l'autre déformé (incurvé). Il y a deux types de franges, sombres et claires. Les sombres sont données par l'intersection des traits noirs d'un réseau avec les traits clairs de l'autre. Les franges claires sont créées par les petits parallélogrammes constitués à l'intersection entre deux traits clairs de chaque réseau.

C'est une méthode utilisée depuis longtemps dans la mécanique des solides déformables. Elle n'est pas aussi sensible que les autres méthodes (granulométrie, méthodes interférométriques etc.), et n'est pas appropriée aux mesures dynamiques, à cause du fait que le réseau de référence doit être pratiquement collé au réseau déformé pour éviter des erreurs géométriques sur les franges et pour pouvoir obtenir des franges contrastées.

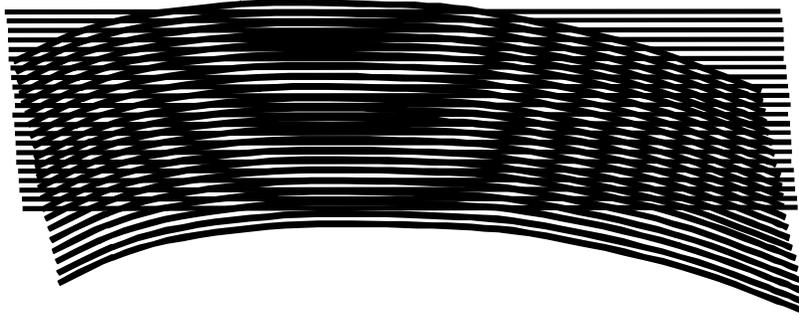


Figure I-9. Réseau de franges de moiré.

## I.11. CONCLUSIONS

Les études théoriques sur la lubrification sont principalement basées les méthodes de résolution de l'équation de Reynolds. Le plus souvent, la résolution est faite à l'aide des méthodes des différences finies ou des éléments finis. Diverses simplifications peuvent rendre la résolution de l'équation de Reynolds plus facile à résoudre, mais souvent au détriment de la précision des résultats. La prise en compte des déformations élastiques des surfaces dues au champ de pressions dans un contact lubrifié complique la résolution, car l'équation de Reynolds devient fortement nonlinéaire. Dans les codes existants actuellement, la prise en compte des déformations élastiques est faite en même temps que la résolution de l'équation de Reynolds. Enfin, l'influence des phénomènes thermiques commencent à être intégrées dans la résolution des problèmes de lubrification en même temps que les phénomènes élastiques.

Les études expérimentales existantes sur les paliers de bielle ne sont pas très nombreuses en raison des difficultés de mise en œuvre. Cependant, quelques équipes de recherche ont réussi à développer des recherches complexes pour l'étude de l'épaisseur minimale de film d'huile, recherches basées sur l'utilisation des moteurs réels en fonctionnement. Les méthodes utilisées pour la mesure de l'épaisseur minimale de film sont soit des méthodes globales comme la méthode de la capacitance totale ou celle de la résistivité totale, soit des méthodes de mesure locales utilisant des capteurs de proximité de types

inductifs, capacitifs ou basés sur la résilience. Si les mesures globales donnent une information sur l'épaisseur minimale de film, elles ne donnent aucune information sur l'endroit où celle-ci se trouve à l'intérieur du palier. Les méthodes de mesure locale de l'épaisseur de film, donnent des informations sur cette grandeur à un endroit bien précis, mais rien ne peut assurer que les capteurs sont placés dans les zones les plus critiques. Ces méthodes servent plutôt pour tracer la trajectoire du centre du maneton à l'intérieur de l'alésage. Les deux types d'expérimentations sont sensibles à l'influence de la déformation de l'alésage. Récemment, des chercheurs ont corrigé les résultats expérimentaux avec certaines prévisions numériques afin d'améliorer la justesse des comparaisons expérimentation / théorie [77].

Les études sur des modèles de bielle réalisées en matériaux autres que ceux utilisés pour des éléments de machines réels ont prouvé que ce type d'étude convient tout à fait aux comparaisons entre les résultats des prévisions numériques et des expérimentations. Pour que les comparaisons soient intéressantes, certaines conditions de similitude doivent être respectées. Ces similitudes concernent les écoulements hydrodynamiques à l'intérieur des paliers et l'élasticité des matériaux utilisés.

Les comparaisons de ces études avec des modélisations numériques montrent que les résultats sont plus ou moins concordants, ce qui impose des corrections à appliquer aux données obtenues expérimentalement, comme par exemple la prise en compte des influences de la cavitation et des déformations élastiques sur les mesures. Egalement, ceci montre la nécessité de réalisation de nouveaux modèles théoriques par la prise en compte des phénomènes jusqu'alors ignorés, comme l'inertie des solides en mouvement ou l'alimentation en lubrifiant.

## **CHAPITRE II.**

### **EQUATIONS GENERALES ET METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE DU PROBLEME DE LA LUBRIFICATION EHD**

#### **II.1. INTRODUCTION**

Pour aboutir à la résolution d'un problème EHD isotherme il est nécessaire de déterminer d'une part le champ de pression du film de lubrifiant et d'autre part le champ d'épaisseurs à tout moment du fonctionnement. Ceci impose la résolution simultanée de deux équations :

- Une décrivant l'épaisseur de film fluide tenant compte des déformations élastiques des surfaces.
- Une équation hydrodynamique définissant le comportement du film de lubrifiant (équation de Reynolds).

Une des difficultés les plus ardues à résoudre est la forte non-linéarité du problème. La pression crée des déformations élastiques des solides qui modifient la forme du champ d'épaisseur. Le cube de cette épaisseur intervient dans l'équation de Reynolds, ce qui explique la forte non-linéarité de cette équation.

Le régime transitoire dû au fait que la charge varie en module et en intensité au cours du temps engendre deux difficultés supplémentaires :

- La trajectoire de l'arbre dans l'alésage est inconnue. Elle est fonction de la charge appliquée sur l'arbre et de la vitesse de rotation de ce dernier.
- Le phénomène de cavitation et de séparation est transitoire. Les étendues des zones inactives et de film complet varient en fonction des conditions de chargement, vitesse, alimentation, qui peuvent être variables dans le temps.

Ce chapitre présentera les équations généralement acceptées dans l'étude de la lubrification EHD. Ce sont l'équation de Reynolds, ses conditions aux limites, les équations d'équilibre, les équations de l'élasticité et celles de conservation du débit de liquide à travers les frontières se trouvant entre les zones de film complet et les zones inactives.

## **II.2. ÉQUATIONS GENERALES**

L'équation de base utilisée en lubrification est l'équation des films minces visqueux. Celle-ci est déduite de la théorie des milieux continus en tenant compte de quelques hypothèses propres aux problèmes de lubrification. Les hypothèses généralement acceptées pour la modélisation théorique de la lubrification sont les suivantes :

- l'épaisseur du film est faible devant son étendue,
- la courbure des surfaces peut être négligée,
- le fluide est newtonien,
- les forces d'inertie et de pesanteur sont négligeables,
- l'écoulement est laminaire,
- le milieu est continu,
- le fluide adhère parfaitement aux parois.

### ***II.2.1. Equation de Reynolds***

En prenant pour hypothèses un régime isotherme, un lubrifiant incompressible et une viscosité ne variant pas selon l'épaisseur du film, l'équation généralisée de la mécanique des films minces visqueux se réduit alors à l'équation de Reynolds qui, dans un repère cartésien, prend la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + 6h \frac{\partial}{\partial z} (W_1 + W_2) + 12V_2 \quad (\text{II. 1})$$

où  $U_1, U_2, V_2, W_1, W_2$  sont les vitesses des surfaces (1) et (2) selon les axes  $x, y, z$  ;  $h$  est l'épaisseur du film ;  $p$  est la pression hydrodynamique et  $\mu$  est la viscosité du lubrifiant.

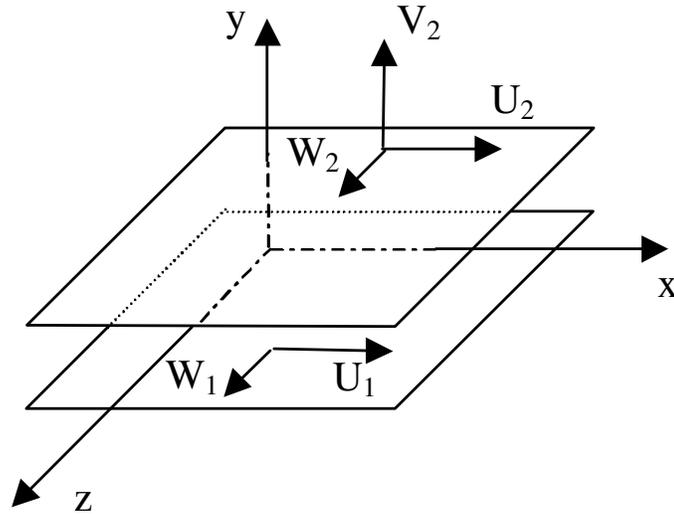


Figure II-1. Repère cartésien

La Figure II-1 présente le repère utilisé et les vitesses des surfaces. Dans le cas d'un palier lisse les vitesses  $W_1, W_2$  sont égales à zéro et la vitesse  $V_2$  peut être exprimée par  $V_2 = U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t}$ . Si nous considérons le repère de la Figure II-2 où l'origine  $O$  est liée à l'arbre le long de  $Ox$  et au coussinet le long de  $Oy$ , alors l'équation de Reynolds devient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II. 2})$$

Le palier développé peut être présenté comme dans la Figure II-2.

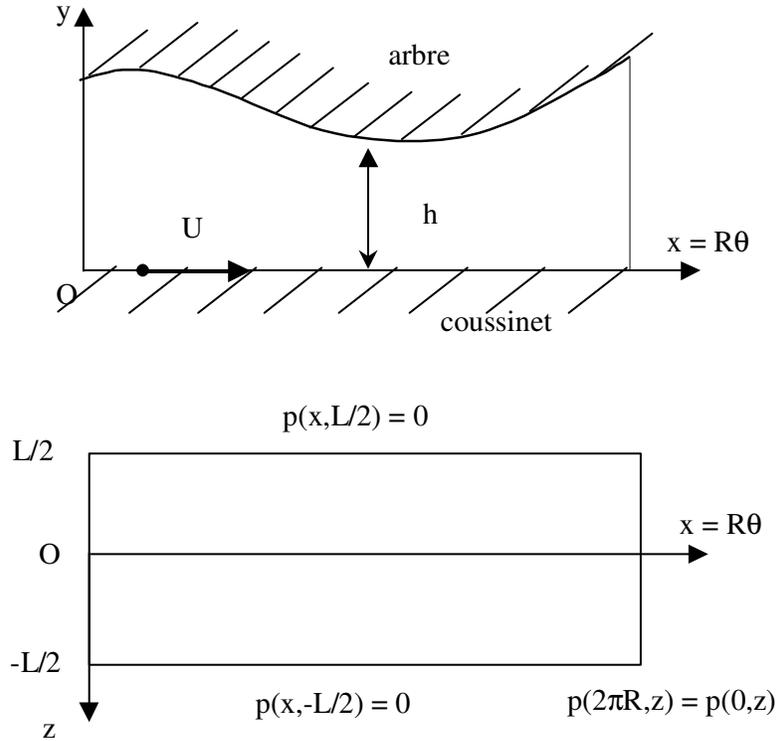


Figure II-2. Palier développé

II.2.1.1. Hypothèse de variation axiale de la pression

Pour diverses raisons une équation de Reynolds plus simple peut très bien convenir du point de vue de la précision. Ces motifs sont d'une part, la diminution du temps de calcul et de la place mémoire requise par un logiciel de calcul EHD, où tout simplement, tel qu'on le verra lors de l'étude expérimentale, une discrétisation unidimensionnelle peut être plus appropriée à la comparaison numérique – expérimental. Afin de simplifier l'équation de Reynolds, nous considérons l'hypothèse d'une variation parabolique de la pression dans la direction axiale. Ainsi, la pression a une variation de la forme :

$$p(x, z) = p_{\max}(x) \left( 1 - \frac{4z^2}{L^2} \right) \quad (\text{II. 3})$$

où  $p_{\max}(x)$  est la pression dans le plan médian de la bielle. Cette Hypothèse à été introduite pour la première fois par Rhode et Li (1980) [83] et conduit à des résultats d'une bonne précision pour un rapport  $L/D$  inférieur à  $1/3$ . Si de plus nous considérons que l'épaisseur  $h$  et la viscosité  $\mu$  ne varient pas selon  $Oz$ , étant seulement fonctions de  $x$ , l'équation de Reynolds devient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{8h^3}{\mu L^2} p = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t}$$

où nous avons remplacé  $p_{\max}$  par  $p$ . Nous avons de cette manière une modélisation quasi unidimensionnelle des phénomènes hydrodynamiques. Cette hypothèse simplificatrice fut utilisée aussi par Conway et Lee [14].

### II.2.1.2. Conditions aux limites

Les conditions aux limites utilisées pour la résolution de l'équation de Reynolds sont basées sur la séparation des zones actives et inactives. C'est dans la zone active que la pression monte et que l'équilibre avec la charge appliquée se réalise. La zone inactive sera décrite et analysée en détail au paragraphe suivant. Elle est caractérisée par une pression nulle. En conséquence, les conditions aux limites sur la valeur de la pression sont :

- $p = 0$  dans la zone inactive,
- $p > 0$  dans la zone active

La condition de Reynolds sur la dérivée de la pression à la frontière de rupture du film complet s'énonce comme suit :

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \text{ où } \vec{n} \text{ est la normale à la frontière entre les zones active et inactive.}$$

En général, le palier comporte une alimentation en lubrifiant. Cette alimentation peut être réalisée soit par un canal d'arrivée d'huile dans l'arbre, comme dans le cas des paliers de tête de bielle, soit par des trous percés dans l'épaisseur du coussinet, comme dans le cas des paliers de pied de bielle. Ce ne sont pas les seuls types d'alimentation des paliers, il peut y avoir des rainures circonférencielles totales ou partielles (paliers de tourillon), des rainures axiales ou tout simplement, l'alimentation peut s'effectuer pour des paliers courts par les bords du palier. Les conditions aux limites d'alimentation sont donc :

$$p = p_a, \text{ avec } p_a \text{ étant la pression d'alimentation en lubrifiant.}$$

Il ne faut pas oublier que pour un palier développé  $p(0, z) = p(2\pi R, z)$ .

### II.2.2. Equation de l'épaisseur du film

Pour un palier rigide comme celui de la Figure II-3 l'épaisseur du film est définie par une équation géométrique :

$$h_0(\theta) = C - e_x \cos(\theta) - e_y \sin(\theta) \quad (\text{II. 4})$$

où  $C = R_c - R_a$  est le jeu radial,  $e_x, e_y$  les coordonnées du centre de l'arbre par rapport au centre de l'alésage et  $\theta$  la position angulaire du point considéré.

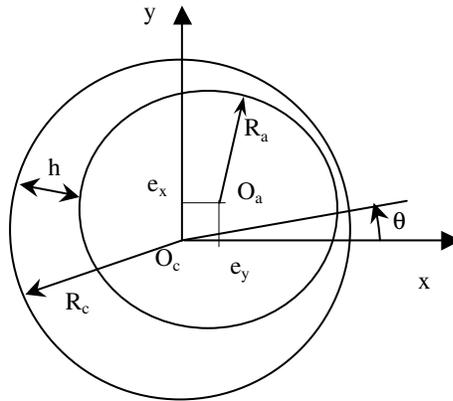


Figure II-3. Palier circulaire

Pour des pressions importantes, les surfaces ne sont plus rigides et les paliers peuvent être considérés élastiques. Pour un palier élastique l'épaisseur de film tient compte de la déformation des surfaces sous l'effet de la pression hydrodynamique. L'épaisseur totale de film s'écrit dans ce cas :

$$h(z, \theta) = h_0(\theta) + h_e(z, \theta) \quad (\text{II. 5})$$

L'épaisseur élastique  $h_e(z, \theta)$  est fonction de la pression dans tout le film. C'est pour cela que  $h_e(z, \theta)$  dépend de la coordonnée axiale. Etant donné le fait que nous voulons appliquer cette théorie aux paliers de bielles nous ne prenons pas en compte les mésalignements. C'est la raison pour laquelle l'épaisseur nominale ne dépend pas de  $z$ .

### II.2.3. Les équations d'équilibre

Le système doit être en équilibre à chaque moment du cycle. Cet équilibre peut s'écrire vectoriellement en prenant en compte les forces extérieures agissant sur le palier, la force résultante des actions de la pression hydrodynamique et les forces d'inertie des solides en mouvement. Dans le cas d'un palier, les forces extérieures agissant sur la bielle sont constituées par les la résultante de la pression des gaz de combustion dans les cylindres et des forces d'inertie des pièces en mouvement. Dans le système d'axes de la Figure II-3 cet équilibre se traduit par deux équations :

$$\begin{cases} \int_S p \cos \theta \, d\theta = F_x \\ \int_S p \sin \theta \, d\theta = F_y \end{cases} \quad (\text{II. 6})$$

avec  $F_x$ ,  $F_y$  les résultantes suivant Ox et Oy des forces extérieures et des forces d'accélération.

### II.2.4. Effet piézo-visqueux

Les huiles lubrifiantes, dans leur majorité, sont piézo-visqueuses, c'est à dire que leur viscosité monte avec la pression. Dans le cas des paliers, la pression peut dépasser 200 MPa, ce qui peut avoir des influences non-négligeables sur la viscosité. La viscosité peut varier en fonction de la pression selon une relation exponentielle ou même polynomiale. En 1893, Barus décrit la loi exponentielle :

$$\mu = \mu_0 e^{-Gp} \quad (\text{II. 7})$$

où  $\mu_0$  représente la viscosité dynamique à la pression atmosphérique,  $G$  le coefficient de piézo-viscosité propre au type d'huile et  $p$  la pression.

La loi polynomiale peut s'écrire [85] :

$$\mu = \mu_0 (1 + c_2 p)^{c_1} \quad (\text{II. 8})$$

avec  $c_1, c_2$  des coefficients caractéristiques du lubrifiant.

Frêne et al. [84] précisent qu'en dessous de 70 MPa le coefficient  $G$  de la loi de Barus, est généralement compris entre  $5 \cdot 10^{-9}$  et  $40 \cdot 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ . Pour des pressions au delà de 70 MPa la loi polynomiale est plus appropriée, comme le précisent Prat et al. en 1994 [85]. Dans l'étude du palier de pied de bielle, présenté au Chapitre V, en raison du fait que les pressions maximales dépassent 200 MPa, nous utiliserons cette dernière loi de piézoviscosité.

### **II.3. ZONE INACTIVE**

Dans la région active le film est complet et l'écoulement est de type mixte Couette et Poiseuille. Dans le cas d'un mouvement de "squeeze" pur, l'écoulement devient de type Poiseuille, c'est à dire que le fluide se déplace uniquement grâce au gradient de pression dans le film.

Dans la zone inactive, le fluide est considéré comme un mélange biphasique liquide - gaz / vapeurs. Nous allons appeler cette région zone inactive. La pression  $y$  est constante. Il est d'usage dans la littérature de considérer que le rupture du film lubrifiant peut être due à trois processus possibles :

- Les gaz dissous dans le lubrifiant peuvent regagner leur état gazeux
- La pression est inférieure à la pression de vapeur saturante et il y a évaporation à température ambiante et création de microbulles de vapeur
- Du gaz atmosphérique peut s'introduire dans une région en dépression jusqu'à l'équilibre de la pression de la zone concernée avec la pression ambiante.

#### ***II.3.1. Mécanismes de rupture de film***

Le film lubrifiant peut se rompre soit par cavitation soit par séparation. Dans le premier cas la zone de cavitation est fermée tandis que dans le deuxième cas la zone inactive débouche sur le milieu extérieur.

## II.3.1.1. Cavitation

Quatre mécanismes d'apparition et de développement de la cavitation sont présentés Figure II-4. Lors de la chute de la pression à la valeur de la pression de vapeur saturante ( $p_{cav}$ ) des gaz dissous dans le lubrifiant ainsi que des vapeurs de liquide gagnent l'état gazeux créant des bulles dans la masse du lubrifiant (Figure II-4 a). C'est le début de la cavitation. Les bulles peuvent se développer et fusionner grâce à la tension superficielle. Ainsi des filets irréguliers peuvent apparaître entre les parois [86] comme dans la Figure II-4 b. Sous l'effet des conditions cinématiques les filets peuvent se briser et se transformer en gouttes (Figure II-4 c). Par dépôt sur les parois des films minces de liquide peuvent être créés sur les surfaces (Pinkus et Sternlich, 1961 [86]) (Figure II-4 d). Ces stades de la cavitation peuvent subsister simultanément dans différentes régions de la zone de cavitation.

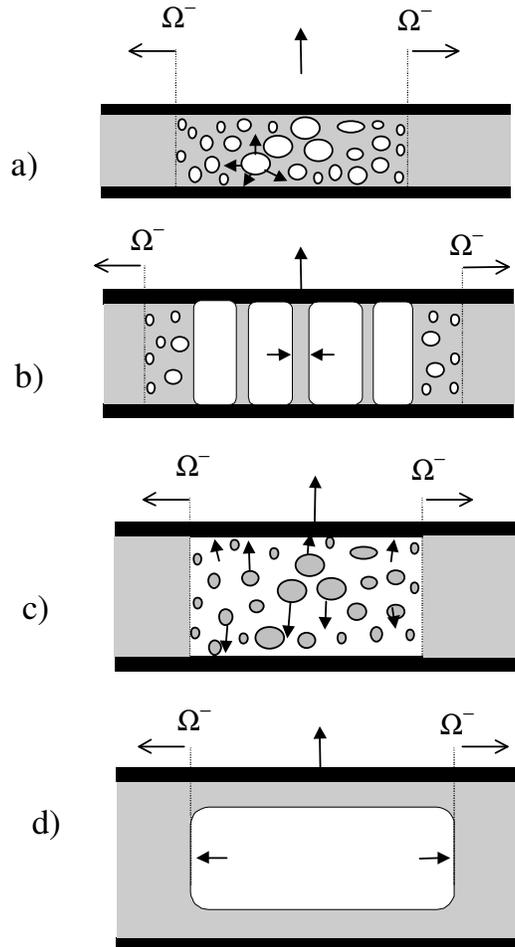


Figure II-4. Mécanismes d'apparition et de développement de la cavitation

### II.3.1.2. Séparation

Il est à remarquer qu'il faut faire une différence entre la cavitation et la séparation, phénomène qui apparaît lorsque le film est séparé de l'air ambiant par des ménisques plus ou moins stationnaires. Alors le film complet se sépare en filets ou couches minces sur les parois. La séparation peut exister même en absence de la cavitation. Trois cas dans lesquels la séparation peut apparaître sont présentés Figure II-5. On peut avoir simplement l'écartement des surfaces, auquel cas les parois du contact lubrifié n'ont pas de vitesse tangentielle, La frontière de séparation avance alors vers la zone de film complet. S'il s'agit de roulement pur pour une géométrie stable et une vitesse de roulement constante, la frontière de séparation est fixe et le liquide est entraîné par les deux surfaces mobiles. Dans le cas du glissement pur, le fluide est entraîné par la paroi mobile. Dans la zone de séparation le liquide prend la forme de filets.

La différence principale est que la pression dans la zone inactive est égale à  $p_{cav}$  pour la cavitation et à  $p_{amb}$  (pression ambiante) pour la séparation. Ces phénomènes, de cavitation et de séparation sont observés tous les deux dans les paliers par Zeidan et Vance (1989) [87]. Alors que les phénomènes de cavitation sont très instables, les phénomènes de séparation sont stables et peuvent même être totalement stationnaires. Les bulles de gaz qui apparaissent par le phénomène de cavitation disparaissent facilement, contrairement aux bulles (poches de gaz) qui prennent naissance par le phénomène de séparation. Ces bulles sont entraînées dans le film complet et subsistent pour des pressions importantes.

En fonction de la géométrie du palier et du régime de fonctionnement (statique ou dynamique) un des phénomènes est prépondérant : cavitation ou séparation. Dans un palier court en régime statique c'est plutôt par séparation que le film complet se rompt tandis que dans un palier long en régime dynamique la rupture de film par cavitation est plus probable. La séparation commence par l'introduction de gaz ambiant dans le palier par les bords, tandis que la cavitation par vapeurs apparaît à l'intérieur du film complet. Pour les paliers de tête de bielle (palier court,  $L/D \approx 1/2$ ) la cavitation est rare et très localisée dans le temps et dans l'espace alors que les phénomènes de séparation sont toujours présents. Pour les paliers de pied de bielle ( $L/D \geq 1$ ) il semblerait que les phénomènes de cavitation soient un peu plus développés.

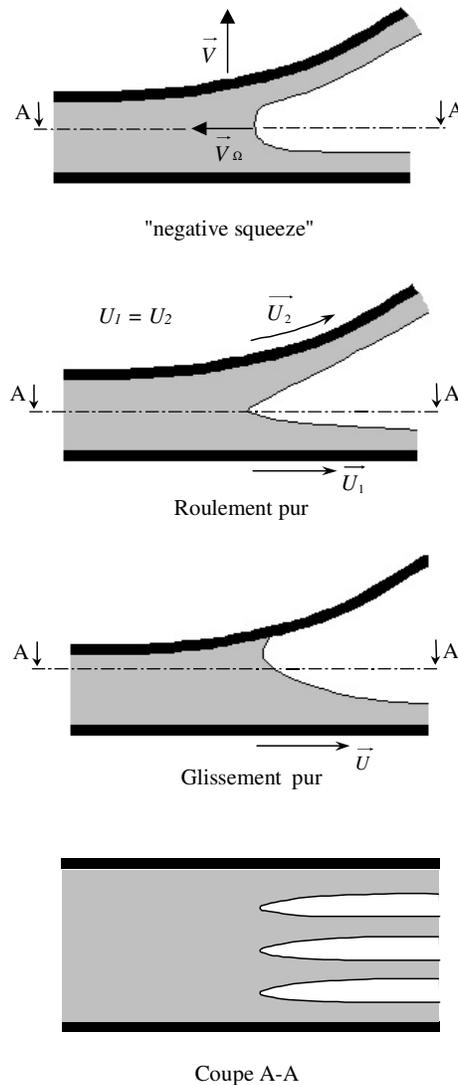


Figure II-5. Mécanismes de séparation

Pour la recherche des champs de pression, ce n'est pas le modèle dans la zone inactive qui compte, mais la position des frontières de cette zone. Cette frontière peut être définie comme l'interface entre la zone où la pression est plus grande que  $p_0$  et la zone où la pression est égale à  $p_0$ . Étant donné que la pression est constante dans la région inactive, il s'ensuit qu'il n'y a pas d'écoulement de type Poiseuille, mais seulement un écoulement de type Couette dû aux éventuelles vitesses des parois. Il est à remarquer que dans le cas d'un mouvement d'écartement pur, l'absence de vitesse tangentielle des surfaces implique que le mélange de la zone inactive est immobile (le gradient de la pression étant nul). Pour commodité, la pression est exprimée par rapport à  $p_0$  et comme dans un palier les pressions

sont très élevées nous pouvons considérer sans faire d'erreur que  $p_0$  est nulle. En réalité la pression  $p_0$  est égale à la pression de vapeur saturante quand la zone inactive apparaît au milieu du palier et à la pression ambiante quand la région de cavitation débouche sur l'extérieur.

### II.3.1.3. Taux de remplissage

Le taux de liquide dans le mélange, qui est généralement noté  $\theta$ , est égal à 1 dans la zone de film complet et est inférieur à 1 dans la région inactive. Dans cette zone, le taux de liquide est défini comme le rapport entre la masse volumique du mélange ( $\rho_m$ ) et celle du liquide ( $\rho_l$ ) :

$$\theta(x) = \frac{\rho_m(x)}{\rho_l(x)} \quad (\text{II. 9})$$

Quand la cavitation ou la séparation se produit à un certain endroit, une quantité variable de liquide est déposée sur les surfaces. Selon les modèles cette quantité est transportée par la surface mobile du palier (axe ou alésage) ou reste immobile si le mouvement des surfaces est de type "squeeze" pur. Cette fraction liquide du mélange dans la région inactive participera plus tard à la reformation du film complet.

## II.4. DEFORMATION ELASTIQUE

Les déformations élastiques qui interviennent dans l'expression de l'épaisseur de film peuvent avoir diverses origines. La première cause est la pression hydrodynamique qui déforme les solides de la liaison lubrifiée. L'inertie dans les solides peut, dans certains types de paliers, avoir des influences notables. Effectivement, si dans un palier de vilebrequin, le deuxième type de sollicitation est quasi absent, ce n'est pas le cas dans un palier de bielle où les forces d'inertie dans la bielle sont non-négligeables. Aitken et McCallion en 1991 et Bonneau et al. en 1995 ont montré que pour un palier de tête de bielle les déformations inertielles sont assez importantes et qu'elles doivent être prises en compte.

La formulation suivante des déformations élastiques reprend la description donnée par Guines [33].

Dans ce cas, l'épaisseur élastique peut s'écrire :

$$h_e = \delta_e + \delta_i \quad (\text{II. 10})$$

où  $\delta_e$  et  $\delta_i$  sont respectivement les déformations élastiques de l'alésage sous l'effet de la pression hydrodynamique et des forces d'inertie.

A travers la compliance des structures, représentée par la matrice  $[C]$  définie pour un chargement unitaire de l'alésage, la déformée de l'alésage pour un chargement quelconque est :

$$\{\delta_e\} = [C]\{\mathbf{f}\} \quad (\text{II. 11})$$

où  $\{\mathbf{f}\}$  est le champ de forces obtenu par intégration du champs de pression  $\{\mathbf{p}\}$ . L'intégration peut s'écrire :

$$\{\mathbf{f}\} = [\mathbf{A}]\{\mathbf{p}\} \quad (\text{II. 12})$$

où la matrice d'intégration est définie pour un domaine donné. La déformée de l'alésage devient donc :

$$\{\delta_e\} = [C][\mathbf{A}]\{p\} \quad (\text{II. 13})$$

A tout moment du cycle de fonctionnement, les solides en mouvement sont soumis à des accélérations inertielles. Si ces forces d'inertie sont assez importantes, elles déforment les solides. Ce phénomène est particulièrement important pour les bielles qui sont des structures assez déformables. Les forces d'inertie sont exclusivement dues aux conditions cinématiques. Elles varient au cours du cycle et sont fonction de la vitesse de rotation et de la position angulaire du vilebrequin.

Les matrices de compliance et de déformations inertielles sont calculées avant la résolution du problème EHD et restent inchangées pour une structure donnée quel que soit la vitesse de rotation.

### II.4.1. Obtention de la matrice de compliance

#### II.4.1.1. Conditions aux limites

Afin de calculer la matrice de compliance nous avons besoin de définir des conditions aux limites mécaniques pour la bielle.

La bielle est supposée encastree en une section perpendiculaire sur la tige de la bielle assez loin de l'alésage. Un schéma de cet encastrement est présenté Figure II-6. Par application d'une force radiale sur l'alésage la structure se déforme produisant une ovalisation de l'alésage et un déplacement du centre de ce dernier.

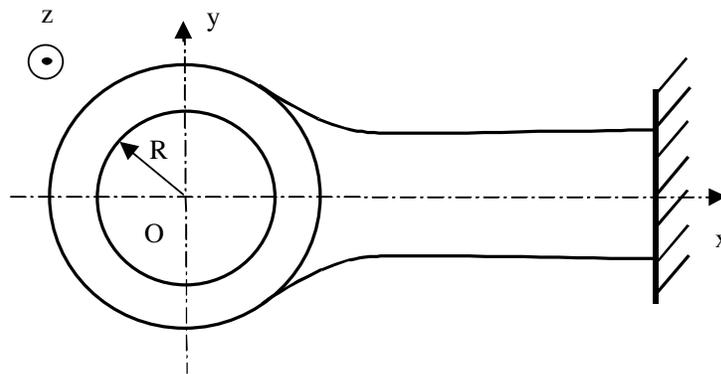


Figure II-6. Conditions aux limites mécaniques sur la bielle.

#### II.4.1.2. Calcul de la matrice de compliance

Successivement, à chaque nœud de l'alésage on applique une force radiale unitaire. Par la méthode des éléments finis, le déplacement en tout nœud de la structure peut être obtenu. Le système à résoudre est de la forme :

$$\{\mathbf{F}\}_s = [\mathbf{K}]_s \{\delta\}_s \quad (\text{II. 14})$$

où le vecteur de forces  $\{\mathbf{F}\}_s$  comprend une seule composante non-nulle.  $[\mathbf{K}]_s$  est la matrice des raideurs globale de la structure et  $\{\delta\}_s$  est le vecteur des déplacements qui est non-nul sauf aux nœuds appartenant à la section d'encastrement.

Après résolution du système, il n'y a que les déplacements des nœuds se trouvant sur l'alésage qui sont retenus. La composante axiale des déplacements est négligée et les deux autres composantes sont combinées pour obtenir la projection de la résultante sur la direction radiale. Nous appellerons solution élémentaire cette composante radiale obtenue pour un nœud. En appliquant au nœud  $k$  une force unitaire nous obtenons la solution élémentaire au nœud  $i$ . Ceci représente le membre  $C(i,k)$  de la matrice de compliance. En effectuant le calcul des solutions élémentaires en appliquant une force unitaire en chaque nœud de l'alésage nous obtenons tous les termes de la matrice  $C$ .

Nous remarquons que le déplacement des nœuds sur l'alésage peut être décomposé en une déformation locale et un déplacement d'ensemble de l'alésage du essentiellement à la flexion de la bielle. Ce déplacement est plus ou moins important en fonction du point d'application de la force unitaire. Nous avons choisi de retrancher ce déplacement d'ensemble et de ne garder que la déformation de l'alésage. Certains chercheurs ont gardé ce déplacement ce qui explique le fait qu'ils ont trouvé des excentricités valant jusqu'à cinq fois le jeu radial.

#### ***II.4.2. Obtention de la matrice de déformations inertielles***

La matrice des déformations inertielles s'obtient en exprimant l'accélération en tout point de la bielle. Les forces volumiques en un point de la bielle sont proportionnelles aux accélérations qui s'y appliquent. Ce calcul est fait pour une vitesse de rotation du vilebrequin de 1 rad/s. Pour une vitesse de rotation de  $\omega$ , les déplacements obtenus seront multipliés par  $\omega^2$ . En utilisant le système d'équation de l'élasticité linéaire (II. 14) on peut obtenir les déplacements des nœuds de la structure. Ainsi, nous calculons les déformations inertielles pour chaque angle qui correspond à chaque pas de discrétisation du diagramme de charge.

Les déformations élastiques dues à l'inertie des solides peuvent s'écrire sous forme de matrice :

$$[\Delta] = [\delta_i(t_0), \delta_i(t_1), \dots, \delta_i(t_n)] \quad (\text{II. 15})$$

où  $t_0$  et  $t_n$  représentent les temps de début et de fin de cycle. Les lignes  $\delta_i(t_k)$  représentent les déformations au nœud  $i$  de l'alésage dans les conditions cinématiques et géométriques au pas de temps  $t_k$ . Ce pas de temps correspond à une certaine position du vilebrequin.

### II.4.3. Epaisseur élastique du film

L'épaisseur élastique due au forces de pression hydrodynamique en un point  $i$  de l'alésage est obtenue par combinaison linéaire de l'ensemble des solutions élémentaires des  $n$  points de l'alésage :

$$h_i = \sum_{k=1}^n C(i, k) f_k . \quad (\text{II. 16})$$

où  $f_k$  est la résultante de l'intégration du champs de pression dans le nœud  $k$  du maillage.

En prenant en compte les déformations dues à l'inertie de la bielle, l'épaisseur totale élastique au nœud  $i$  s'écrit :

$$h_i = \sum_{k=1}^n C(i, k) f_k + \delta_{i, \alpha} \omega^2 \quad (\text{II. 17})$$

où  $\omega$  est la vitesse du vilebrequin et  $\alpha$  la position angulaire du vilebrequin.

Les deux matrices, de compliance et des déformations inertielles peuvent être obtenues (tel sera notre cas) à l'aide de la méthode des éléments finist.

## II.5. METHODE DE RESOLUTION

Le système d'équations formé par l'équation de Reynolds et celles de l'équilibre peut être résolu par la méthode de Newton - Raphson qui traduit le développement en séries d'ordre 1. Soit  $E, W_x, W_y$  les résidus des équations respectives obtenues au pas  $n$ .

$$\begin{Bmatrix} E \\ W_x \\ W_y \end{Bmatrix}^{(n)} + \begin{Bmatrix} \partial E / \partial p & \partial E / \partial e_x & \partial E / \partial e_y \\ \partial W_x / \partial p & \partial W_x / \partial e_x & \partial W_x / \partial e_y \\ \partial W_y / \partial p & \partial W_y / \partial e_x & \partial W_y / \partial e_y \end{Bmatrix}^{(n)} \begin{Bmatrix} \delta p \\ \delta e_x \\ \delta e_y \end{Bmatrix}^{(n+1)} = 0 \quad (\text{II. 18})$$

ou sous forme matricielle :

$$\mathbf{R} + [\mathbf{J}] \Delta = 0 \quad (\text{II. 19})$$

La convergence est atteinte lorsque les résidus deviennent négligeables.

Le calcul des termes  $\frac{\partial E}{\partial p}$  nécessitent le calcul des termes  $\frac{\partial h}{\partial p}$ . Les termes  $\frac{\partial h}{\partial p}$  sont calculés pour une géométrie donnée puisqu'ils ne dépendent que des caractéristiques élastiques et géométriques de la bielle. En effet :

$$\frac{\partial h}{\partial p} = \frac{\partial h}{\partial f} \frac{\partial f}{\partial p} \quad (\text{II. 20})$$

mais  $\frac{\partial h}{\partial f} = [C]$  et  $\frac{\partial f}{\partial p} = [A]$ , donc  $\frac{\partial h}{\partial p} = [C][A]$  où  $[C]$  et  $[A]$  sont respectivement les matrices de compliance et d'intégration du domaine étudié.

## II.6. ALGORITHME DE MURTY

Cet algorithme a été introduit pour la première fois dans un algorithme de cavitation par Oh en 1984 [23]. Il n'assure pas la conservation de la masse de lubrifiant, en conséquence des conditions supplémentaires sont nécessaires pour déterminer correctement la position des frontières. Soit  $\Omega$  et  $\Omega_0$  respectivement la zone active et inactive. Soit  $\Omega^+$ ,  $\Omega^-$  respectivement la frontière de reformation et celle de rupture du film complet. En définissant l'opérateur :

$$E(p) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - 6U \frac{\partial h}{\partial x} - 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II. 21})$$

L'algorithme de Murty classique peut être décrit ainsi :

1. Identification d'une zone inactive  $\Omega_0$  avec  $p=0$  pour tous les nœuds de  $\Omega_0$
2. Résolution de l'équation de Reynolds dans la zone active du film,  $\Omega$ . Tout nœud pour lequel  $p < 0$  est placé dans  $\Omega_0$  et la pression en ce point est remise à zéro.
3. Vérification de  $E(p) < 0$  dans  $\Omega_0$ . Tout nœud ne vérifiant pas cette inégalité est placé dans  $\Omega$ .

Les étapes 2 et 3 doivent être répétées jusqu'à l'obtention de la stabilité des zones inactive et de film complet.

## II.7. MODIFICATIONS DE L'ALGORITHME DE MURTY ASSURANT LA CONSERVATION DE LA MASSE

L'algorithme de Murty a été modifié par Guines (1995) [33] par addition de conditions de conservation du débit à travers les frontières du film complet de lubrifiant. La condition supplémentaire pour assurer la conservation de la masse est obtenue en faisant l'équilibre des flux à travers les frontières du film. Le débit dans la zone active, à proximité de la frontière avec la zone inactive est donné par :

$$\bar{\Phi}_{\Omega} = h \frac{\bar{U}}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \bar{\nabla} p \quad (\text{II. 22})$$

Pour une frontière de rupture, le gradient de pression est nul (condition de Reynolds), donc le débit est uniquement de type Couette. Pour une frontière de formation de film complet le débit est de type mixte Couette et Poiseuille.

Dans la zone inactive, à proximité de la frontière de film actif / film cavité, le flux est :

$$\bar{\Phi}_{\Omega_0} = h\theta \frac{\bar{U}}{2} \quad (\text{II. 23})$$

où  $\theta$  est le taux de remplissage de liquide du mélange biphasique de la zone inactive. Ceci traduit le débit de Couette dans cette zone.

En régime dynamique la variation de la charge tournante modifie continuellement l'étendue et la position de la zone inactive. Considérant que la frontière entre les deux zones a une vitesse  $\bar{V}(\Omega^{\pm})$ , le flux la traversant est :

$$\bar{\Phi}_f(\Omega) = h(1-\theta) \bar{V}(\Omega^{\pm}) \quad (\text{II. 24})$$

La conservation du débit à travers la frontière s'écrit alors :

$$\bar{\Phi}_f(\Omega) = \bar{\Phi}_{\Omega}(\Omega) - \bar{\Phi}_{\Omega_0}(\Omega) \quad (\text{II. 25})$$

ou encore

$$\bar{V}h(1-\theta) = \bar{U}h \frac{1-\theta}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \bar{\nabla} p$$

relation qui est satisfaite implicitement par une frontière de rupture car  $\theta = 1$  et  $\nabla p = 0$  (condition de Reynolds). Pour une frontière de formation  $\theta < 1$  et  $\nabla p \neq 0$  d'où la vitesse de l'interface

$$\bar{V} = \frac{\bar{U}}{2} - \frac{h^2}{12\mu(1-\theta)} \bar{\nabla} p \quad (\text{II. 26})$$

Soit  $U$  la vitesse de la paroi,  $U$  étant positive. Supposons que la paroi mobile se déplace de la gauche vers la droite comme dans la Figure II-7. Nous envisageons deux cas distincts. Nous appellerons la frontière de gauche interface film rompu / film complet et celle de droite interface film complet / film rompu. Nous considérons que les vitesses sont positives dans le sens du vecteur  $\bar{U}$  et négatives dans le sens opposé. Pour simplifier la description nous considérons que le fluide dans la zone inactive est déposé sur la paroi mobile. En fait, l'analyse présentée ci-dessous suppose que dans la zone inactive le fluide se déplace à une vitesse égale à la moyenne de celle des parois. Cela suppose l'existence de filets liquides dans le cas de la séparation (Figure II-5) ou d'une phase liquide multiplement connexe dans le cas de la cavitation (Figure II-4 a - b).

Deux possibilités peuvent être envisagées sur la nature de ces deux frontières. Pour l'interface film rompu / film complet :

- Si  $V < U/2$  il s'agit d'une frontière de reformation car la frontière se déplace plus lentement que le liquide dans la zone inactive. Le liquide déposé sur les parois participe à la formation du film complet et on a  $\nabla p > 0$ .
- Si  $V > U/2$  la frontière devient de rupture et  $\nabla p = 0$ . La frontière avance plus vite que le liquide dans la zone inactive et la rupture de film complet laisse du liquide en dépôt sur les parois.

Quant à la frontière film complet / film rompu :

- Si  $V > U/2$  il s'agit d'une frontière de reformation car la frontière se déplace plus rapidement que le liquide dans la zone cavitée et on a  $\nabla p < 0$  dans le film complet.
- Si  $V < U/2$  nous avons une frontière de rupture ( $\nabla p = 0$ ) et du liquide se dépose sur les parois des solides.

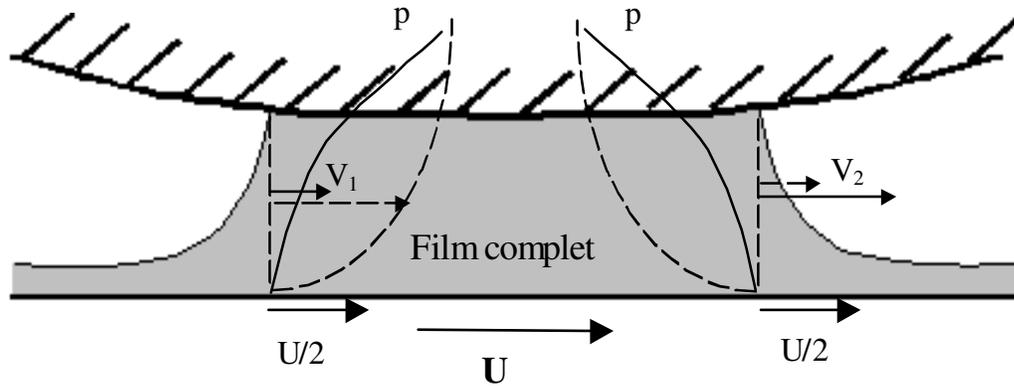


Figure II-7. Zones de film et variation de la pression .

Cette vitesse de frontière permet la prédiction de la position de la frontière à un nouveau pas de temps :

$$\bar{\mathbf{x}}_{t_n}(\Omega^+) = \bar{\mathbf{x}}_{t_{n-1}}(\Omega^+) + \bar{\mathbf{V}}(t_n - t_{n-1}) \quad (\text{II. 27})$$

où  $t_n$  est le  $n$ -ème pas de temps. Numériquement, ceci représente une condition restrictive pour le remplacement des nœuds dans le film complet. Combinée avec l'algorithme de Murty, cette condition fournit un algorithme de cavitation qui respecte la conservation du débit. Cette condition est posée dans deux directions orthogonales (axiale et circumférencielle) pour une prise en compte des phénomènes dans le plan du film d'huile.

La rupture du film d'huile laisse sur ou entre les surfaces du palier un dépôt de liquide qui participera ultérieurement à une éventuelle reformation du film de lubrifiant. Pour ce faire, nous avons besoin de mémoriser la quantité de liquide dans la zone inactive. Cette quantité se déplace avec une vitesse  $U/2$  (vitesse moyenne du flux de type Couette).

Nous allons voir au Chapitre V comment la prise en compte de la conservation de la masse influe sur les résultats dans un problème de lubrification d'un palier de pied de bielle.

## II.8. METHODES DE RESOLUTION NUMERIQUE DU PROBLEME EHD

L'équation de Reynolds est une équation différentielle de second ordre, de type elliptique, ayant comme variable la pression. Pour le cas d'un palier de longueur finie, le gradient de pression ne peut être négligé ni dans la direction axiale, ni dans la direction

circouférencielle, ce qui rend une résolution analytique impossible même dans le cas d'un palier rigide. Pour palier à cet inconvéniént diverses hypothèses ont été faites:

- L'hypothèse du palier court ( $L/D < 1/4$ ) où la composante du gradient dans la direction circouférencielle devient négligeable devant la composante axiale.
- L'hypothèse du palier long ( $L/D > 4$ ) où l'on néglige la composante axiale devant celle circouférencielle.
- L'hypothèse de la variation parabolique de la pression dans la direction axiale. Cette hypothèse présentée au paragraphe II.2.1.1. rend l'équation de Reynolds unidimensionnelle. Elle a été introduite pour la première fois par Rhode et Li en 1980 [83] et s'applique pour des paliers où  $L/D < 1$ .

Chacune de ces hypothèse simplificatrices a de l'effet sur la précision des résultats, mais a l'avantage d'être plus économe en temps de calcul et en mémoire.

### ***II.8.1. Différentes méthodes numériques***

Les méthodes numériques communément utilisées pour la résolution de l'équation de Reynolds sont :

- La méthode des différences finies (MDF)
- La méthode des éléments finis (MEF)

La méthode des différences finies à été appliquée au calcul des paliers depuis la fin des années cinquante. En 1969 Reddy, Argyris et Scharpf présentent la première application de la méthode des éléments finis à la résolution des problèmes des paliers hydrodynamiques. En 1972, Nicolas [6] compare ces deux méthodes avec les résultats analytiques exacts et tire les conclusions que la méthode des différences finies est bien adaptée, de par sa simplicité de mise en œuvre, aux problèmes à géométrie simple où on peut utiliser un pas de discrétisation constant. Cette méthode perd la facilité de mise en œuvre quand on veut utiliser un pas de discrétisation variable. En revanche, la méthodes des éléments finis présente la même difficulté pour une discrétisation à pas constant où variable et présente les avantages d'inclure les conditions aux limites sur les dérivées de la pression dans la fonctionnelle et donne, en général, des résultats plus précis que la méthode des différences finies.

Il y a d'autres méthodes qui ont été utilisées pour résoudre les problèmes de la lubrification des paliers. Nous pouvons rappeler la méthode des éléments finis de frontière. C'est une méthode qui nécessite la connaissance d'une solution fondamentale de l'opérateur. C'est le cas pour l'opérateur de l'équation de Reynolds uniquement lorsque celui-ci se réduit au Laplacien. Cette méthode est très efficace lorsqu'on cherche les valeurs de la pression seulement sur le bord du domaine. Une autre méthode utilisée est la méthode "multigrilles". Elle a été introduite et développée par Brandt (1977), Lubrecht et al. (1986) ainsi que Chang et al. (1989). Ces derniers l'ont utilisée dans un contact EHD linéique. Elle consiste à définir plusieurs discrétisations du domaine, appelées "grilles". Par la méthode des différences finies un système d'équation est défini qui est ensuite résolu par une méthode classique (Gauss). Le résidu est ensuite transféré par une fonction de transfert à une grille plus fine et la résolution est reprise. En règle générale, cette méthode permet un gain de temps de calcul. Aux inconvénients de la méthode des différences finies qui représente le squelette de la méthode multigrille on rajoute la difficulté de la mise en œuvre de la méthode de passage d'une grille à l'autre.

### ***II.8.2. Méthode des éléments finis***

Le moyen de résolution le plus approprié du problème de la lubrification EHD paraît être la méthode des éléments finis. Elle présente l'avantage d'inclure les conditions aux limites sur la dérivée de la pression dans la fonctionnelle.

La méthode des éléments finis est largement utilisée aujourd'hui pour analyser le comportement des systèmes physiques décrits par une équation aux dérivées partielles. Cette méthode a été utilisée initialement comme technique d'approximation et ensuite remaniée par Zienkiewicz en 1965 et 1977 [88]. Deux formulations se distinguent : une approche de type variationnel et une de type projectif.

La première approche est utilisée pour des problèmes où une grandeur physique doit être rendue extrémale (minimale ou maximale) comme par exemple l'énergie de déformation en élasticité ou l'énergie totale pour un fluide incompressible. En 1959 Hays utilise cette méthode à l'étude d'un patin de Reyleigh. Argyris et Scharpe ainsi que Reddy (1969) [4] l'utilisent pour le calcul d'un palier lubrifié en régime incompressible. Oh et Huebner (1973)

[8] présentent la première étude d'un palier élastique. C'est également l'approche utilisée par Goenka en 1984 [19], [24].

La formulation de type projectif ou approche de Galerkin, est basée sur le théorème propre aux espaces de Hilbert qui dit que dans un tel espace seul le vecteur nul est orthogonal à tous les vecteurs de l'espace. Cette approche a été utilisée pour la première fois par Taylor et O'Callaghanen 1972 pour le calcul d'un contact linéaire EHD.

Cette dernière approche a été utilisée par des nombreux chercheurs dont Rhode et Oh (1975) [10], Oh (1984) [23], Oh et Goenka (1985) [27], McIvor et Fenner (1988,1989) [28], [29] et dernièrement par Huitric (1993) [89] pour des joints à faces radiales, Absi (1994) [90] pour des paliers à chevrons et Guines (1994) [33] pour des paliers lisses en régime dynamique.

Notre travail numérique sera basé sur les travaux de Guines (1994) [33].

### ***II.8.3. Discrétisation de la bielle***

La bielle est discrétisée à l'aide d'un maillage tridimensionnel formé d'éléments isoparamétriques à 20 nœuds. Les faces des éléments se trouvant sur la surface du palier formeront les éléments isoparamétriques plans à 8 nœuds qui serviront à la discrétisation des équations qui régissent le comportement du film de lubrifiant (équation de Reynolds et équations de l'équilibre). Pour une modélisation bidimensionnelle de la bielle, respectivement unidimensionnelle du film nous utiliserons un maillage contenant des éléments isoparamétriques plans à 8 nœuds et respectivement des éléments linéiques à 3 nœuds. Dans les Chapitres IV et V nous utiliserons des maillages de ce type pour modéliser des paliers de tête et de pied de bielle.

### ***II.8.4. Formulation éléments finis du problème EHD.***

Les équations qui doivent être discrétisées sont :

- L'équation de Reynolds
- Les équations d'équilibre

Considérons la fonctionnelle définie à partir de l'équation de Reynolds (Guines, [33]) :

$$E(p) = \int_{\Omega} N \left[ \vec{\nabla}(\mu h^3 \cdot \vec{\nabla} p) - 12\mu \left( \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \right] d\Omega$$

où  $N$  sont les fonctions suffisamment différentiables définies sur  $\Omega$ .

Par la méthode des résidus pondérés (approche de Galerkin) on cherche les fonctions  $p$  qui satisfassent aux conditions aux limites et telles que  $E(p) = 0$ . Une intégration par parties permet de réduire l'ordre de dérivabilité des fonctions (formulation faible) [33] :

$$E(p) = \int_{\Omega} \left[ \mu h^3 \vec{\nabla} N^* \cdot \vec{\nabla} p - 12\mu N^* \left( \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \right] d\Omega$$

où les fonctions  $N^*$  s'annulent sur la frontière  $\partial\Omega$  du domaine  $\Omega$ . C'est l'équation  $E(p) = 0$  et les équations d'équilibre de la charge qui seront discrétisées par la méthode des éléments finis (Annexe II).

Nous avons vu au paragraphe II.5 que le système à résoudre est :

$$\begin{Bmatrix} E \\ W_x \\ W_y \end{Bmatrix}^{(n)} + \begin{Bmatrix} \partial E / \partial p & \partial E / \partial e_x & \partial E / \partial e_y \\ \partial W_x / \partial p & \partial W_x / \partial e_x & \partial W_x / \partial e_y \\ \partial W_y / \partial p & \partial W_y / \partial e_x & \partial W_y / \partial e_y \end{Bmatrix}^{(n)} \begin{Bmatrix} \delta p \\ \delta e_x \\ \delta e_y \end{Bmatrix}^{(n+1)} = 0$$

où  $W_x = F_x - \int_{\Omega} p d\Omega = 0$ ,  $W_y = F_y - \int_{\Omega} p d\Omega = 0$  sont les équations de la charge et  $e_x, e_y$  les deux composantes de l'excentricité.

La formulation de l'équation de Reynolds, des équations de la charge et du Jacobien sont détaillées dans le travail de Guines [33].

## II.9. CONCLUSIONS

Le problème de la lubrification EHD est un sujet complexe dont la théorie est basée sur la mécanique des films minces visqueux. Les équations qui régissent la lubrification EHD sont :

- L'équation de Reynolds
- L'équation de l'équilibre dynamique des solides du contact lubrifié

- L'équation d'épaisseur de film
- L'équation de piézoviscosité et
- L'équation de conservation de la masse à travers les frontières du film.

Cette dernière s'exprime à l'aide du bilan du flux de liquide au travers des frontières de rupture et de formation du film par le biais de la vitesse de ces frontières. La résolution des équations se fait à l'aide de la méthode des éléments finis qui sert aussi pour le calcul des matrices de compliance et des déformations inertielles.

Nous avons défini dans ce chapitre les conditions qui nous ramènent à juger la nature de la frontière entre les zones actives et inactives. L'analyse des valeurs de la vitesse de ces frontières nous précise s'il s'agit d'une rupture ou d'une reformation de film complet. Ainsi nous complétons l'algorithme présenté par Guines qui est correct seulement si les frontières se déplacent à une vitesse inférieure à la moitié de la vitesse de la paroi mobile. Ainsi, nous pourrions aborder des problèmes d'écrasement du film de lubrifiant pour lesquelles la vitesse de paroi est nulle et juger si la frontière est une frontière de rupture ou de reformation de film.

## **CHAPITRE III.**

### **ETUDE EXPERIMENTALE. DISPOSITIF D'ESSAI**

#### **III.1. INTRODUCTION**

Afin de pouvoir valider les résultats numériques du code de calcul ACCEL, réalisé au milieu des années 1990 au LMS par D. Guines [33] et sa version 2D développée par E. Gendre [91], une comparaison avec un phénomène réel s'impose. Pour ceci nous avons donc choisi de construire un dispositif expérimental qui permette d'obtenir des résultats et de les comparer aux prévisions numériques. Dans le choix du type de dispositif plusieurs facteurs sont intervenus. Tout d'abord le but de cette étude est non pas d'analyser le comportement d'un moteur réel mais d'effectuer une validation du code de calcul. En conséquence, une observation des phénomènes équivalents à ceux qui se passent dans un moteur réel peut donner des informations sur les performances de l'algorithme de calcul. Le choix d'un dispositif expérimental utilisant des modèles se prête donc très bien à l'accomplissement de la tâche. De plus, il est beaucoup plus facile de mesurer les valeurs des paramètres dans des conditions moins sévères que sur un moteur réel. En même temps, en choisissant des modèles fabriqués en matériaux transparents nous pouvons, à l'aide de méthodes optiques d'investigation, étudier des phénomènes inaccessibles avec des matériaux utilisés dans le cas réel (alliages métalliques, céramiques, etc). Pour cela, une conception spéciale du dispositif expérimental s'impose. L'utilisation de modèles offre aussi l'avantage de pouvoir travailler avec diverses géométries et divers matériaux pour la bielle tout en faisant des modifications minimales du dispositif.

Ces arguments, combinés avec d'autres dont celui lié au coût comparatif de divers types d'études nous ont fait choisir un dispositif utilisant des modèles de bielles. Par la suite nous décrirons la nouvelle étude expérimentale réalisée et les techniques de mesure utilisées.

### **III.2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL PROPOSE – DYNAMIQUE DU FONCTIONNEMENT**

En vue d'une investigation expérimentale du comportement EHD des paliers de tête de bielle, nous avons réalisé un dispositif expérimental qui est basé sur l'étude des modèles de bielle. La version finale est issue de l'avant projet de Lê Vuong Hoang (1995) [92] auquel des améliorations de conception ont été apportées par Yves Dubet, Professeur de Construction Mécanique au Département GMP de l'IUT d'Angoulême. Egaleme nt Andreu Luque Diaz et Marc Himenez Quer ont apporté leur contribution a ce projet. La réalisation mécanique a été assurée par la Société de Mécanique de Précision HMA (Mornac-Charente). Après un contrôle de fabrication, Vincent Ageorges [93] et moi-même avons participé au montage de l'ensemble puis réalisé sa mise au point.

Ce dispositif respecte la cinématique du système bielle - manivelle et utilise des bielles en matériaux transparents réalisées par différents procédés. Une description des procédés sera présentée dans les paragraphes qui suivront. La Figure III-1 présente le schéma fonctionnel de la machine d'étude. Une photographie du dispositif est présentée Figure III-2.

Un moteur électrique (1) tournant à une vitesse pouvant varier entre 0 et 2000 tr/min entraîne un vilebrequin (3) par l'intermédiaire d'un réducteur (2). Le rapport de réduction de la vitesse est de 10, ce qui donne une vitesse maximale de rotation du vilebrequin de 200 tr/min.

Une bielle "maîtresse" en acier (4) est liée au maneton et son pied est attaché au piston maître (6), un ensemble qui peut glisser sur deux colonnes solidaires du bâti (0) (Figure III-1). Un roulement à aiguilles crée la liaison pivot entre le piston "maître" et le pied de la bielle maîtresse et des roulements à billes lient cette même bielle au maneton du vilebrequin. Durant le fonctionnement, le piston est alternativement poussé vers le haut et tiré vers le bas par la bielle "maîtresse". C'est le mouvement classique d'un système bielle – manivelle.

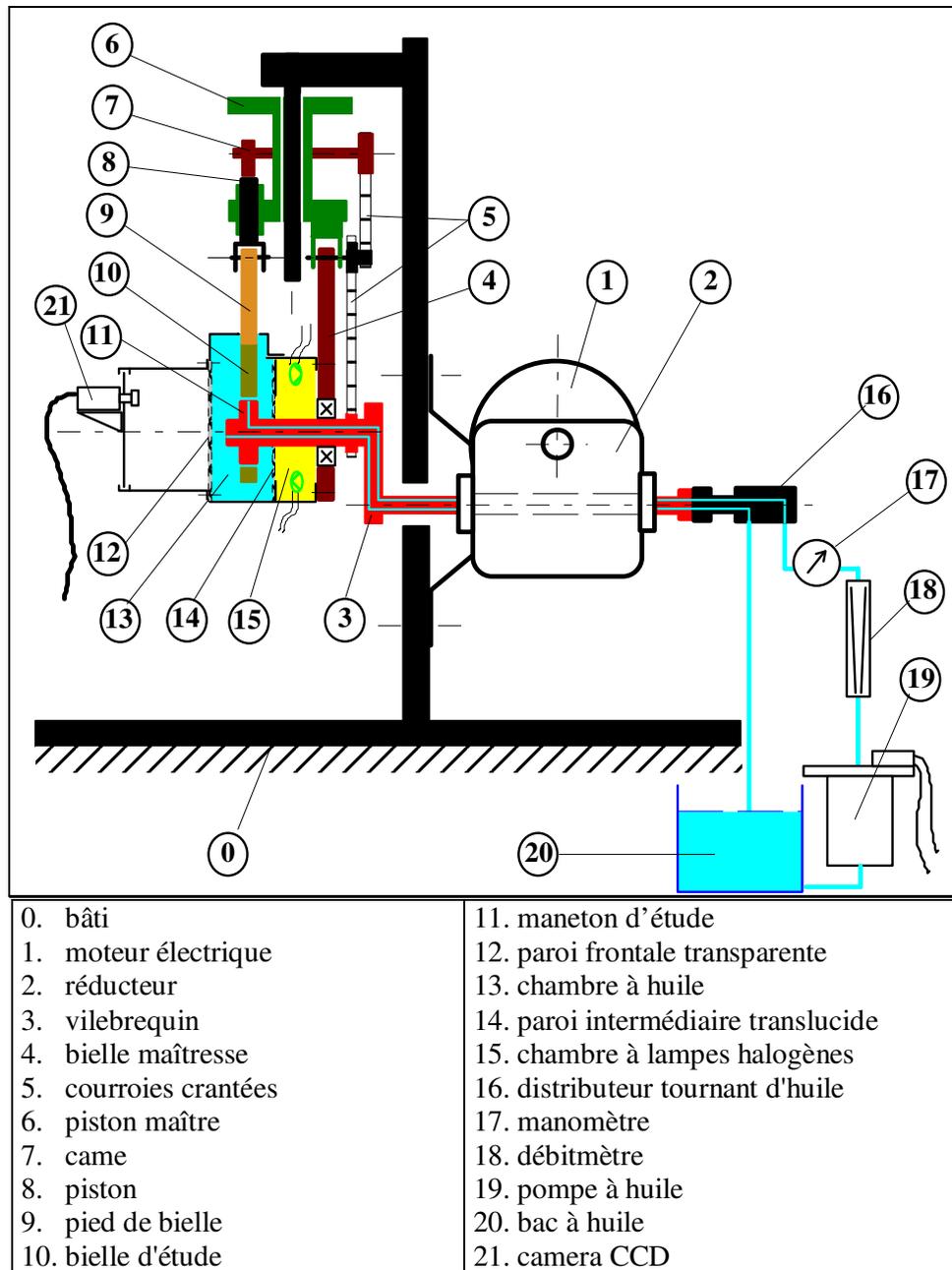


Figure III-1. Schéma fonctionnel du dispositif expérimental.

Une bielle d'étude formée d'un pied (9) rigide (acier) et d'une tête (10) élastique (résine ou autre matériau souple) est placée parallèlement à la bielle maîtresse. L'ensemble tête de bielle d'étude — maneton d'étude (11) forme un palier lisse. C'est le comportement de ce palier que nous allons étudier. De l'autre côté de la bielle d'étude, le pied est relié par une liaison pivot à un piston qui se comporte comme un pivot glissant, pouvant se déplacer sans

frottement verticalement. Un schéma détaillé de la liaison piston maître – bielle d'étude et son schéma cinématique sont présentés Figure III-3.

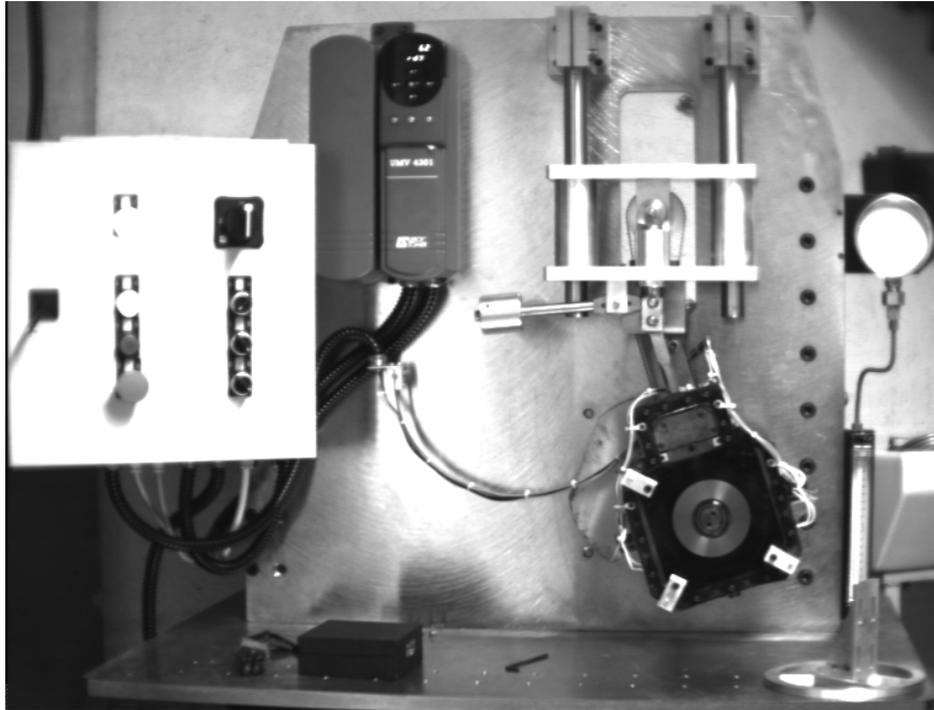


Figure III-2. Photographie frontale du dispositif d'étude

Le piston (8) (cf. Figure III-3) joue le rôle du piston dans un moteur thermique. Pendant le mouvement, son inertie est équilibrée par les effets de la pression dans le film d'huile du palier de tête de bielle. Quand le maneton est au point le plus haut, l'inertie de la bielle et du petit piston tire sur la bielle. A cet instant, la came (7) ne touche pas le galet du poussoir et aucune force de la part du ressort n'agit sur le petit piston. Autrement dit, le piston (8) ne bute sur rien lorsque la bosse de la came ne lui fait pas face et donc toute l'inertie du petit piston et de la bielle agit sur le palier d'étude. Quand le maneton est au point le plus bas, l'inertie du petit piston et de la bielle compriment cette dernière. Ainsi, à cet instant, le palier d'étude reprend tous les efforts dus à l'inertie du petit piston et du corps de bielle.

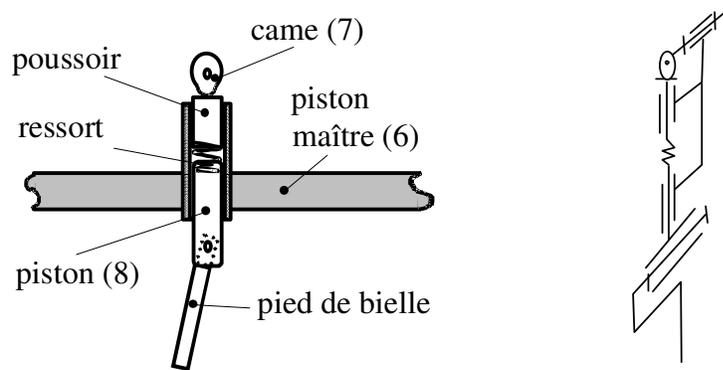


Figure III-3. Schéma de la liaison bielle d'étude – piston maître.

Pour pouvoir simuler l'explosion dans un moteur réel, explosion qui se produit un tour sur deux dans un moteur à 4 temps, un système de poulies et courroies (5) fait tourner l'axe de la came. Le rapport des diamètres des poulies est de 2 ce qui fait que l'axe de la came (7) tourne deux fois plus lentement que le vilebrequin (3). En conséquence, l'excentricité de la came pousse le galet du poussoir un tour de vilebrequin sur deux. Par réglage, cette action de la came peut être déclenchée dans la proximité du moment où le piston maître arrive au point supérieur de son mouvement. L'action de la came sur le poussoir comprime le ressort (cf. Figure III-3) qui à son tour exerce une force sur le pied de bielle. Cela simule donc l'explosion dans un moteur. La valeur du maximum de cette force peut être modifiée en choisissant des ressorts de raideurs différentes. Le profil de la variation temporelle de la force agissant sur la bielle importe peu, le but n'étant que d'obtenir une approximation du diagramme de charge. Celui-ci sera mesuré pour une introduction ultérieure dans le calcul, afin de réaliser une comparaison des résultats expérimentaux et numériques.

La partie utile du modèle de bielle se trouve dans le carter d'huile, immergée dans le lubrifiant. La moitié supérieure de la bielle se trouve dans l'air ambiant. Le passage de la bielle se fait par un orifice situé dans la partie supérieure du carter, muni d'un joint élastique très souple servant à tenir le carter hermétiquement fermé tout en permettant le mouvement de la bielle par rapport au carter. Ainsi, la bielle d'étude suit le mouvement d'ensemble imposé par la bielle maîtresse et les seules forces qui agissent sur elle sont dues au palier de tête de bielle, à l'action du ressort sur le piston et à l'inertie. Les différentes liaisons de la bielle d'étude permettent sa déformation sous l'effet de ces actions de même que des petits déplacements de corps rigide par rapport à la bielle maîtresse prise comme référence.

### III.3. SYSTEME D'ECLAIRAGE

Le système d'éclairage du modèle est formé d'une chambre à lumières qui se trouve derrière la chambre à huile et qui contient quatre lampes halogènes d'une puissance totale de 200 W, un miroir tronconique pour réfléchir la lumière parallèlement à l'axe du maneton et deux ventilateurs de refroidissement. La paroi entre les deux chambres est en matériau plastique translucide, afin de réaliser une distribution de lumière diffuse vers le modèle. La Figure III-4 montre le schéma du dispositif d'éclairage du modèle et de prise d'images.

La lumière produite par les lampes halogènes est réfléchiée par le miroir tronconique et traverse ensuite successivement la paroi translucide, l'huile, le modèle, à nouveau l'huile, la paroi transparente et est captée par la caméra CCD. Les câbles des lampes halogènes et des ventilateurs sont acheminés vers la partie fixe du dispositif par l'intermédiaire d'une lame flexible en acier qui a une extrémité attachée à la bielle maîtresse, près de son pied et l'autre à la plaque frontale fixe du dispositif. Cette même lame flexible servira à guider les câbles de la caméra, des thermocouples, des jauges d'extensométrie ou des autres instruments de mesure montés sur la partie mobile.

### III.4. CIRCUIT HYDRAULIQUE

L'alimentation en huile du palier d'étude se fait par le circuit hydraulique qui est formé d'un bac à huile (20), d'une pompe hydraulique (19), d'un débitmètre (18), d'un manomètre (17), d'un distributeur tournant (16) et de deux canaux de distribution qui traversent toute la longueur du vilebrequin. Un des canaux sert pour l'alimentation du palier, l'autre pour le retour de l'huile. Le canal pour l'alimentation débouche sur la surface du maneton et celui pour le retour débouche directement dans le carter d'huile, comme indiqué Figure III-4.

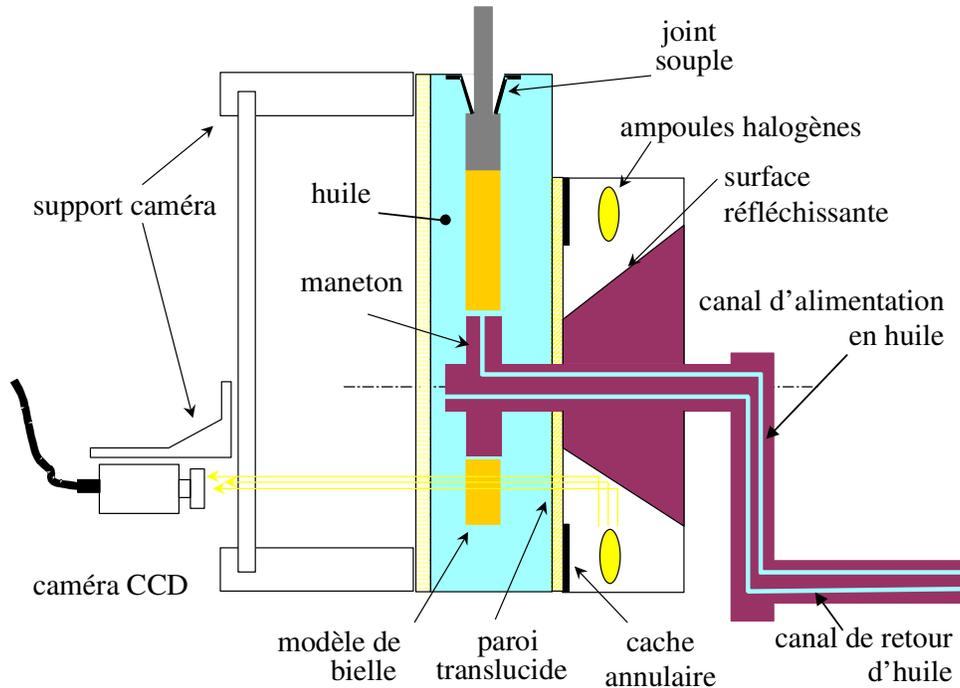


Figure III-4. Schéma du dispositif d'éclairage, de prise d'images et des canaux d'alimentation et retour d'huile

### III.5. DISPOSITIF DE PRISE D'IMAGES

L'investigation de la bielle se fait entre autres par des moyens optiques. Pour pouvoir réaliser un enregistrement pendant le cycle de fonctionnement, nous avons choisi d'utiliser une caméra embarquée, qui suit elle-même le mouvement de la bielle. La caméra CCD (21) ne peut pas être solidaire du bâti à cause du déroulement rapide des phénomènes qui apparaissent dans la bielle. En plus, nous avons besoin de photographier des détails de la bielle pour une description des phénomènes locaux. Pour ce faire, un support tournant à position variable à été monté sur la paroi frontale de la chambre à huile, paroi qui est en plexiglas transparent. Ce support permet à la caméra de tourner, afin de pouvoir photographier successivement différentes zones de la bielle. Ce support a trois degrés de liberté : deux translations et une rotation. La caméra CCD peut être déplacée dans un plan parallèle au modèle, perpendiculairement à celui-ci et peut tourner autour de l'axe du maneton. Ainsi toute la bielle peut être visualisée. La Figure III-5 présente une vue du carter et du support tournant.

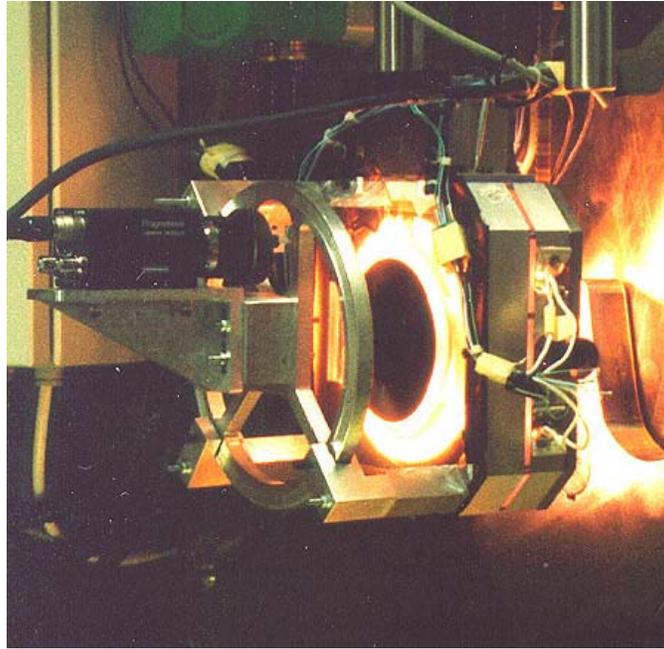


Figure III-5. Photographie du carter et du support tournant de la bielle.

Pour le choix du pas angulaire utilisé pour la prise d'images il y a plusieurs paramètres à prendre en compte. Tout d'abord, la distance focale de l'objectif de la caméra CCD influe sur ce choix. Plus la distance focale est petite, plus le champ photographié est grand. Plus l'ouverture est grande, plus l'angle entre les rayons lumineux qui impressionnent les bords de l'image et l'axe de la caméra est grand. Autrement dit, l'obliquité des rayons sur les bords et les coins de l'image augmente avec l'ouverture de l'objectif. Ce fait est nocif pour la méthode de photoélasticimétrie par transmission, car dans ce cas les rayons obliques traversent le modèle sur une épaisseur plus grande que les rayons perpendiculaires. En plus, si au bord des images il y a des concentrations de contraintes, les erreurs dans l'ordre des franges peuvent être non - négligeables. Pour palier à ces inconvénients il faut alors utiliser uniquement la partie centrale des images enregistrées et en conséquence on doit utiliser des petits pas d'incrémentations de la position de la caméra CCD sur son support.

La caméra CCD est déclenchée à l'aide d'un codeur incrémental qui est placé sur l'arbre à cames et donc passe par la même position un tour de vilebrequin sur deux. Ce codeur produit 360 impulsions par tour et un top zéro, qui est une impulsion électrique générée quand l'arbre du codeur passe par la position  $0^\circ$ . Le moment de l'envoi de ce top zéro peut être décalé en réglant la position relative du codeur par rapport à l'arbre à came. La prise d'image de la caméra CCD peut donc être déclenchée à l'angle moteur voulu (par exemple à  $30^\circ$ ).

L'ensemble des images prises au même angle du vilebrequin à des cycles successifs permettra de juger de la répétitivité des phénomènes étudiés. Le codeur incrémental à également pour rôle de mesurer précisément la vitesse de rotation de l'arbre à came et donc, implicitement, la vitesse de rotation du vilebrequin.

En raison de la vitesse relative élevée du vilebrequin et, en conséquence, de la vitesse linéaire de la surface du maneton par rapport à la bielle, une attention particulière doit être accordée au temps d'exposition ou temps d'intégration de la caméra. Pour un vilebrequin tournant à 150 tr/min, des résultats satisfaisants sont obtenus en utilisant des temps d'intégration de la caméra CCD de l'ordre de 1 ms. Effectivement, pendant 1 ms à une telle vitesse de rotation, le vilebrequin tourne de  $0,9^\circ$  donc nous pouvons considérer que le temps d'enregistrement est court par rapport à la période du cycle moteur qui lui occupe  $720^\circ$ .

Pour l'enregistrement et le traitement des images nous utilisons une carte Pulsar et un logiciel développé par Matrox, Inspector32.

### III.6. CAPTEURS POUR LA DETERMINATION DES EFFORTS AGISSANT SUR LA BIELLE

Toute sollicitation agissant sur la bielle pendant le fonctionnement peut être décomposée en une composante longitudinale, le long de l'axe Ox, et une autre transversale, le long de l'axe Oy (Figure III-6). La première composante crée une traction / compression et l'autre une flexion de la bielle. La sollicitation est complètement déterminée si on connaît les deux composantes. La partie de la bielle en matière plastique a une inertie négligeable parce qu'elle est réalisée dans un matériau léger et surtout parce qu'elle est plongée dans le carter plein de lubrifiant. Effectivement, la masse volumique apparente du matériau plastique devient alors 0,3 car la masse volumique du matériau est de 1,2 et celle de l'huile est de 0,9. Dans ces conditions les seuls efforts notables qui agissent sur la bielle à gauche des capteurs (sens de la figure) sont la force hydrodynamique et le couple de frottement dans le palier. Donc avec un capteur de force longitudinale (Ox) et un capteur de moment de flexion placés à l'endroit indiqué sur la Figure III-6 nous pouvons mesurer les deux composantes de la force hydrodynamique :

$$\begin{cases} F_x^t = N \\ F_y^t l + C_f = M \end{cases}$$

où  $F_x^t, F_y^t$  sont les deux composantes de la force donnée par la pression hydrodynamique générée dans le film du palier de tête de bielle et  $C_f$  le couple de frottement dans ce palier, agissant sur la bielle.  $N$  et  $M$  sont respectivement la force mesurée le long de Ox et le moment mesuré par rapport à l'axe.

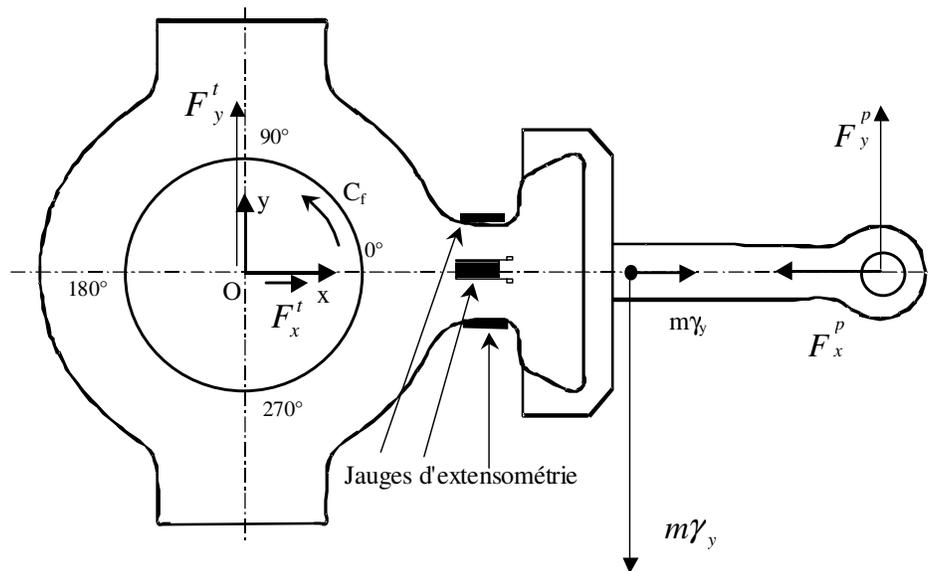
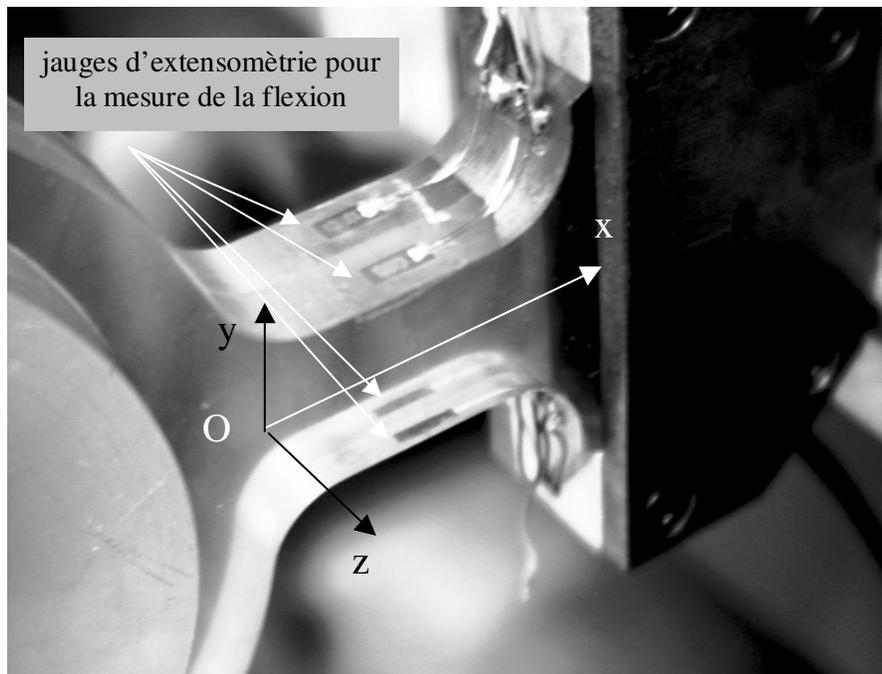


Figure III-6. Repère de la bielle, repère angulaire de l'alésage et sollicitations.

Pour mesurer ces deux composantes nous avons réalisé deux capteurs de force à l'aide de 8 jauges d'extensométrie, 4 pour la mesure de la traction / compression, et 4 autres pour la mesure de la flexion. Pour la mesure de la flexion nous avons collé les 4 jauges sur les faces latérales (dans des plans parallèles à  $yOz$ ) de la tige de la bielle, deux par deux, comme dans la Figure III-7. Les jauges se trouvant sur la même face ont été montées en série et avec les deux paires ainsi obtenues nous avons créé un demi - pont d'extensométrie. En liant les jauges de la même face en série nous éliminons ainsi les éventuelles flexions dans le plan  $yOz$ . Grâce au fait que les deux branches du demi - pont sont soumises aux mêmes influences thermiques, l'effet de la dilatation du matériau est éliminé. Nous obtenons ainsi un capteur de moment de flexion que nous avons étalonné en fonction de la force transversale agissant au milieu du palier.

Pour mesurer la traction / compression nous avons collé deux jauges d'extensométrie sur les faces antérieure et postérieure du modèle de bielle (plans parallèles à  $xOy$ ) et deux

autres sur un parallélépipède témoin, constitué du même matériau que la bielle. Les jauges d'extensométrie collées sur la bielle sont montées en série ainsi que les deux montées sur le parallélépipède témoin qui devient ainsi une jauge de référence thermique. Avec les deux paires de jauges ainsi obtenues nous réalisons un demi – pont d'extensométrie. Nous obtenons ainsi un demi – pont thermiquement équilibré qui n'est sensible qu'aux sollicitations mécaniques dans le cas où nous nous assurons d'avoir les mêmes conditions thermiques pour la bielle et pour la jauge de référence thermique. En effet, le modèle et le parallélépipède témoin ont la même dilatation thermique qui se compense mutuellement (principe du demi - pont d'extensométrie). Ce demi - pont constitue un capteur de force de traction / compression équilibré thermiquement. Ce capteur à été étalonné ensuite en force.



Les capteurs réalisés sont connectés à un amplificateur pour ponts d'extensométrie qui est inséré directement dans une centrale d'acquisition de données. Pendant les sollicitations, les capteurs se déforment solidairement au modèle et leur résistance électrique change. Ceci déséquilibre les demi – ponts d'extensométrie et la mesure de ce déséquilibre donne après étalonnage les sollicitations appliquées à la bielle.

Les capteurs sont étalonnés sous sollicitation statique avec des forces calibrées connues tenant compte de la tension d'alimentation des demi - ponts et du coefficient d'amplification de l'amplificateur des ponts. Par étalonnage nous pouvons donc afficher directement la force de sollicitation en Newtons en fonction de la tension de déséquilibre du pont. La Figure III-8 montre le montage réalisé pour l'étalonnage du capteur de traction / compression.

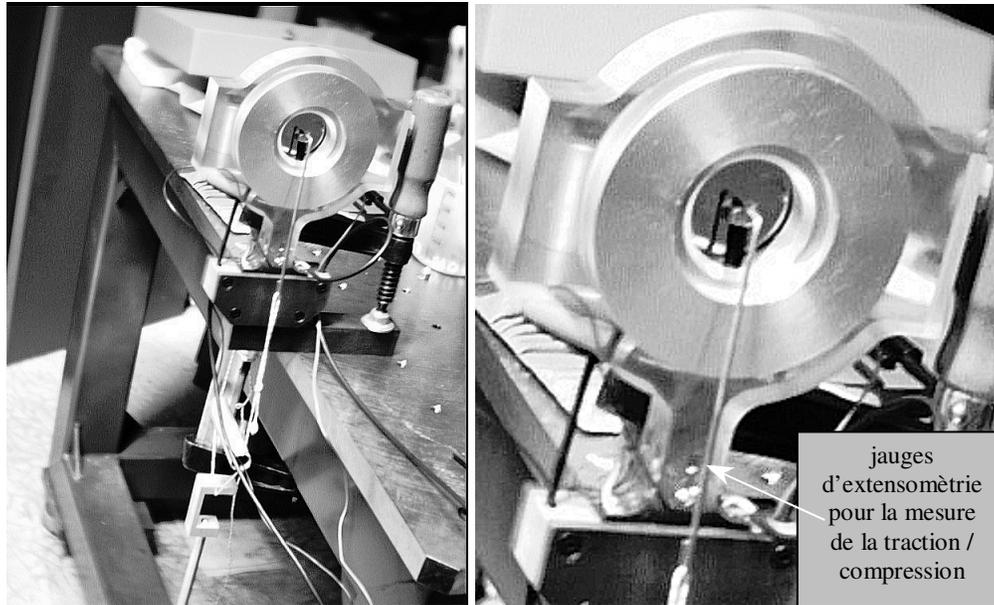


Figure III-8. Montage pour l'étalonnage du capteur de traction / compression.

L'extensométrie est une technique très sensible à la qualité du montage et au degré de protection du circuit électrique contre les parasites. Comme cette technique travaille avec des courants très faibles, avec de très petites variations relatives de la résistance électrique (parfois de l'ordre de  $10^{-5}$ ), le moindre effet d'antenne induit des erreurs très importantes, souvent plus grandes que le signal à mesurer. Comme la variation de la vitesse du moteur électrique se fait à l'aide d'un variateur de fréquences et à cause du moteur lui-même, les perturbations dues aux champs magnétiques et électriques sont loin d'être négligeables. En conséquence, nous avons dû blinder les fils électriques des jauges et relier les blindages à la masse afin d'éviter les parasites introduits par ces émissions. Le blindage doit être réalisé très soigneusement et pour la moindre longueur de fil, car même une longueur de 2 centimètres de fil mal blindé peut produire des parasites dans le signal mesuré. Egalement, les fils des jauges doivent être de longueurs sensiblement égales et, bien entendu, du même type.

De plus, comme les capteurs seront plongés dans de l'huile, des mesures spéciales de protections des jauges et des soudures doivent être prises. Même si l'huile utilisée est non-conductrice, nous avons remarqué un bruit important pour des capteurs immergés non-protégés. La protection est réalisée avec des couches multiples de résine et caoutchouc qui servent à isoler les jauges et les soudures mécaniquement et chimiquement et empêchent l'humidité de pénétrer jusqu'aux fils nus.

### **III.7. METHODE DE VISUALISATION DE L'ETAT DE CONTRAINTES**

La méthode sélectionnée pour la visualisation de l'état de contraintes dans la bielle est la photoélasticimétrie par transmission. Cette méthode permet la visualisation des franges d'isochromes, qui sont les lignes d'égale différence de contraintes principales dans la bielle. Le schéma du montage optique utilisé pour la visualisation des franges d'isochromes est celui présenté Figure III-9.

La photoélasticimétrie par transmission est une méthode qui utilise les propriétés de biréfringence de certains matériaux transparents. La biréfringence est la propriété de certains matériaux d'avoir deux directions privilégiées dans lesquelles la lumière se propage avec des vitesses différentes. Ceci suppose que le matériau a des indices de réfraction différents selon la direction de vibration de la lumière. Il y a une direction dans laquelle la vitesse de la lumière est maximale et une autre dans laquelle elle est minimale. Ce sont les directions propres du corps et portent le nom d'axes de biréfringence. Un faisceau de lumière circulaire traversant ces milieux peut être décomposé vectoriellement en deux ondes suivant les directions principales. La lumière se déplace avec des vitesses différentes, gardant leur fréquence initiale. Ce phénomène produit une interférence à la sortie de tels corps.

Dans les matériaux qui présentent une biréfringence accidentelle, ces directions ne sont pas forcément en liaison avec les sollicitations que ces matériaux subissent. De nombreux matériaux transparents qui à l'état non-contraint ne sont pas biréfringents gagnent cette propriété quand ils sont sollicités mécaniquement.

Les lois de base de la photoélasticité sont décrites dans l'Annexe I.

Pour éviter toute influence de la part des parois en PVC dans le réseau de franges visualisées, le polariseur et l'analyseur circulaires sont placés dans le carter d'huile.

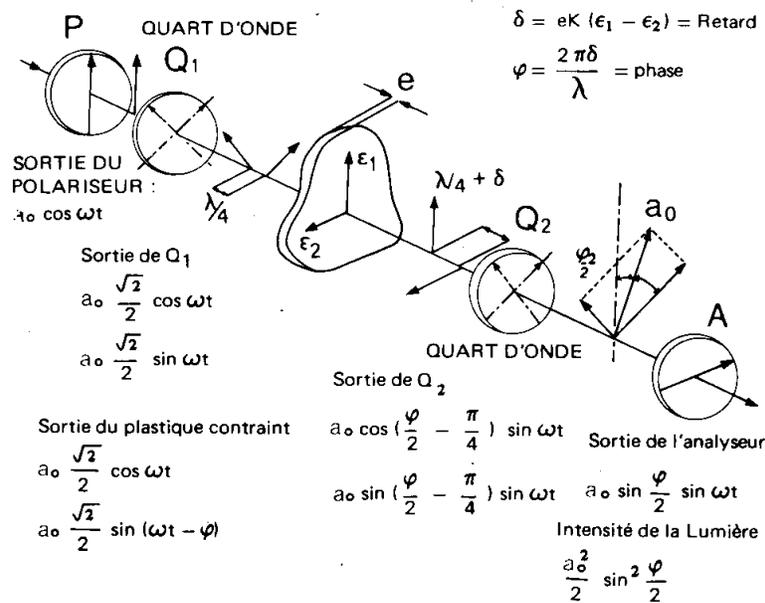


Figure III-9. Schéma de principe du montage optique utilisé pour la visualisation des champs d'isochromes (d'après [94])

### III.8. METHODE DE MESURE DE L'ÉPAISSEUR DU FILM

#### III.8.1. Choix de la méthode de mesure de l'épaisseur de film

Les méthodes de mesure des micro - déformations sont en général difficiles à mettre en œuvre. En raison du caractère dynamique de l'étude entreprise le choix de la méthode de mesure de l'épaisseur de film est très limité. La méthode de moiré n'est pas appropriée puisque les réseaux de référence et déformé doivent être pratiquement collés, ce qui est difficile à assurer dans le cas présent. Les inconvénients des méthodes de granulométrie utilisant des lasers et en même temps les avantages et la portabilité des méthodes de corrélation numériques nous ont persuadé de choisir cette dernière pour la mesure de l'épaisseur de film.

Cette méthode s'applique souvent dans l'étude de la déformation des solides et même des écoulements liquides. Comme nous l'avons montré au Chapitre I, les autres méthodes comportent des inconvénients notables qui les rendent inutilisables dans notre cas. Dans ce

qui suit nous allons décrire la méthode de la corrélation d'images numériques, telles qu'elle est présentée dans les publications récentes.

### ***III.8.2. La méthode de la corrélation d'images numériques***

#### *III.8.2.1. Description générale*

La méthode est apparue au début des années 1980, par les travaux de Sutton et al. (1983) [79] qui posent les bases de la théorie de la corrélation d'images numériques. La méthode consiste à prendre deux images d'un solide, avant et après déformation, de diviser l'image de l'objet non déformé en sous-domaines et de chercher la représentation de ces sous-domaines dans l'image déformée. Ainsi peuvent être trouvées les caractéristiques de la déformation d'une façon discrète.

A l'aide d'une caméra CCD l'image d'un objet déformable est enregistrée. L'intensité lumineuse est transformée en impulsion électrique par la matrice photosensible de la caméra. Une image monochromatique numérique représente un tableau bidimensionnel contenant des niveaux de gris. En général, les caméras CCD codent les niveaux de gris sur 8 bits, ce qui donne 256 valeurs distinctes.

Pour la méthode de la corrélation d'images numériques la surface de l'objet est peinte avec un modèle aléatoire. Dans le cas de l'utilisation d'un laser, le modèle donné par le scintillement naturel de la surface de l'objet peut être utilisé. Le résultat d'une photographie d'un modèle aléatoire peut être comme illustré par la Figure III-10.

Afin d'obtenir une représentation plus réaliste du champs de l'intensité Sutton et al. [79] ont choisi de faire une interpolation entre les points de la matrice. Ils ont utilisé une interpolation bilinéaire dans laquelle ils expriment l'intensité comme il suit :

$$I(x, y) = I_a x + I_b y + I_c xy + I_d \quad (\text{III. 1})$$

où  $I_a, I_b, I_c, I_d$  sont des constantes dépendant des valeurs dans les quatre coins du rectangle constitué par quatre pixels voisins. La Figure III-10 présente un sous-domaine 10X10 pixels

avant et après interpolation. Le schéma d'interpolation bilinéaire est présenté dans la Figure III-11.

Pour que le modèle comporte une information dense, afin de pouvoir reconnaître un sous-domaine bien défini il faut que la surface du corps soit recouverte d'une alternance de taches claires et sombres, ou en tout cas, d'un modèle reconnaissable. Plus le modèle est aléatoire, plus la reconnaissance se fait facilement. Pour des objets de taille macroscopique une pulvérisation aléatoire de peinture noire et blanche peut être utilisée. La Figure III-12 montre le modèle aléatoire utilisé par Bruck et al [96].

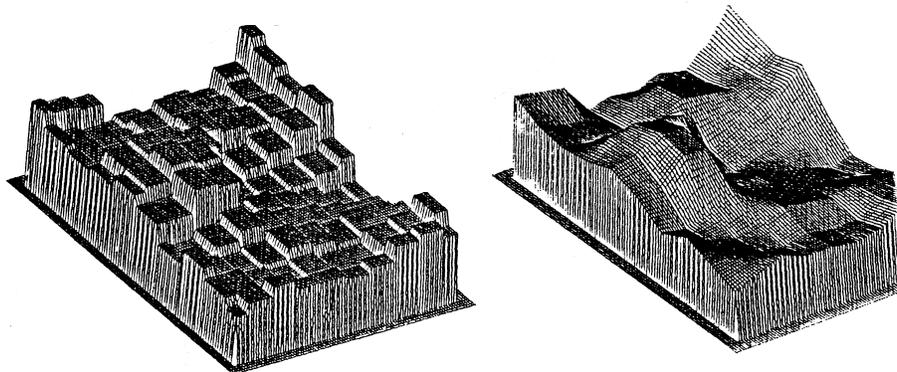


Figure III-10. Intensité lumineuse sur un sous-domaine de 10X10 pixels avant et après l'interpolation [79].

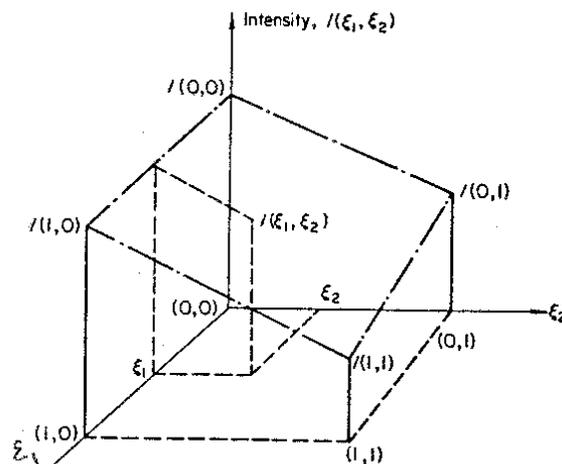


Figure III-11. Schéma d'interpolation bilinéaire (d'après [79])

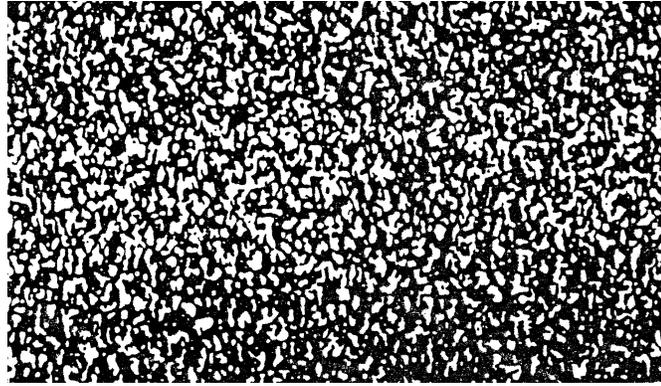


Figure III-12. Modèle aléatoire.

On considère que la transformation subie par la surface de l'objet est la même que celle subie par le tableau des intensités. La transformation peut être décrite par :

$$\begin{cases} x' = x + u + \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy \\ y' = y + v + \frac{\partial v}{\partial x} dx + \frac{\partial v}{\partial y} dy \end{cases} \quad (\text{III. 2})$$

La transformation d'un sous-domaine est présentée graphiquement dans la Figure III-13. Nous avons donc affaire à deux translations dans le plan, deux compressions le long des axes x et y et deux distorsions équivalents à un cisaillement du domaine initial.

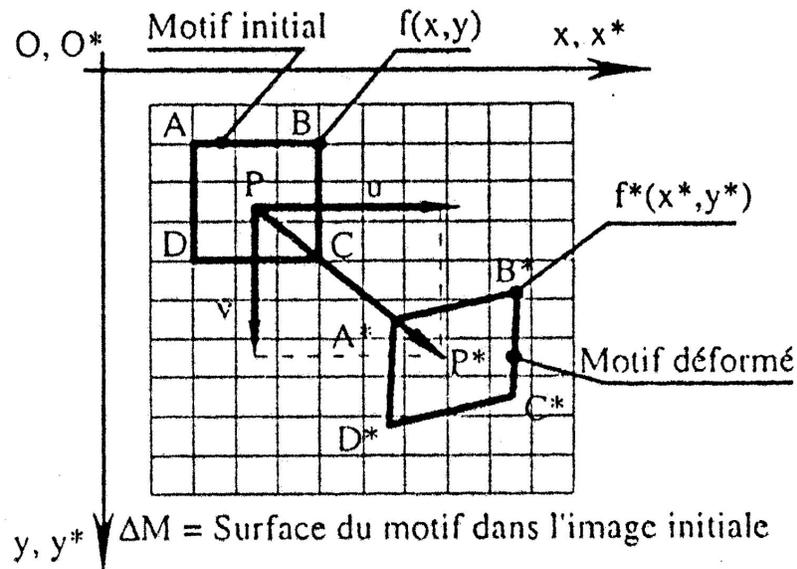


Figure III-13. Déformation d'un sous-domaine.

Pour obtenir le déplacement et le gradient de la déformation pour un sous-domaine de l'image non déformée  $A$  on cherche un sous-domaine  $B$  dans l'image déformée qui ressemble le plus à  $A$ . Ce degré de ressemblance peut être défini à travers un coefficient *de corrélation* pour lequel Sutton et al. [79] ont choisi une formulation de type moindre carré :

$$C(u_i, \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) = \iint_{\Delta M} [A(x) - B(x')]^2 dx, \text{ avec } i, j = 1, 2 \quad (\text{III. 3})$$

En conséquence, les paramètres  $u, v, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial x}$  doivent être trouvés tels que  $C$  devienne minimum. Les valeurs  $u, v$  représentent les deux translations dans les directions de  $x$  et  $y$ , les termes  $\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}$  sont les compressions du domaine dans ces mêmes directions et  $\frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial x}$  représentent les distorsions ou le cisaillement du domaine.

Les différences entre les quelques logiciels existants dans ce domaine résident dans la manière de chercher les valeurs de  $u, v, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial y}$  et  $\frac{\partial v}{\partial x}$  qui minimisent le coefficient de corrélation.

### III.8.2.2. Minimisation du coefficient de corrélation par raffinement du pas

En divisant l'image de référence en sous-domaines rectangulaires (par exemple 15X15 pixels) on définit les coefficients d'interpolation de la zone  $(i, j), (i + 1, j + 1)$  :

$$\begin{cases} I_a(i, j) = I(i + 1, j) - I(i, j) \\ I_b(i, j) = I(i, j + 1) - I(i, j) \\ I_c(i, j) = I(i + 1, j + 1) - I(i, j) \\ I_d(i, j) = I(i, j) \end{cases} \quad (\text{III. 4})$$

Avec les coefficients  $I_a, I_b, I_c, I_d$  définis pour chaque carré contenant quatre pixels. L'interpolation de l'image déformée s'effectue de la même manière.

La première étape dans la minimisation du coefficient de corrélation  $C$  est de trouver la translation qui correspond au mieux pour un sous-domaine défini sur l'image de référence. Donc, en négligeant la rotation, la compression ou la distorsion, un sous-domaine de la même taille que celui de référence est sélectionné dans l'image déformée. Le coefficient de corrélation est ensuite calculé et mémorisé. La position du sous-domaine sélectionné dans l'image déformée est déplacée légèrement et un nouveau coefficient  $C$  est calculé. Ainsi le processus est continué jusqu'à trouver la translation qui donne le coefficient de corrélation minimum. Le pas de la recherche est modifié et affiné pour trouver cette translation au fur et à mesure qu'on se rapproche du minimum de ce coefficient. Ainsi le vecteur de composantes  $u, v$  (cf. Figure III-13), qui définit le mieux le déplacement du centre du sous-domaine entre l'image de référence et celle déformée est trouvé.

La deuxième étape consiste à trouver par la même méthode la compression du sous-domaine. Avec  $u, v$  trouvés précédemment et en choisissant des pas pour la variation de  $\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}$ , la compression (ou extension) donnant un coefficient de corrélation minimum peut-être trouvée. La recherche se fait également en affinant le pas au fur et à mesure qu'on se rapproche du coefficient minimum.

La troisième étape est la recherche des termes de la distorsion  $\frac{\partial u}{\partial y}$  et  $\frac{\partial v}{\partial x}$  par la même méthode.

Le pas final peut atteindre des valeurs de l'ordre de la fraction de pixel ce qui motive l'utilisation de l'interpolation bilinéaire présentée. La méthode est très prohibitive en temps de calcul et assez peu élégante à cause de ce procédé de raffinement du pas de la recherche de la transformation. Sutton et al. [79] ont fait des expérimentations sur une poutre encastree et ont trouvé que la concordance des résultats avec la théorie de la résistance des matériaux est satisfaisante.

Chu et al. [95] ont essayé de trouver une méthode d'interpolation qui améliore les résultats. Ils ont testé une interpolation polynomiale d'ordre 10 sur des sous-domaines de 30X30 pixels. Ils utilisent un coefficient de corrélation du même type que Sutton et al. [79] :

$$C(u, v, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}) = \frac{\int_{\Delta M^*} f(x, y) f^*(x + \xi, y + \eta) dA}{\sqrt{\int_{\Delta M} [f(x, y)]^2 dA \int_{\Delta M^*} [f^*(x + \xi, y + \eta)]^2 dA}} \quad (\text{III. 5})$$

où  $\Delta M$  et  $\Delta M^*$  sont respectivement les sous-domaines dans l'image initiale et respectivement déformée et la transformation homogène est donné par :

$$\begin{aligned} \xi &= u + \frac{\partial u}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial u}{\partial y} \Delta y \\ \eta &= v + \frac{\partial v}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial v}{\partial y} \Delta y \end{aligned} \quad (\text{III. 6})$$

Les comparaisons pour un essai de translation pure montrent que l'interpolation bilinéaire donne des résultats bien meilleurs. Ceci est prévisible puisque l'interpolation polynomiale fait perdre des informations en lissant les "aspérités" sur la reconnaissance desquelles est basée la méthode de la corrélation numérique.

Chu et al. [95] ont fait un ensemble d'expérimentations pour la rotation d'un corps rigide. Pour des angles de rotation inférieurs à 10 degrés ils trouvent des résultats ayant une précision de 2-3%. Un autre ensemble d'expérimentations est fait pour une barre soumise à la traction pure et ils trouvent que les résultats donnent des erreurs inférieures à 10%. La précision peut être améliorée en choisissant des images d'une meilleure résolution.

### III.8.2.3. Détermination de la transformation homogène avec la méthode de Newton - Raphson

Pour augmenter la rapidité des calculs Bruck et al. [96] appliquent la méthode de Newton-Raphson à la minimisation d'une fonction de corrélation définie par :

$$S(x, y, u, v, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}) = 1 - \frac{\sum [F(x, y) \cdot G(x^*, y^*)]}{\sqrt{\sum [(F(x, y))^2] \cdot \sum [(G(x^*, y^*))^2]}} \quad (\text{III. 7})$$

où  $F(x, y)$  et  $G(x^*, y^*)$  sont respectivement les intensités des images de référence et déformée. Le problème est de trouver  $u, v, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial y}$  et  $\frac{\partial v}{\partial x}$  qui minimisent la fonction  $S$ . Par la méthode de Newton-Raphson la correction appliquée à l'itération  $i$  est :

$$\Delta P_i = -H^{-1}(P_i) \cdot \nabla(P_i) \quad (\text{III. 8})$$

où  $P_i$  est le vecteur défini par

$$P_i = \left\{ u \quad v \quad \frac{\partial u}{\partial x} \quad \frac{\partial u}{\partial y} \quad \frac{\partial v}{\partial x} \quad \frac{\partial v}{\partial y} \right\}^T,$$

$\nabla(P_i)$  le gradient de la fonction de corrélation par rapport à  $P_i$

$$\nabla(P_i) = \left\{ \begin{array}{cccccc} \frac{\partial S}{\partial u} & \frac{\partial S}{\partial v} & \frac{\partial S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)} & \frac{\partial S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)} & \frac{\partial S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)} & \frac{\partial S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)} \end{array} \right\}^T$$

et  $H(P_i)$  la matrice Hessienne (deuxième dérivée) de cette même fonction par rapport à  $P_i$  :

$$H(P_i) = \left\{ \begin{array}{cccccc} \frac{\partial^2 S}{\partial u^2} & \frac{\partial^2 S}{\partial u \partial v} & \frac{\partial^2 S}{\partial u \partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial u \partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial u \partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial u \partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)} \\ \frac{\partial^2 S}{\partial v \partial u} & \frac{\partial^2 S}{\partial v^2} & \frac{\partial^2 S}{\partial v \partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial v \partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial v \partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial v \partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)} \\ \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right) \partial u} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right) \partial v} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right) \partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right) \partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right) \partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)} \\ \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \partial u} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \partial v} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)} \\ \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) \partial u} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) \partial v} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) \partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) \partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) \partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)} \\ \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right) \partial u} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right) \partial v} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right) \partial \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right) \partial \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right) \partial \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)} & \frac{\partial^2 S}{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2} \end{array} \right\}$$

Les termes du vecteur gradient sont du type :

$$\frac{\partial S}{\partial u} = \frac{\sum \left[ F(x, y) \frac{\partial G(x^*, y^*)}{\partial u} \right]}{\sqrt{\left[ \sum F(x, y)^2 \cdot \sum G(x^*, y^*)^2 \right]}} - \frac{\sum [F(x, y)G(x^*, y^*)] \sum F(x, y)^2 \sum G(x^*, y^*) \frac{\partial G(x^*, y^*)}{\partial u}}{\sqrt{\left[ \sum F(x, y)^2 \cdot \sum G(x^*, y^*)^2 \right]^3}}$$

Les dérivées des fonctions discrètes  $F(x, y)$  et  $G(x^*, y^*)$  sont calculées utilisant l'interpolation bilinéaire décrite par Sutton et al. [79].

Cette méthode s'avère beaucoup plus rapide, mais quelques précautions sont à prendre. D'abord, il faut que les termes de la correction soit assez petits pour que l'utilisation des deux premiers termes dans le développement de Taylor soit suffisante pour trouver le minimum absolu de la fonction de corrélation. Plusieurs termes du développement de Taylor peuvent être utilisés, mais alors l'avantage principal de la méthode — la rapidité — est perdu. D'autre part, pour trouver le minimum absolu, on doit partir avec des estimations initiales proches de la solution.

Bruck et al [96] ont fait plusieurs essais et ont trouvé que les meilleurs résultats pour cette méthode sont obtenus en utilisant des modèles aléatoires comportant des taches d'environ 3-4 pixels. Ils trouvent également que pour obtenir une précision satisfaisante, des déformations de l'ordre de 1% sont nécessaires, ce qui est beaucoup pour des matériaux métalliques. Autrement, les déformations peuvent être obtenues par dérivation des déplacements par des méthodes numériques comme le précisent Sutton et al. [79].

#### III.8.2.4. *Corrélation numérique combinée au profil de rugosités*

Vendrous et Knauss [97] utilisent la méthode de la corrélation d'image numérique pour trouver les déformations nanométriques sur des images prises à l'aide de microscopes à effet tunnel. Ces images sont en fait des cartes de profils de surface. Ils ont créé deux algorithmes, un qui fait la corrélation numérique bidimensionnelle, à l'aide de laquelle ils déduisent le

déplacement dans le plan de l'objet et un autre qui calcule le déplacement perpendiculaire à ce plan.

En considérant que  $f(x_0, y_0)$ ,  $g(x_0 + u, y_0 + v)$  représentent les hauteurs discrètes de la surface avant et après la déformation correspondant à un déplacement  $u, v$  défini par  $(x_0, y_0) \rightarrow (x_0 + u, y_0 + v)$ , le coefficient de corrélation s'écrit :

$$S = \frac{\sum [f(x_0, y_0) - g(x_0 + u, y_0 + v)]}{\sum f^2(x_0, y_0)} \quad (\text{III. 9})$$

pour le cas bidimensionnel et devient

$$S = \frac{\sum [f(x_0, y_0) - g(x_0 + u, y_0 + v) + w]}{\sum f^2(x_0, y_0)} \quad (\text{III. 10})$$

pour la méthode tridimensionnelle. La variable  $w$  est le déplacement perpendiculaire au plan de l'objet. Ainsi peuvent être déduits les déplacements  $u, v$ , dans le plan de l'objet et, ensuite, celui perpendiculaire à ce plan,  $w$ .

#### III.8.2.5. *Autres méthodes*

En 1998, en France, Doumalin et al. [98] présentent une technique de mesure par corrélation numérique et font une comparaison avec les méthodes déjà existantes. Ils utilisent une caméra haute résolution (4000X3000 pixels) qu'ils associent à un microscope électronique à balayage pour l'étude de la déformation d'un corps métallique sur la surface duquel ils ont déposé par microélectrolithographie une micro grille d'or. Ils utilisent un coefficient de corrélation basé sur une formulation statistique du problème, à savoir qu'au lieu de prendre en compte la valeur du niveau de gris, ils prennent la différence de cette valeur avec la moyenne sur tout le domaine. Ainsi ils évitent les influences néfastes de la différence d'éclairage entre l'image de référence et celle déformée, ainsi que les fluctuations de contraste. Le coefficient de corrélation devient :

$$C = 1 - \frac{\sum_{i \in D} (f(X_i) - \bar{f}_D) \cdot (g(x_i) - \bar{g}_D)}{\sqrt{\sum_{i \in D} (f(X_i) - \bar{f}_D)^2} \cdot \sqrt{\sum_{i \in D} (g(x_i) - \bar{g}_D)^2}} \quad (\text{III. 11})$$

où  $X_i, x_i$  sont les coordonnées des pixels dans l'image initiale et déformée,  $f(X_i), g(x_i)$  les niveaux de gris dans l'image initiale et déformée,  $D$  le domaine de corrélation et  $\bar{f}_D = \frac{1}{N} \sum_{i \in D} f(X_i)$ ,  $\bar{g}_D = \frac{1}{N} \sum_{i \in D} g(X_i)$  la moyenne des niveaux de gris respectivement dans les images initiale et déformée.

Pour trouver des déplacements avec des valeurs fractionnaires de pixels, Doumalin et al. [98] considèrent qu'aux alentours du minimum, la valeur de la fonction de corrélation varie paraboliquement. Donc ils calculent avec une précision d'un pixel la position où le coefficient de corrélation est minimum et ensuite ils font une interpolation parabolique pour trouver le minimum de ce coefficient et surtout la position dans le plan où ce minimum est localisé. Une autre méthode, décrite précédemment, consiste à faire une interpolation bilinéaire entre les pixels. La précision de la première méthode est 2 à trois fois inférieure à celle de la méthode d'interpolation du niveau de gris [98].

Les déformations peuvent être obtenues par dérivation des déplacements en différents points. Considérons 9 points pour lesquels les déplacements ont été mesurés, points qui sont placés sur un carré 3X3. Par dérivation on peut calculer les déformations au point central du carré. En comparant les résultats de cette méthode avec ceux obtenus par la méthode des transformations homogènes (dans laquelle  $u, v, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial y}$  et  $\frac{\partial v}{\partial x}$  sont calculés directement) Doumalin et al. [98] trouvent que pour des matériaux hétérogènes la précision est meilleure par la méthode de dérivation des déplacements. Les matériaux peuvent avoir des déplacements non-homogènes soit à cause de l'hétérogénéité de la composition chimique ou métallurgique, soit en raison du fait que, à des échelles très petites, tous les matériaux ont des comportements singuliers.

Une méthode intéressante est introduite par Mguil [99] [100] et consiste en l'évaluation de la transformation subie par un sous-domaine de l'image en partant des déplacements des quatre coins. Donc au début ils trouvent les déplacements de quatre points

en considérant que la transformation est une simple translation. Ensuite, à l'aide des déplacements des quatre coins ils évaluent la distorsion subie par le domaine (cf. Figure III-13). Ils utilisent cette distorsion pour corriger la transformation homogène initiale. Le processus est réitéré jusqu'à la convergence. La méthode peut être décrite mathématiquement comme suit.

Soit  $u_{Ai}$ ,  $v_{Ai}$ ,  $u_{Bi}$ ,  $v_{Bi}$ ,  $u_{Ci}$ ,  $v_{Ci}$ ,  $u_{Di}$  et  $v_{Di}$  les déplacements trouvés dans les points  $A, B, C, D$  (cf. Figure III-13) à la première itération, en considérant qu'il s'agit de simples translations rigides. Le champ des déplacements d'un point  $R$  appartenant au quadrilatère  $ABCD$  est égal à l'itération  $i+1$  à :

$$\begin{cases} u_{R(i+1)} = a_{ui} \frac{x - x_R}{L_P} + b_{ui} \frac{y - y_R}{L_P} + c_{ui} \frac{(x - x_R)(y - y_R)}{L_P^2} + d_{uRi} \\ v_{R(i+1)} = a_{vi} \frac{x - x_R}{L_P} + b_{vi} \frac{y - y_R}{L_P} + c_{vi} \frac{(x - x_R)(y - y_R)}{L_P^2} + d_{vRi} \end{cases} \quad (\text{III. 12})$$

$$\text{avec } \begin{cases} a_{ui} = u_{Bi} - u_{Ai} \\ b_{ui} = u_{Di} - u_{Ai} \\ c_{ui} = u_{Ci} + u_{Ai} - u_{Bi} - u_{Di} \end{cases} \quad \text{et } \begin{cases} a_{vi} = v_{Bi} - v_{Ai} \\ b_{vi} = v_{Di} - v_{Ai} \\ c_{vi} = v_{Ci} + v_{Ai} - v_{Bi} - v_{Di} \end{cases}$$

Ainsi avec les coefficients définis plus haut, la fonction de corrélation est minimisée et on obtient les coefficients  $u_{A,i+1}$ ,  $v_{A,i+1}$ ,  $u_{B,i+1}$ ,  $v_{B,i+1}$ ,  $u_{C,i+1}$ ,  $v_{C,i+1}$ ,  $u_{D,i+1}$  et  $v_{D,i+1}$  à la nouvelle itération. La convergence est atteinte quand  $|u_{A,i+1} - u_{A,i}| < e = 0.01 \text{ pixels}$ .

### III.8.3. Application à la mesure de l'épaisseur du film

Durant le cycle de fonctionnement, le maneton se déplace à l'intérieur de l'alésage décrivant une orbite qui est fonction de l'excentricité et de la déformation radiale de l'alésage (le maneton est considéré rigide). L'épaisseur du film lubrifiant est, comme nous l'avons précisé au paragraphe II.4, composée de l'épaisseur nominale, fonction de l'excentricité et du jeu radial, à laquelle s'ajoute la déformation radiale élastique de l'alésage. En suivant, à l'aide d'une caméra CCD la trajectoire d'un point sur l'alésage durant le cycle, nous pouvons déduire l'évolution de l'épaisseur en ce point comme étant la différence entre les positions de l'alésage de la bielle et de la surface du maneton. Pendant tout ce processus nous pouvons

prendre comme référence la trame des images numériques et nous exprimons tous les déplacements des surfaces (de l'alésage et du maneton) par rapport aux coordonnées de l'image (780 x 578 pixels).

A l'aide du codeur incrémental et du logiciel d'acquisition d'images, nous pouvons enregistrer une série d'images à différentes positions angulaires du vilebrequin, avec une haute précision sur la répétitivité de l'instant de déclenchement de la prise d'images. Nous enregistrons ainsi la fonction de variation de la position angulaire du vilebrequin par rapport au temps. Du fait que l'inertie du système est assez importante, la vitesse de rotation du vilebrequin n'est pas constante : elle a plutôt une variation quasi - sinusoïdale autour d'une valeur moyenne. Connaissant la période du cycle de fonctionnement nous pouvons déduire la variation de la position angulaire en fonction du temps relatif du cycle,  $t$  ( $t=0$  à  $0^\circ$  vilebrequin et  $t=T$  à  $720^\circ$  vilebrequin, où  $T$  est la période du cycle moteur). Le codeur incrémental envoie une impulsion de top zéro qui est utilisé comme déclencheur pour la caméra. Le logiciel d'acquisition d'images permet de déclencher la caméra avec un certain retard par rapport au moment de réception du déclencheur, donc nous pouvons, en modifiant de temps d'attente, prendre des images à l'angle vilebrequin désiré.

L'obtention de l'épaisseur du film lubrifiant pourrait être mesurée directement sur les images enregistrées aux différents angles de vilebrequin. Malheureusement, ceci n'est pas possible car d'une part les surfaces du maneton et de la bielle ne se trouvent pas dans le même plan et d'autre part, pour des faibles épaisseurs de film lubrifiant (de l'ordre de quelques centièmes de millimètre), les surfaces de la bielle et du maneton ne peuvent pas être distinguées avec précision. La distance entre les plans des surfaces frontales de la bielle et du maneton est d'environ 2 mm ce qui est supérieur à la profondeur de champ de l'objectif. En conséquence, nous ne pouvons pas avoir avec la même netteté le maneton et la bielle sur la même image. Le grossissement que nous utilisons fait qu'un pixel sur l'image équivaut à moins de 5  $\mu\text{m}$  dans le plan objet. Dans ce cas, un film de 0,01 mm devrait représenter une distance entre les surfaces de l'alésage et du maneton d'environ 2 pixels sur l'image, ce qui est difficile à distinguer. De plus, si l'image n'est pas tout à fait nette, en raison d'un léger déplacement de l'objet pendant la prise de vue, une épaisseur de quelques pixels devient impossible à distinguer avec précision.

Pour palier à cet inconvénient nous devons avoir recours à des méthodes indirectes de mesure. Après de nombreux essais, nous avons choisi la méthode suivante qui s'est avéré donner les meilleurs résultats. Le principe de la méthode est de trouver non plus directement l'épaisseur comme différence de positions des surfaces de l'alésage et du maneton mais de trouver l'évolution au cours du cycle de ces positions. C'est la bielle maîtresse qui servira toujours de référence absolue, car tout le système mobile (chambre à huile, à lumières etc.) en est solidaire. Si on considère d'une part, la caméra immobile par rapport à la bielle maîtresse et d'autre part une bonne coaxialité entre la surface du maneton et l'axe du maneton, la surface du maneton devrait se retrouver dans la même position sur les images prises à des instants différents lors du cycle. Cependant, étant donnés les tolérances de fabrication du maneton, même en statique, il y a un débattement de la position de la surface du maneton par rapport à la bielle maîtresse dont l'amplitude est de l'ordre de quelques centièmes de millimètre. En dynamique, à ce débattement dû à la géométrie, nous devons ajouter les déformations élastiques du support de la caméra dues aux effets des forces d'inertie agissant sur la caméra et sur le support lui-même ainsi qu'aux déformations d'origine thermique du support.

Soit  $R_c$ , le repère lié à la caméra (Figure III-14),  $R_m$  le repère lié à la surface du maneton et  $R_b$  le repère lié à la surface de l'alésage de la bielle. Ces deux derniers repères sont considérés liés à une même position angulaire. Par conséquent, lorsque le maneton tourne, le repère qui lui est lié ne subit que de légers déplacements dus au mouvement de la surface dans le sens de l'épaisseur de film.

Nous enregistrons successivement :

- le déplacement  $u_m(\alpha)$  d'un point  $B(\alpha)$  à la surface du maneton dans la direction  $\vec{y}$ . Cette mesure est effectuée machine arrêtée pour différentes valeurs de  $\alpha$  régulièrement espacées dans l'intervalle  $[0, 2\pi]$ . Notons  $r_m = u_m(0)$ , c'est à dire définissons une référence  $r_m$  à l'angle zéro de vilebrequin.
- le déplacement  $u'_m(\alpha)$  du maneton lorsque la machine tourne. Le déplacement  $u_c(\alpha)$  de la caméra dû à flexion du support sous l'effet des forces d'inertie, lorsque la machine tourne, est inclus dans la valeur mesurée  $u'_m(\alpha)$ . Alors, la valeur du

déplacement du maneton par rapport à la bielle maîtresse est

$$u_m(\alpha) = u'_m(\alpha) - u_c(\alpha)$$

- la position de référence de la bielle  $r_b$  correspondant à une épaisseur de film nulle. Cette mesure est faite en observant le point A de la bielle lorsque les deux surfaces sont en contact, machine arrêtée, à l'angle zéro de vilebrequin.
- la position  $u'_b(\alpha)$  du même point A de la bielle lorsque la machine tourne et que le vilebrequin est à l'angle  $\alpha$ . Cette position inclut également le déplacement de la caméra. Donc la bielle se déplace par rapport à la bielle maîtresse de  $u_b(\alpha) = u'_b(\alpha) - u_c(\alpha)$ .

Le déplacement de la bielle par rapport au maneton, c'est à dire l'épaisseur de film est donnée par la différence entre le déplacement de la bielle ( $u_b(\alpha)$ ) par rapport au point de référence (lorsqu'on à contact) et le déplacement du maneton ( $u_m(\alpha)$ ) par rapport à son point de référence ( $r_m$ ):

$$\begin{aligned} h(\alpha) &= [u_b(\alpha) - r_b] - [u_m(\alpha) - r_m] \\ &= [u'_b(\alpha) - u_c(\alpha) - r_b] - [u'_m(\alpha) - u_c(\alpha) - r_m] \\ &= [u'_b(\alpha) - r_b] - [u'_m(\alpha) - r_m] \end{aligned} \tag{III-13}$$

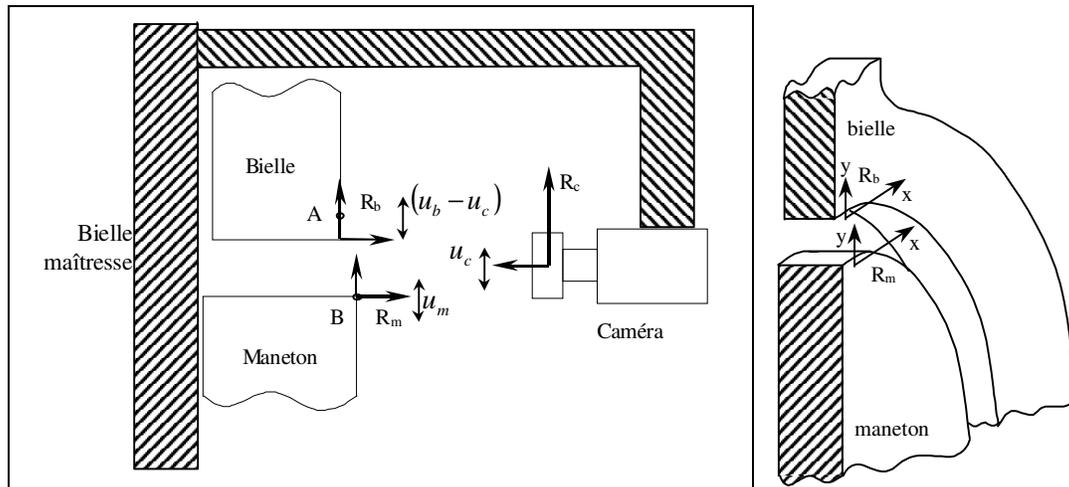


Figure III-14. Repères et vitesses de déplacement par rapport à la bielle maîtresse.

La Figure III-15 montre la schématisation d'une image et les déplacements par rapport au repère de la caméra. Pour définir le point A nous détectons une singularité de la surface de

la bielle. Cette singularité peut être soit une zone de la surface de la bielle couverte d'un modèle aléatoire du type de ceux utilisés dans la méthode de la corrélation numérique, comme dans la Figure III-16, soit une impureté collée à la surface de la bielle. Nous pouvons définir une zone rectangulaire qu'on appellera "zone témoin". Nous considérons, sans faire trop d'erreur que le déplacement de la surface de la bielle est le même que le déplacement de cette singularité. En réalité, le matériau se trouvant entre le point visé et la surface de la bielle se déforme. Considérant que cette déformation est petite devant les autres paramètres mesurés, nous pouvons la négliger. A l'aide de la méthode de la corrélation numérique nous trouvons la position de cette zone rectangulaire dans les images prises à différents angles de vilebrequin.

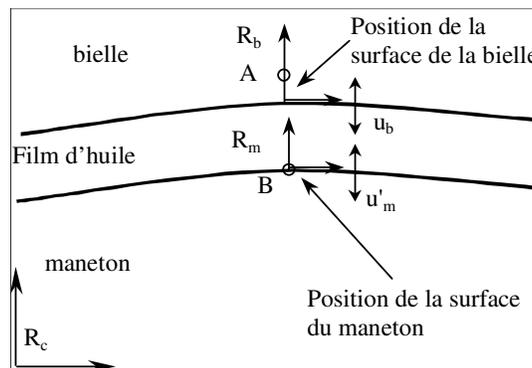


Figure III-15. Positions de surfaces dans le repère de la caméra.

Toutes ces mesures doivent être effectuées dans les meilleures conditions pour s'assurer d'une bonne précision. La Figure III-16 montre deux images, une de référence ( $0^\circ$  d'angle de vilebrequin) et une autre prise à  $420^\circ$  d'angle de vilebrequin. Les rectangles représentent le modèle témoin dans les deux images. Le vecteur déplacement est donné par la différence de la position des centres des rectangles (dans les coordonnées de la caméra) ou plus simplement par la différence de la position de deux coins similaires (par exemple, coin haut gauche). Nous pouvons également remarquer sur l'image de droite l'épaisseur du film d'huile.

Afin d'assurer une bonne fiabilité des résultats, nous enregistrons plusieurs images au même angle de vilebrequin et nous faisons la moyenne des résultats obtenus pour le vecteur déplacement par rapport à la position de référence. Ainsi, en moyennant les résultats nous réduisons les erreurs dues aux incertitudes cinématiques. Les résultats obtenus sur l'épaisseur du film peuvent être comparés à ceux obtenus numériquement. Nous ferons cette comparaison au cours du Chapitre IV.

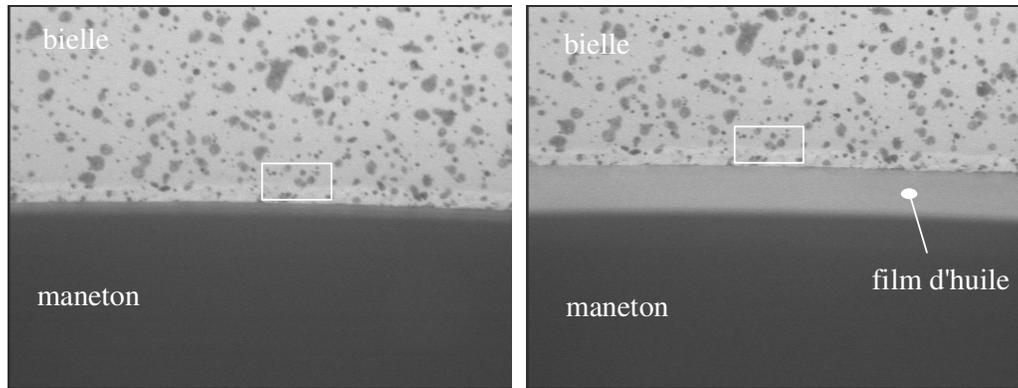


Figure III-16. Images à  $0^\circ$  et  $420^\circ$  d'angle de vilebrequin et zone témoin sur les deux images.

Pour définir la référence nous arrêtons le dispositif dans une position bien précise (par exemple,  $0^\circ$  d'angle de vilebrequin). Dans cette position, nous mettons la bielle en contact avec le maneton. Nous avons alors une épaisseur de film nulle. Alors nous prenons deux images, en plaçant successivement la bielle et le maneton dans le plan objet de la caméra. Ainsi, nous avons les références des surfaces de la bielle et du maneton pour une épaisseur de film nulle. En choisissant un modèle témoin (Figure III-16) sur la première image, nous pouvons définir la position de référence de la bielle,  $r_b$ . En détectant la position de la surface du maneton sur la deuxième image, nous pouvons définir la référence du maneton,  $r_m$ .

Pour la suite, nous enregistrons une série d'images de la bielle en mouvement à des positions angulaires précises du vilebrequin. Avec la méthode de la corrélation on obtient la position de la bielle,  $u_b(\alpha)$ , à chaque angle  $\alpha$ . Par différence avec la position de référence,  $r_b$ , on obtient le terme  $u_b(\alpha) - r_b$ .

Nous enregistrons également une autre série d'images (aux mêmes angles de vilebrequin), en plaçant le maneton dans le plan objet de la caméra. En trouvant sur chacune de ces images la position du maneton,  $u'_m(\alpha)$ , nous obtenons le déplacement de la surface du maneton par rapport à la position de référence,  $r_m$ . On obtient donc le terme  $u'_m(\alpha) - r_m$ .

Pour trouver l'épaisseur du film d'huile nous devons faire la différence entre ces deux termes, comme indiqué dans la relation (III-13).

### III.9. VALIDATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

A l'aide du logiciel d'acquisition et traitement d'images nous créons une procédure automatique de prise d'images avec un temps d'intégration de 1 ms. Après une modification automatique du contraste les images sont enregistrées sur le disque dur en vue d'un traitement ultérieur. Pour la vérification de la répétitivité des phénomènes étudiés, on enregistre plusieurs images successives de la même zone de la bielle au même moment du cycle (même angle du vilebrequin). Dans la Figure III-17 on peut observer une série de photographies du champs d'isochromes prises au moment de "l'explosion" à des cycles successifs. Il s'agit en fait des négatifs des photographies enregistrées. On remarque une très bonne concordance entre ces images, ce qui montre que les phénomènes ont un haut degré de répétitivité. Sur toutes les photos nous avons des franges d'ordre maximum 5. Même après arrêt du fonctionnement du dispositif, à la reprise des expérimentations, les images enregistrées sont presque identiques à celles obtenues avant l'arrêt. Ceci nous fait conclure que le bruit introduit par les influences des phénomènes secondaires (incertitudes dynamiques, frottements, vibrations) est négligeable.



Figure III-17. Série de photos des champs d'isochromes dans la partie la plus chargée de la bielle, au moment de l'explosion, pour la bielle monobloc en PSM1.

Après l'enregistrement d'une série d'images des isochromes d'une certaine région de la bielle, on effectue la même opération pour la zone immédiatement adjacente. Pour cela, on modifie la position de la caméra CCD sur son support. Ainsi, pas à pas, on photographie l'intégralité du champs d'isochromes. Le pas angulaire du déplacement de la caméra est choisi comme expliqué dans le paragraphe III.5.

Un exemple de série de photographies obtenues d'après le procédé décrit ci-dessus est présenté Figure III-18. Une fois les champs partiels d'isochromes photographiés, on a besoin de l'obtention de l'intégralité du champ d'isochromes. Pour cela on reconstruit l'image par la rotation des images partielles suivie du collage. Pour la reconstruction nous avons utilisé le logiciel Adobe Photoshop. Figure III-19 on peut remarquer un tel champ intégral, après

reconstruction, pour la bielle bi-corps en PSM4 (la plus souple). Les lignes radiales observées sont les repères dessinés sur la bielle afin d'aider à la reconstruction en les faisant coïncider dans deux images adjacentes.

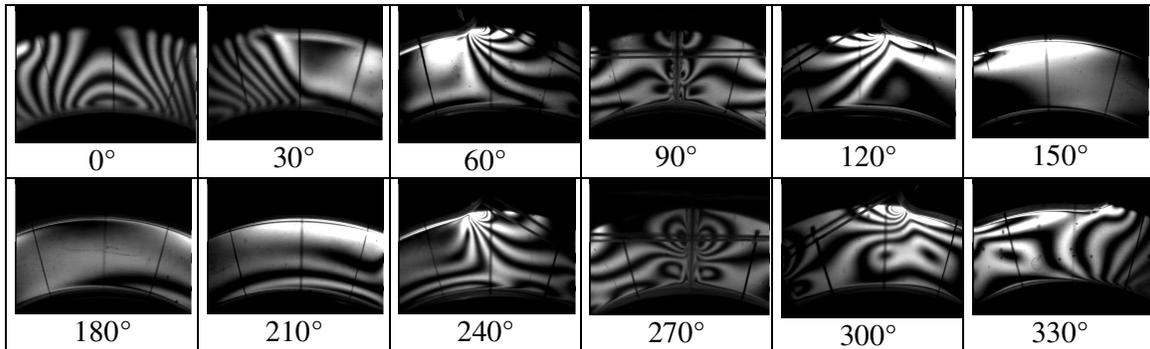


Figure III-18. Images du champs d'isochromes pour la bielle en PSM4 bicorps, au moment de l'explosion.

On remarque une bonne concordance entre les zones des images adjacentes, ce qui souligne une bonne répétitivité des phénomènes enregistrés au même instant du cycle à des cycles successifs. Il est néanmoins à remarquer le fait que latéralement, à l'endroit où le chapeau de la bielle est attaché au corps on remarque des concentrations de contraintes et des non - concordances entre les franges des images adjacentes. Ce phénomène est dû au fait que les rayons de lumière qui ont donné l'image du même point de la bielle dans deux photographies adjacentes sont d'incidence différente. Etant donné le fait que l'ordre de frange est donné par l'intégration du cisaillement le long de l'épaisseur du modèle selon la direction d'incidence, et que ces direction sont biaisées, il est normal que des légères différences soit remarquées. De plus, le matériau utilisé pour l'obtention de ces images est le PSM4, un matériau très souple, qui présente des franges même sous son propre poids. En conséquence, les efforts avec lesquels nous devons solliciter la bielle doivent être faibles, ce qui crée un rapport sollicitation / bruit défavorable. Les incertitudes sont dues en général à la cinématique de la bielle et ces dernières ne sont pas toujours proportionnelles aux efforts appliqués sur la bielle. C'est pour cela que l'utilisation d'un matériau plus rigide diminue l'effet des incertitudes dues à la cinématique, car les efforts appliqués sur la bielle sont plus importants et les incertitudes deviennent négligeables par rapport aux phénomènes mesurés.

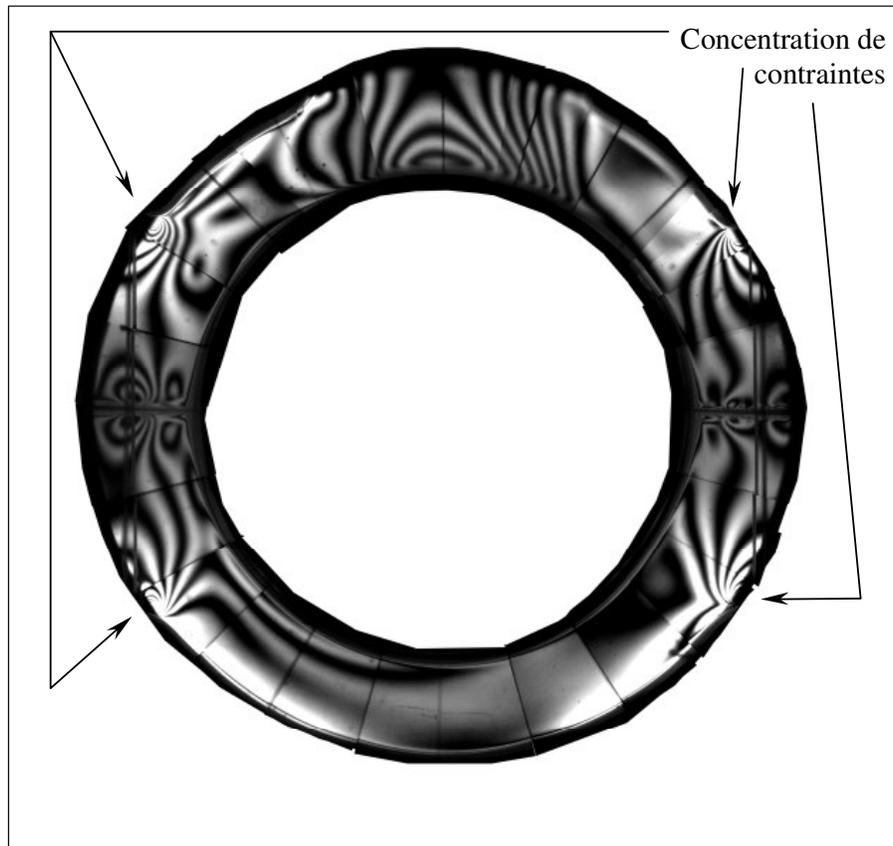


Figure III-19. Champ total d'isochromes reconstitué à partir de champs partiels, pour la bielle bi-corps en PSM4

### III.10. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

A partir des avant-projets déjà existants nous avons construit un dispositif expérimental complexe destiné à l'étude de la lubrification élastohydrodynamique des paliers de tête de bielle. Ce dispositif permet l'investigation optique des effets générés dans la bielle par le champ de pression développé dans le palier de tête de bielle. Le dispositif a été mis au point et différentes méthodes d'investigation ont été mises en œuvre afin d'enregistrer le comportement EHD du modèle de palier de bielle.

Nous avons commencé par vérifier, corriger et compléter les plans déjà existants du dispositif et nous avons conçu une partie des pièces de l'ensemble de la machine. Nous avons supervisé la construction et le montage du dispositif. Le réglage et la mise au point de

l'ensemble mécanique ont été suivi de la conception et la réalisation du circuit hydraulique, avec l'instrumentation en appareillage de mesure comme le débitmètre et le manomètre.

La réalisation des procédures de prise d'images ainsi que celles d'acquisition de données ont été faites à l'aide des logiciels livrés avec la caméra CCD et, respectivement, avec la centrale d'acquisition de données. Une technique de prise d'images à un instant précis du cycle de fonctionnement a été mise au point à l'aide d'un codeur incrémental qui déclenche la caméra CCD à un angle précis du vilebrequin.

Les méthodes d'investigation utilisées sont la méthode de la photoélasticimétrie par transmission et la méthode de la corrélation d'images numériques.

La réalisation des modèles a été une des parties les plus difficiles, tant par le choix du matériau que par l'usinage. L'usinage des pièces en matière photoélastique a été fait par M. Bordes, Professeur Agrégé de Génie Mécanique au département GMP de l'IUT d'Angoulême. Nous avons essayé plusieurs matériaux photoélastiques afin de trouver le meilleur compromis entre souplesse, viscoélasticité et propriétés photoélastiques. Le PSM4, qui est un polyuréthane a d'excellentes propriétés photoélastiques, mais sa grande souplesse fait que le poids des incertitudes est grand par rapport aux phénomènes à mesurer. De plus, il se déforme beaucoup ce qui implique des montages compliqués de fixation et beaucoup d'attention à l'usinage. Après une prospection poussée, nous avons essayé d'autres matériaux, comme du PVC transparent que nous avons travaillé par moulage sous pression. En raison de sa grande viscoélasticité, des tensions rémanentes figées dans le modèle moulé et des incertitudes géométriques de fabrication, nous avons abandonné ce matériau. Un matériau donnant un compromis satisfaisant est le PSM1. Ce matériau a été sélectionné pour illustrer les comparaisons théorie / expérimentation.

La méthode de la photoélasticimétrie est utilisée pour la visualisation du champ de contraintes sous forme de réseaux de franges isochromes. Les images de réseaux de franges serviront ensuite pour faire la comparaison avec les franges isochromes obtenues numériquement à partir de champs de pressions calculés dans le film de lubrifiant.

Pour la mesure de l'épaisseur du film et de l'orbite du maneton dans l'alésage, nous allons utiliser la méthode de la corrélation d'images numériques. Celle-ci nous donnera des

informations concernant le déplacement de certains points sur l'alésage ce qui reflétera l'évolution de l'épaisseur de film en ces points.

En analysant des images successives des champs d'isochromes prises au même angle du vilebrequin, nous avons montré la très bonne répétitivité des phénomènes mesurés ce qui soutient la fiabilité du dispositif et la précision des méthodes expérimentales mises en œuvre. Egaleme nt, nous avons montré qu'à l'aide des champs partiels des franges nous pouvons reconstituer le champ total d'isochromes. Une telle reconstitution donne de bons résultats, même dans les conditions de l'utilisation des matériaux très sensibles aux perturbations mécaniques tel que le polyuréthane PSM4.

Etant donnée la complexité du dispositif, d'autres types d'investigation pourront être mis en œuvre. Les bielles pourront être munies de thermocouples, et des modèles fabriqués dans d'autres matériaux, éventuellement des bielles métalliques, pourront être montées. En modifiant la raideur du ressort du poussoir de la came, une large gamme d'efforts pourront être appliqués aux modèles. Nous avons remarqué que le dispositif est totalement exempt de vibrations, et qu'il pourrait très bien supporter des vitesses de rotation plus importantes.

## **CHAPITRE IV.**

### **COMPARAISON NUMERIQUE - EXPERIMENTAL**

#### **IV.1. INTRODUCTION**

Un des buts de la présente étude est donc de faire la comparaison entre le champ des franges d'isochromes observé expérimentalement et celui calculé pour le même cas de figure. La bielle expérimentale est modélisée numériquement et les paramètres du fonctionnement EHD de son palier de tête sont par la suite calculés.

Pour une modélisation qui se rapproche le plus possible du modèle expérimental, nous devons à faire des mesures précises du diagramme de charge, du jeu radial et de la viscosité. Le diagramme de charge est mesuré à l'aide des capteurs de force réalisés avec des jauges d'extensométrie collées sur la tige du modèle de bielle. La viscosité est mesurée à différentes températures en utilisant un viscosimètre Engler. Le jeu radial est obtenu par différence entre les diamètres de l'alésage et du maneton.

Un code de calcul par éléments finis, ELFI, développé au LMS sous la direction de Dominique Bonneau permet d'obtenir la matrice de compliance du modèle de bielle.

A l'aide de la version 2D du programme ACCEL, nous calculons le comportement élastohydrodynamique du palier de bielle que nous avons réalisé pour l'étude expérimentale. Pour cela nous utilisons comme données d'entrée les caractéristiques géométriques de la

bielle, sa matrice de compliance et le diagramme de charge obtenu expérimentalement. Ainsi nous obtenons les champs de pression, les champs d'épaisseur du film de lubrifiant, les déformations et les débits axiaux à tout moment du cycle. A l'aide du champ de pression développé dans le film on peut déduire numériquement l'état de contraintes qui règne dans le matériau de la bielle.

D'autre part, à l'aide de la caméra CCD nous enregistrons les images du réseau de franges d'isochromes. Également, nous mesurons l'épaisseur du film de lubrifiant par la méthode présentée au cours du Chapitre III.

Les résultats numériques et expérimentaux sont confrontés entre eux pour vérifier leur concordance et pour pouvoir estimer par la suite les changements à faire dans les modèles afin d'améliorer la précision de la description des phénomènes.

L'organigramme de cette partie de l'étude est présenté Figure IV-1.

## **IV.2. OBTENTION DU DIAGRAMME DE CHARGE**

Après la mise au point des capteurs de flexion et de traction - compression et après leur étalonnage, les premiers diagrammes de charge ont été enregistrés. La Figure IV-2 présente un diagramme de charge à l'état brut, avant filtrage, tel qu'il a été enregistré par la centrale d'acquisition de données.

Il est facile de remarquer que l'enregistrement est parasité et qu'un filtrage s'impose. Nous avons choisi un filtrage de type Fourier, utilisant une procédure de transformée de Fourier rapide (FFT) (Brigham, 1975 [101]) appliquée au signal brut enregistré sur 5 cycles de fonctionnement. Après obtention de la transformée de Fourier pour le signal capté, nous ne gardons que les premières fréquences, les plus petites, en éliminant ainsi le bruit des hautes fréquences. En appliquant la transformée de Fourier inverse on obtient le signal filtré. Les Figure IV-3 et Figure IV-4 présentent les signaux des capteurs de traction / compression et de flexion avant et après filtrage. On remarque le "nettoyage" du signal. Un diagramme de charge ainsi obtenu est présenté Figure IV-5 pour un arbre tournant à 150 tr/min.

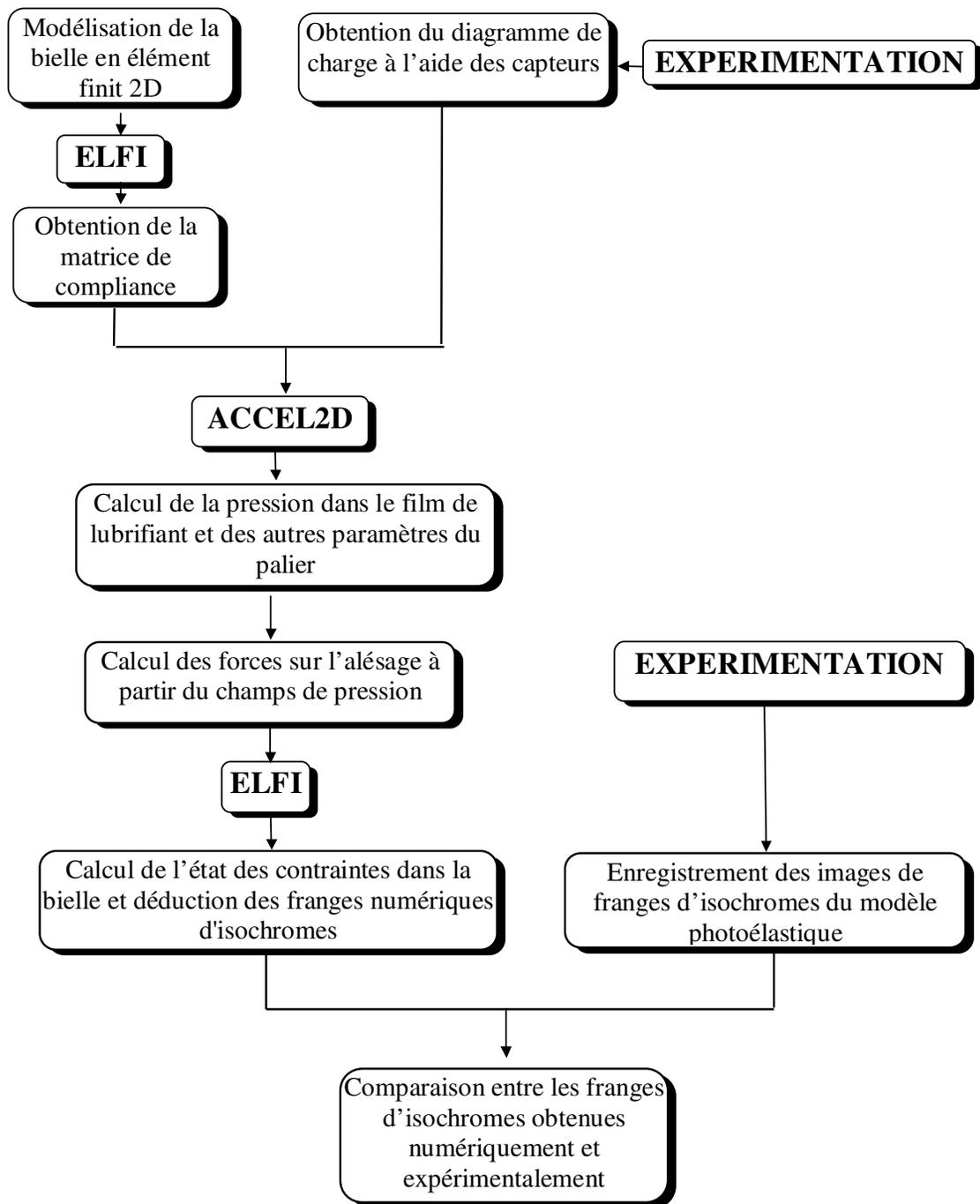


Figure IV-1. Organigramme de l'étude comparative entre le calcul et l'expérimentation.

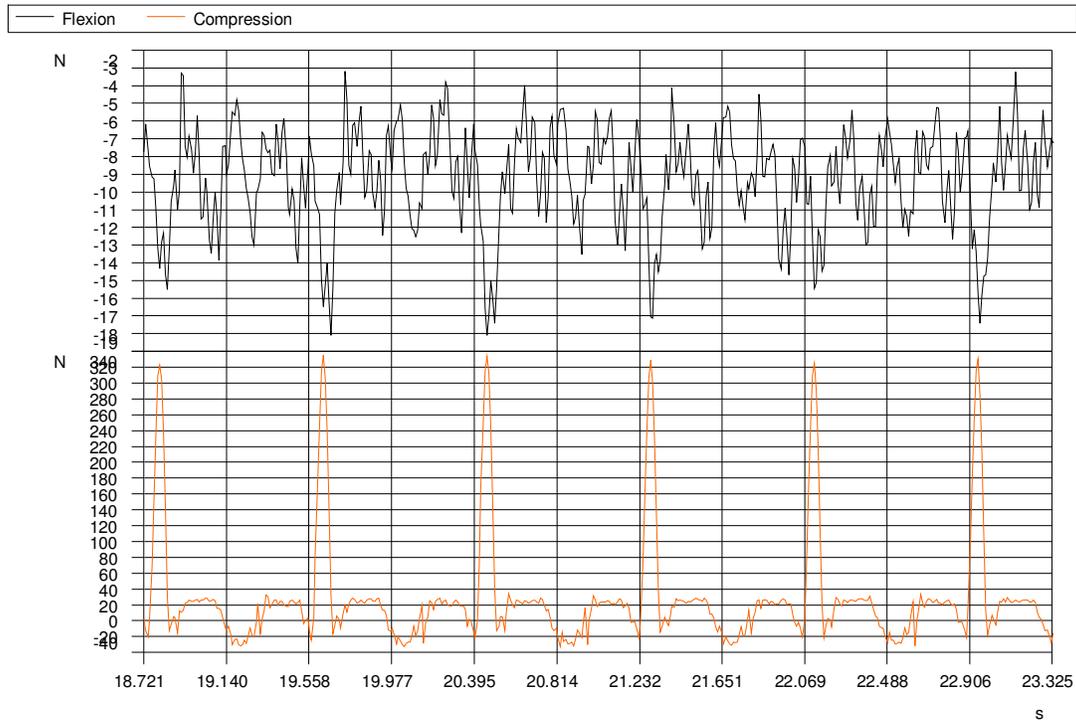


Figure IV-2. Sollicitation de flexion et de traction - compression pendant le fonctionnement à 150 tr/min.

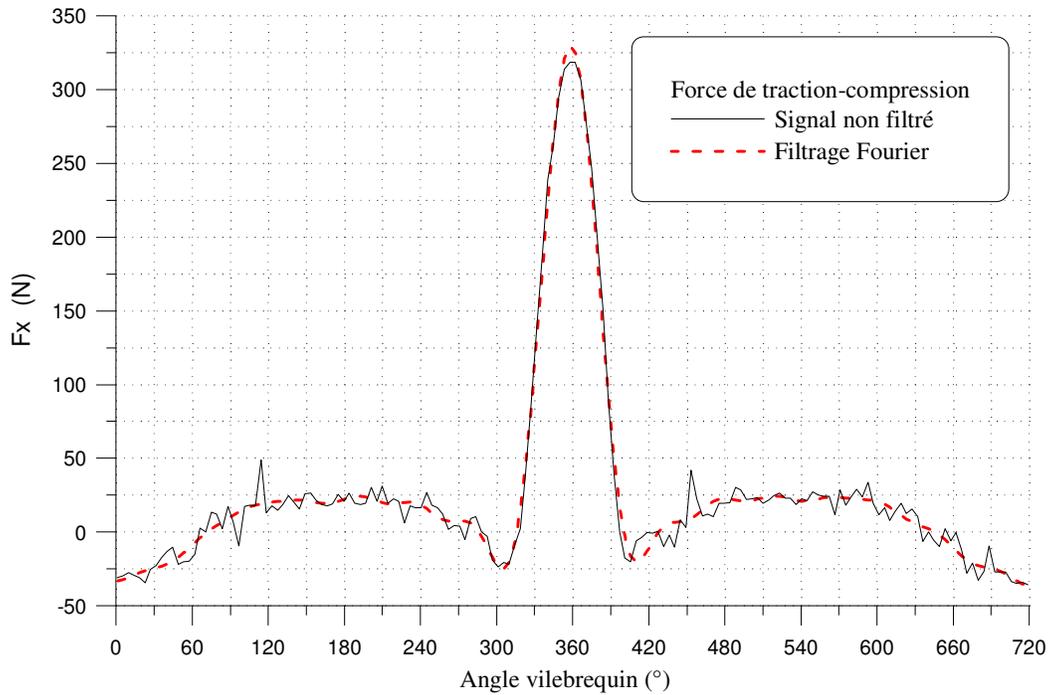


Figure IV-3. Force de traction - compression avant et après filtrage.

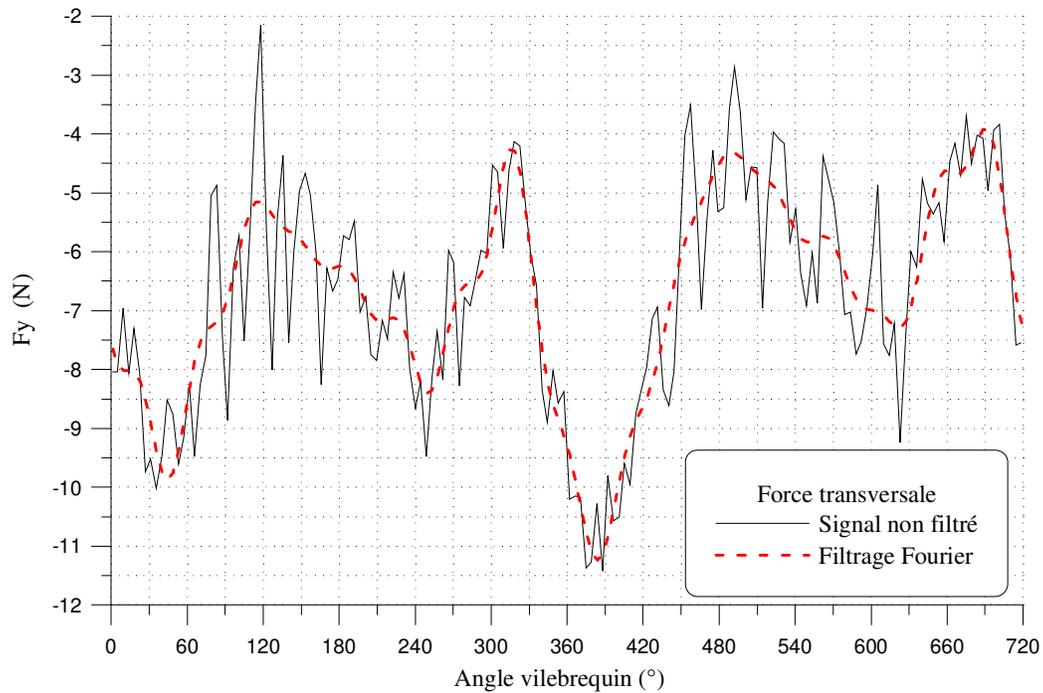


Figure IV-4. Force transversale avant et après filtrage.

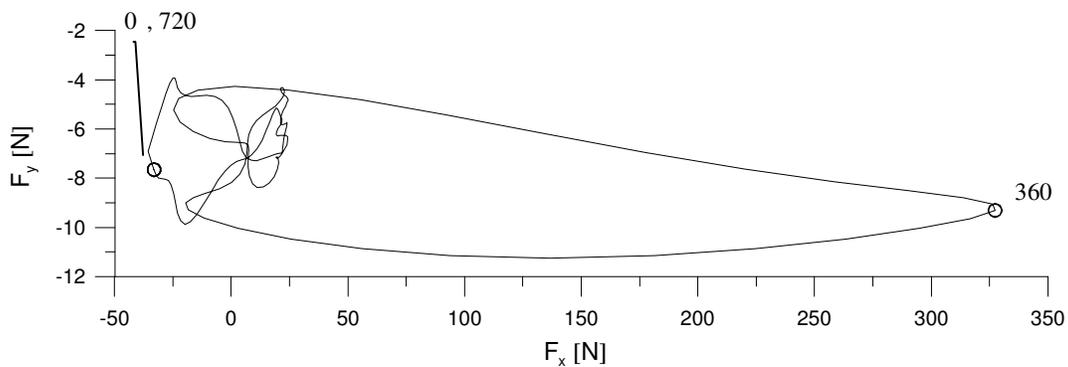


Figure IV-5. Charge mesurée à 150 tr/min

Dans le graphique de la force de flexion, ainsi que dans le diagramme de charge, on observe que la valeur de la force transversale ( $F_y$ ) est toujours négative, ce qui est surprenant. Ceci s'explique par l'influence du couple de frottement sur le corps de bielle. Un tel couple de frottement, est confondu au niveau du capteur de flexion avec une force transversale. Effectivement, un tel couple a tendance à fléchir le corps de bielle. Ainsi, il est impossible de savoir la part de la force transversale ou du couple de frottement dans ce qui est mesuré. Cependant, considérant que sur la bielle d'autres effets secondaires sont négligés, nous

pouvons extraire la moyenne du signal capté pour centrer sur zéro le diagramme le long de l'axe Oy. De cette manière on élimine le couple moyen de frottement. Nous pouvons également avoir ainsi un ordre de grandeur de ce couple moyen qui, dans le cas présenté, est d'environ 0,56 Nm. Ce couple est difficilement interprétable, car un décalage du diagramme de charge peut être dû à l'équilibrage du pont qui donne la flexion.

### IV.3. MESURE DE LA VISCOSITE

Afin de connaître les conditions de fonctionnement du modèle de palier de bielle, nous devons mesurer la viscosité du lubrifiant. La viscosité d'un lubrifiant, en général décroît avec l'augmentation de la température. Une huile de vaseline comme celle que nous avons utilisée dans l'expérimentation est très sensible aux variations de température dans la gamme de températures 0-50°C. Durant le fonctionnement, après un certain nombre de cycles, la température de l'huile se trouve autour de 35°C. Ceci est dû principalement au rayonnement des ampoules halogènes qui chauffent les parties métalliques du carter d'huile. La pompe à huile doit également avoir un effet non négligeable sur l'élévation de température de l'huile. La génération de chaleur dans le film de lubrifiant lui même est supposée négligeable par rapport aux flux de chaleur provenant du système d'éclairage.

A l'aide d'un viscosimètre Engler, nous avons mesuré la variation de la viscosité en fonction de la température. Le graphique ainsi obtenu est présenté Figure IV-6. Nous avons représenté aussi une approximation exponentielle de la variation de la viscosité avec la température. La loi de la variation est  $\mu = 0,498 e^{-0,0536 T}$  avec  $T$  et  $\mu$  exprimés respectivement en °C et Pa.s. Nous observons qu'à 35 °C la viscosité est d'environ  $8 \cdot 10^{-2}$  Pa.s ce qui est environ vingt fois supérieur à la viscosité d'une huile moteur à 100 °C.

La précision de l'approximation de la variation de la viscosité en fonction de la température par une courbe exponentielle est de 5 mPa.s.

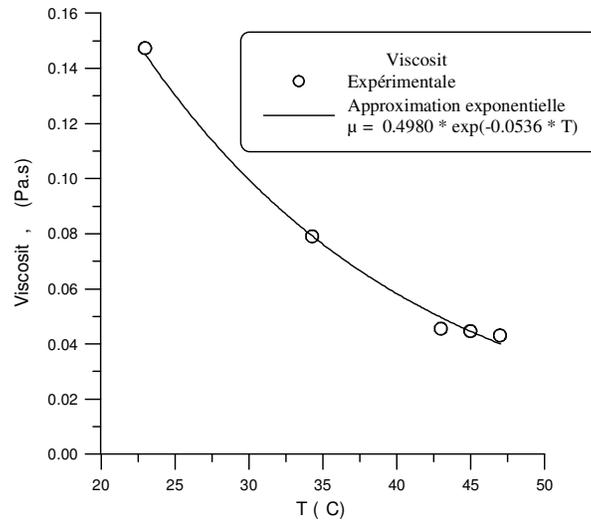


Figure IV-6. Mesure de la viscosité en fonction de la température.

#### IV.4. IMAGES DES CHAMPS D'ISOCHROMES

Comme nous l'avons décrit dans le paragraphe III.5, l'enregistrement des images adjacentes se fait en photographiant différentes zones de la bielle au même angle vilebrequin, à des cycles successifs. Nous considérons que l'angle circonférenciel 0° de la bielle se trouve sur l'axe longitudinale du modèle et en conséquence, l'angle 180° se trouve au milieu du chapeau de bielle comme représenté Figure III-6. Pour la bielle monobloc en PSM1, une série d'images sont prises avec un pas de 30° sur l'angle de l'alésage, comme montré dans la Figure IV-7. Ces images sont photographiées au moment de "l'explosion", c'est à dire, à l'angle de vilebrequin de 360°. Pour la comparaison avec le modèle numérique nous allons utiliser surtout l'image des franges dans la zone de la bielle autour de cet angle du vilebrequin.

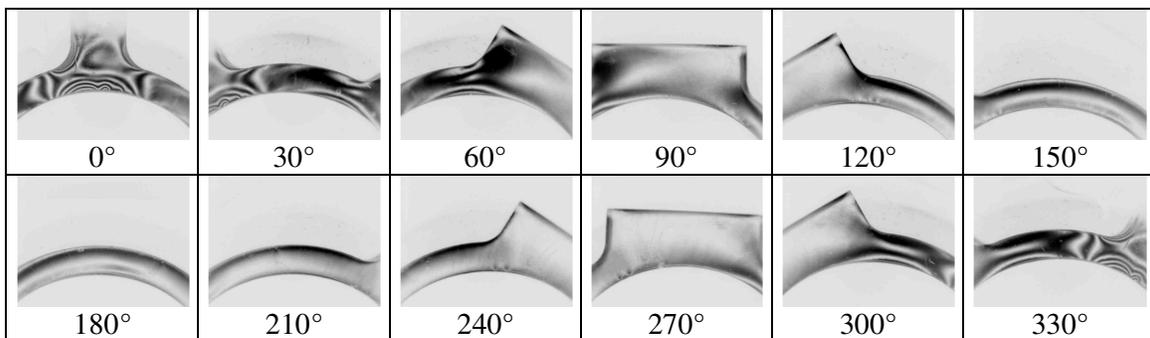


Figure IV-7. Images du champs d'isochromes pour la bielle en PSM1, au moment de l'explosion (négatifs des images).

**IV.5. MODELISATION DE LA BIELLE EN ELEMENTS FINIS**

En photoélasticité par transmission, les franges d'isochromes sont le résultat de l'intégration du cisaillement sur toute l'épaisseur du modèle. C'est la raison pour laquelle une modélisation numérique bidimensionnelle est la plus appropriée. Le modèle photoélastique a une forme qui se prête bien à ce genre de modélisation parce qu'il est d'épaisseur constante. Nous avons utilisé le logiciel d'analyse des structures ELFI, développé au LMS, pour la modélisation en élément finis. Les éléments utilisés pour la discrétisation sont des éléments isoparamétriques quadrangulaires à 8 nœuds comme dans la Figure IV-8. Les faces des éléments placés sur l'alésage de la bielle fournissent les éléments isoparamétriques linéaires à 3 nœuds qui seront ensuite utilisés pour la discrétisation des équations dans le film lubrifiant. Donc, nous avons une discrétisation bidimensionnelle du solide et une discrétisation unidimensionnelle du film d'huile. La discrétisation utilisée par la suite a été faite avec 656 nœuds et 181 éléments quadrangulaires. Sur l'alésage nous avons donc 36 éléments isoparamétriques linéaires, qui donnent 72 nœuds, soit un nœud tous les 5 degrés sur la circonférence.

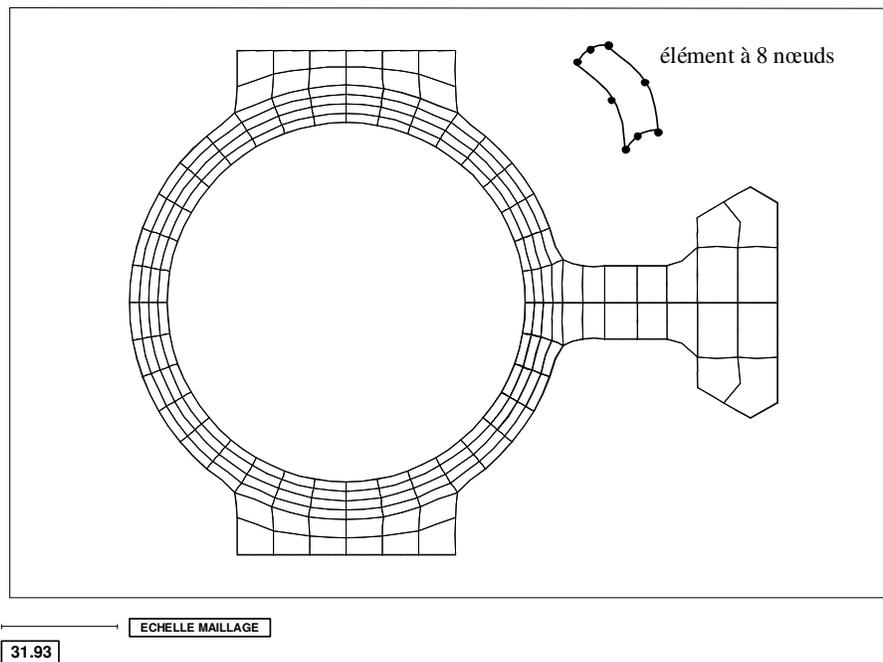


Figure IV-8. Modélisation bidimensionnelle de la bielle en éléments finis

Le module d'élasticité, le coefficient de Poisson et les dimensions du modèle photoélastique de la bielle (Tableau IV-1), sont respectés dans la modélisation numérique. A l'aide de cette discrétisation nous obtenons la matrice de compliance de la bielle telle que nous l'avons présentée dans le paragraphe II.4.1.

#### IV.6. CALCUL DES PARAMETRES EHD DU PALIER

Avec le diagramme de charge obtenu comme décrit précédemment, la matrice d'élasticité de la structure et la discrétisation de type éléments finis du film lubrifiant, nous pouvons calculer les paramètres du palier à l'aide du code de calcul ACCEL (version 2D).

Les champs de pression sont obtenus à l'aide du programme ACCEL, pour tout moment du cycle de fonctionnement. Ce résultat représente la pression dans le plan moyen du palier. Par la transformation de cette pression en forces nodales et par l'application de ces forces sur la structure de la bielle, nous obtenons l'état de contraintes dans la structure. Pour cette transformation nous tenons compte de la variation parabolique de la pression dans la direction axiale. Cet état de contraintes peut être visualisé en tant que réseau de franges numériques d'isochromes. A la suite de la confrontation entre les résultats expérimentaux et numériques, nous pouvons tirer des conclusions concernant le modèle numérique, après une vérification minutieuse de la justesse de l'expérimentation.

Le modèle de bielle utilisé présente du point de vue du palier les caractéristiques présentées dans le Tableau IV-1. Le diagramme de charge utilisé est celui présenté Figure IV-5. On utilise la discrétisation présentée dans la Figure IV-8. Le champ d'isochromes obtenu numériquement pour un angle de vilebrequin de  $360^\circ$  (au moment de l'explosion) est présenté Figure IV-9.

Tableau IV-1. Caractéristiques géométriques du palier et rhéologiques de l'huile.

Rayon du palier	49 mm	Viscosité dynamique de l'huile	$7.9 \cdot 10^{-2}$ Pa.s
Jeu radial	0.18 mm	Pression d'alimentation	0.02 MPa
Largeur du palier	19.2 mm	Coefficient de Poisson	0.47
Longueur de la manivelle	80 mm	Module d'élasticité du PSM1	$2.4 \cdot 10^3$ MPa
Longueur de la bielle	257.5 mm	Constante photoélastique du PSM1	7.005 MPa.mm/fr
fréquence de rotation	150 tr/min		

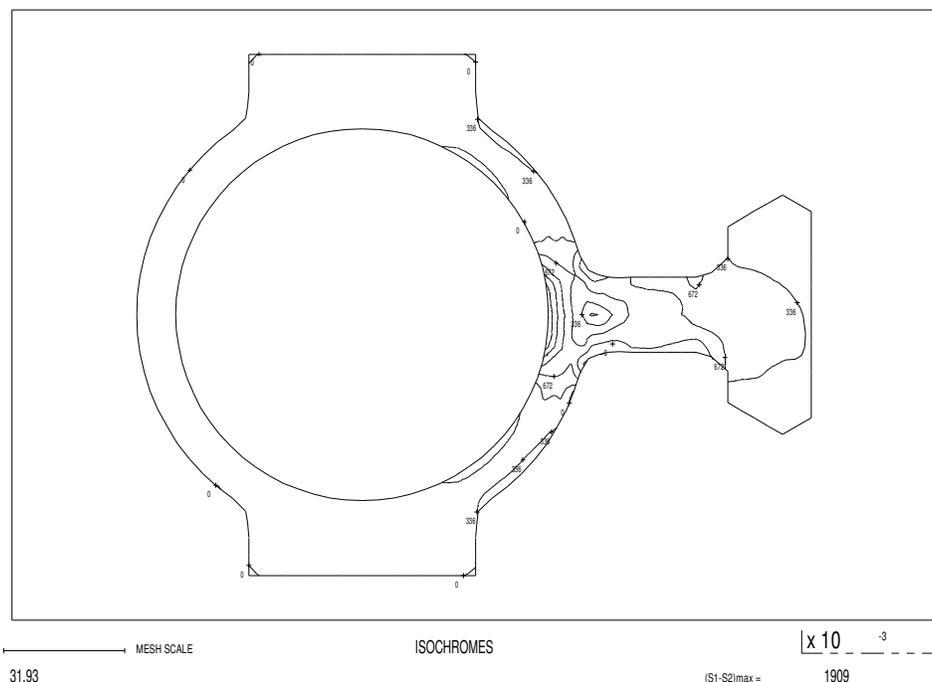


Figure IV-9. Champ d'isochromes calculé avec la méthode des éléments finis (unités des courbes de niveau : kPa)

#### IV.7. COMPARAISON CALCUL – EXPERIMENTATION POUR L'ETAT DE CONTRAINTES

La Figure IV-10 présente la comparaison entre le champ d'isochromes obtenu numériquement et celui photographié durant l'expérimentation au moment de "l'explosion" (360° d'angle de vilebrequin). Les franges d'isochromes, qui normalement sont noires, apparaissent ici blanches. Sur le réseau de franges numériques les valeurs inscrites représentent la valeur de la différence des contraintes principales sur la frange, exprimée en kPa. Nous remarquons une bonne concordance entre ces deux résultats, autant quantitativement que qualitativement. Nous avons le même nombre de franges et celles-ci commencent et finissent approximativement au même endroit sur la bielle (à la même position angulaire circonférencielle).

Près de l'axe longitudinal de la bielle on peut observer une irrégularité des franges d'isochromes. Après une analyse à l'œil nu de la bielle, nous avons observé une nervure axiale à l'angle circonférenciel zéro due à l'usinage du modèle. Cet usinage a été réalisé avec

une machine à commande numérique, qui travaille par quadrant (les quatre quadrants trigonométriques). Au moment où le quadrant change, les jeux des vis sans fin des axes de la machine font que des petits défauts peuvent être constatés à la réalisation d'un usinage circulaire. De plus, la fraise tourne sur place pendant un temps plus long au changement des quadrants, et comme le matériau du modèle est très compliant, des rotations supplémentaires enlèvent plus de matière que lors d'un simple passage, en raison de la déformation du matériau sous l'effort de coupe. De telles erreurs géométriques ont été remarquées aux quatre changements de quadrant.

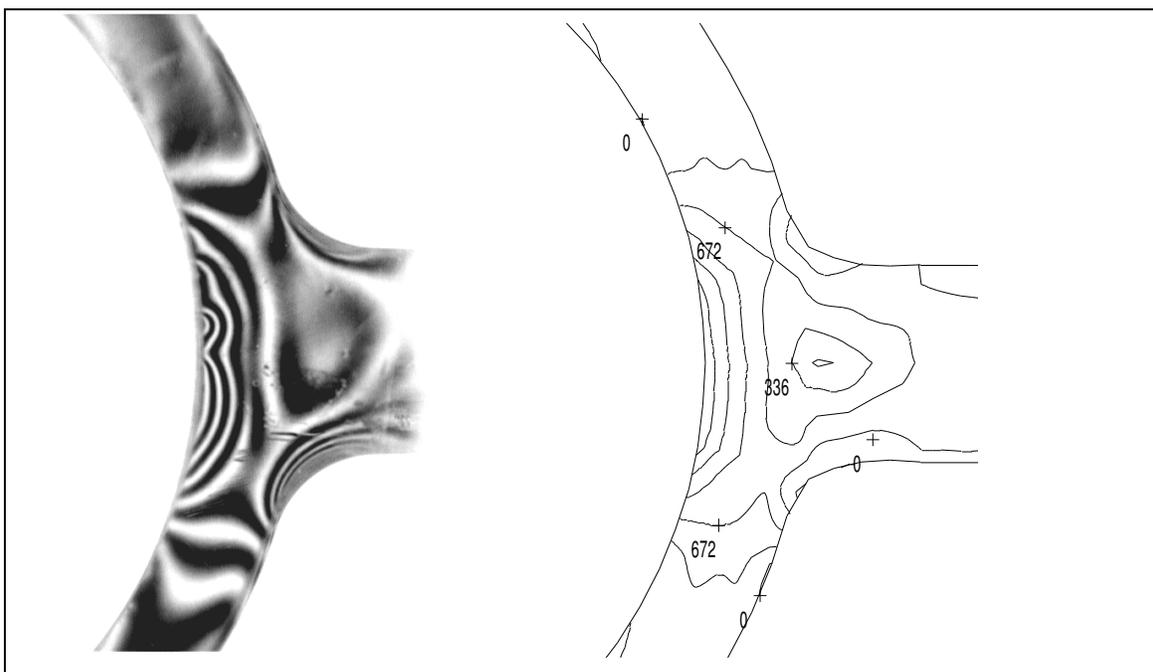


Figure IV-10. Comparaison entre les champs d'isochromes obtenus numériquement et expérimentalement pour le maillage contenant 72 nœuds sur l'alésage. (unités des courbes de niveau : kPa)

Egalement, la discrétisation avec un maillage trop grossier, peut influencer les résultats numériques. Pour pouvoir obtenir le détail des franges enregistrées expérimentalement nous devons utiliser des maillages très fins, ce qui implique des calculs plus longs.

La Figure IV-11 montre un maillage plus fin de la bielle, avec 2706 nœuds et 792 éléments. Nous allons l'utiliser pour les calculs présentés ultérieurement.

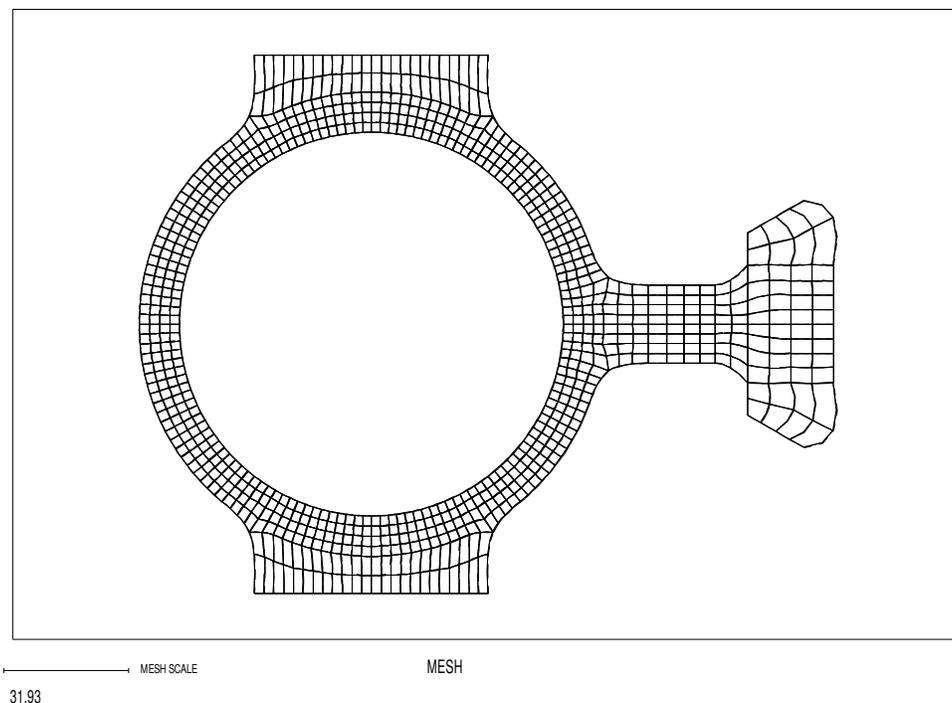


Figure IV-11. Maillage fin de la bielle.

#### IV.8. PROFIL REEL DE L'ALEPAGE

Afin de modéliser l'alésage le plus correctement possible, nous avons fait des relevés de profil de l'alésage et nous avons introduit la vraie forme de l'alésage dans le calcul. Ce profil est présenté Figure IV-12, tel qu'il a été relevé à l'aide d'une machine à mesurer tridimensionnelle (MMT). On observe que l'alésage n'est pas circulaire, mais il a une forme ovale avec une différence d'environ 0,07 mm entre les diamètres extrêmes. Cette ovalisation est certainement due aux déformations subies par la bielle durant l'usinage. En plus de cette ovalisation, nous remarquons des défauts de forme locaux, les nervures observées précédemment, qui sont responsables de l'irrégularité du réseau de franges.

En vue d'une modélisation plus précise au niveau des zones comportant des défauts nous avons discrétisé la bielle avec un pas de maillage variable. Le maillage a été affiné aux alentours des zones à défaut. Dans ces zones nous avons placé un nœud tous les  $0,625^\circ$  tandis que dans les autres nous avons mis un nœud tous les  $1,25^\circ$ . La longueur des éléments finis dans la direction circonférencielle est donc de  $1,25^\circ$  dans le premier cas et de  $2,5^\circ$  dans le second. Le défaut a été modélisé donc sur plusieurs nœuds (quatre nœuds, en l'occurrence).

Le maillage de la bielle n'a pas été modifié, le défaut de forme a été pris en compte seulement dans le calcul de l'épaisseur du film lors de la résolution de l'équation de Reynolds.

La Figure IV-13 présente la comparaison entre le calcul et l'expérimentation pour ce maillage. Nous avons également marqué l'ordre des franges sur la Figure IV-13. Nous remarquons que la concordance entre les franges d'isochromes expérimentales et numériques est encore meilleure. Dans la zone la plus chargée les franges prennent une forme très proche des franges obtenues expérimentalement. La position de début et de fin des franges sur l'alésage concorde très bien, ainsi que leur position dans la profondeur de la bielle.

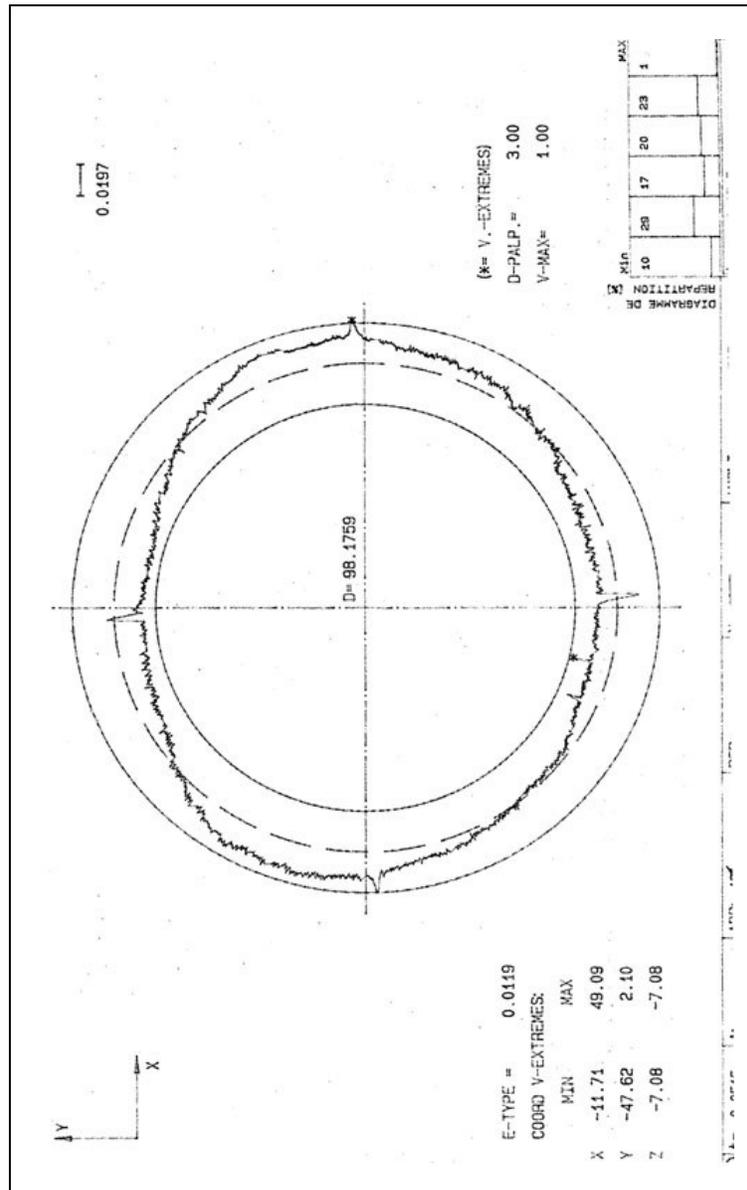


Figure IV-12. Profil de l'alésage (relevé à l'aide d'une MMT) (unités : mm)

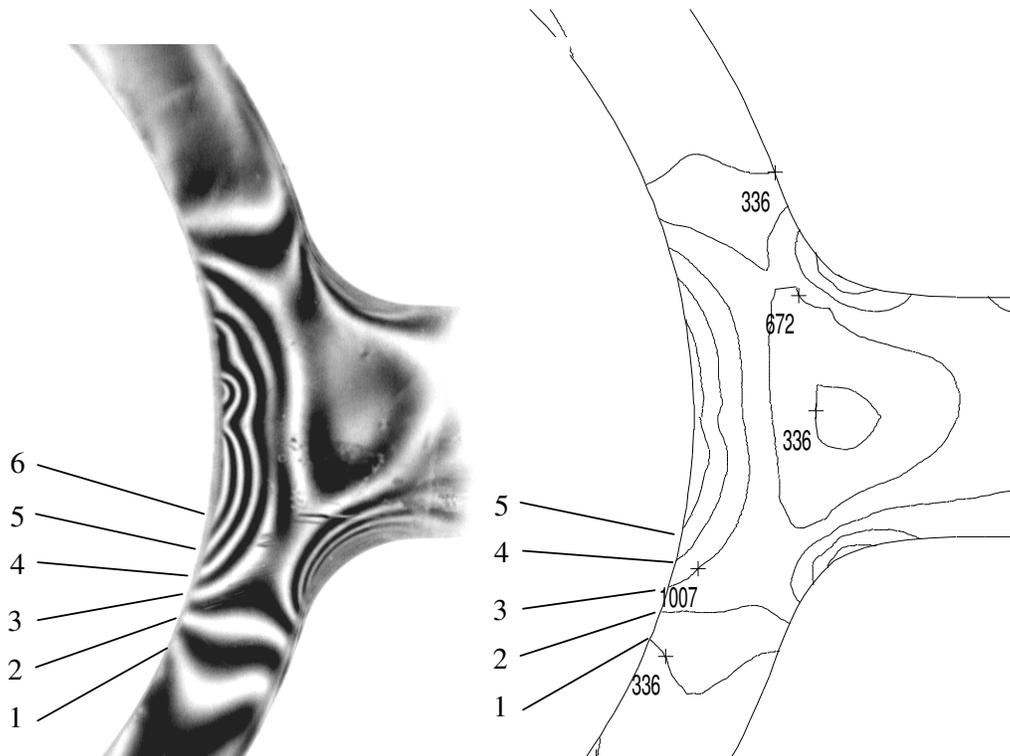
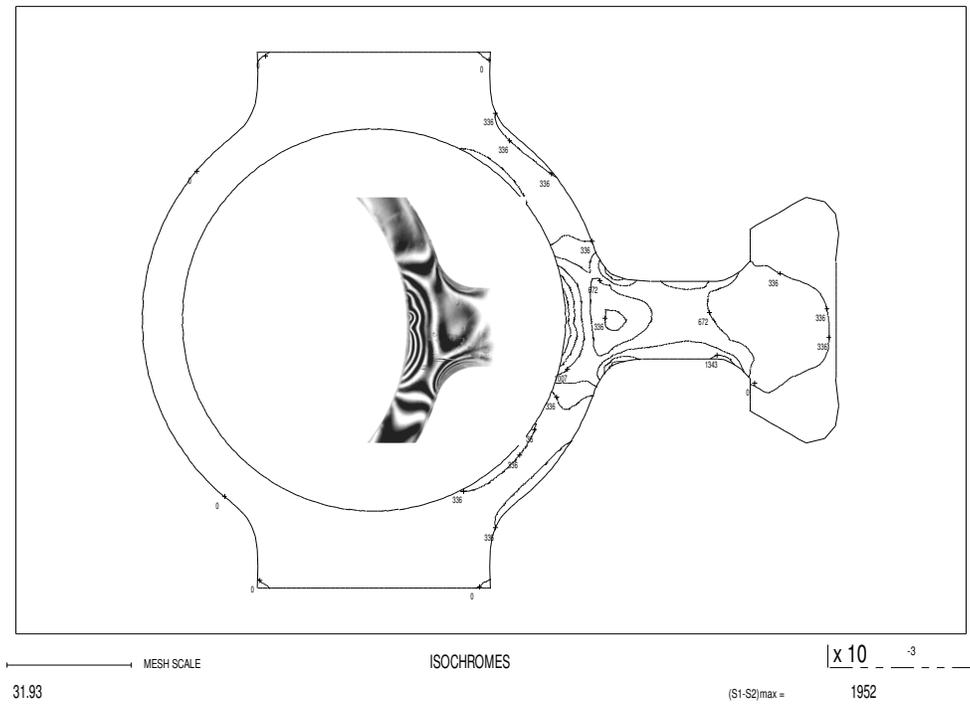


Figure IV-13. Comparaison entre les champs d'isochromes obtenus numériquement et expérimentalement pour un maillage fin de la bielle (unités des courbes de niveau : kPa).

Néanmoins, dans la partie la plus chargée nous remarquons une frange naissante (frange d'ordre 6) qui n'est pas retrouvée dans le réseau de franges numériques. Ceci est vraisemblablement dû au fait que le maillage n'est pas assez fin pour une telle précision dans les résultats sur les bords du modèle.

Le champ de pression qui donne le réseau de franges de la Figure IV-13 est présenté Figure IV-14. On peut remarquer la chute locale de pression due au défaut à  $0^\circ$  sur l'alésage. Les quatre défauts de forme peuvent être vus en tant que pics locaux sur le graphique de l'épaisseur de film, Figure IV-15.

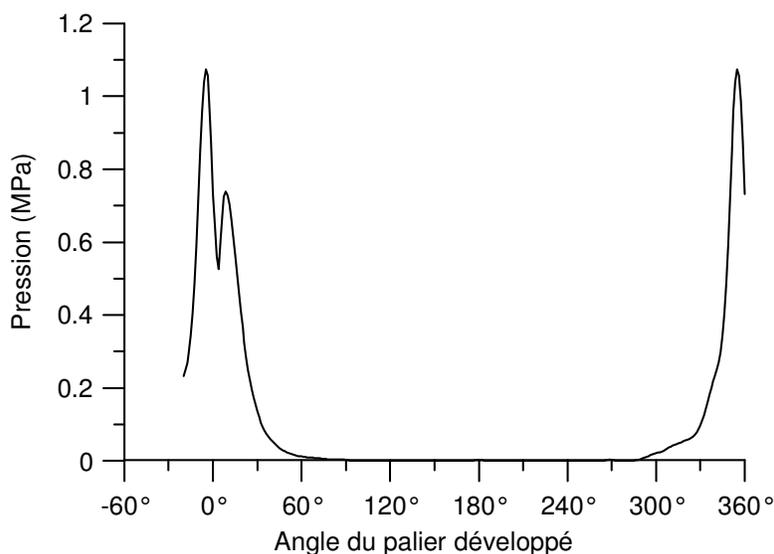


Figure IV-14. Champ de pression calculé.

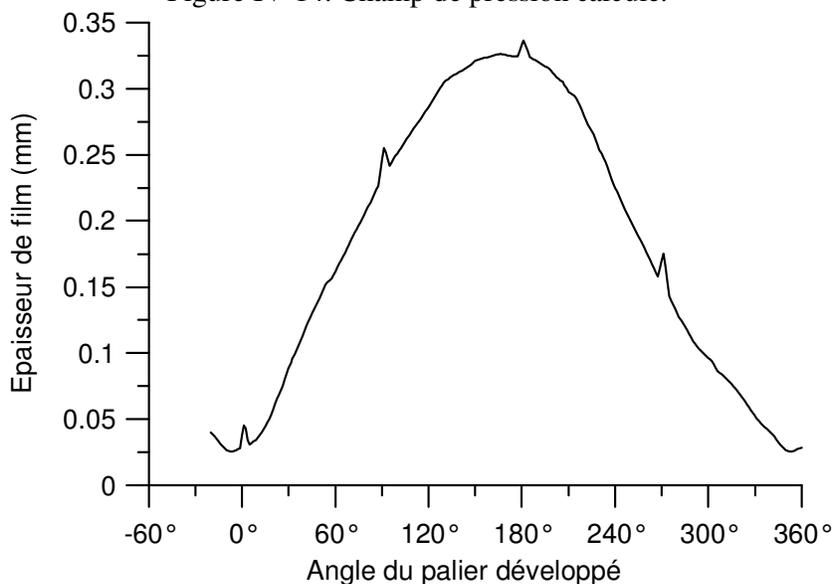


Figure IV-15. Champ d'épaisseur calculé.

**IV.9. CONCORDANCE DES RESEAUX DE FRANGES MESURES ET CALCULES**

Afin de démontrer que la concordance entre les résultats numériques et expérimentaux n'est pas fortuite et que cette concordance reflète bien la ressemblance entre le champ de pression réel et calculé, nous devons vérifier l'influence des divers paramètres sur le réseau de franges calculé.

A cette fin, nous prendrons les paramètres un par un et nous étudierons les influences de leur variation sur la forme du réseau de franges obtenu numériquement. Les paramètres dont l'influence peut être étudiée sont le jeu radial, la viscosité et la vitesse de rotation.

En augmentant le jeu radial de  $c=0,15 \text{ mm}$  à  $c=0,25 \text{ mm}$  et en faisant les calculs avec cette nouvelle valeur du paramètre, nous obtenons le réseau de franges numérique qui est présenté Figure IV-16 en comparaison avec celui obtenu en utilisant un jeu radial  $c=0,15 \text{ mm}$ . Nous observons que les franges d'ordre le plus élevé (ordres 3, 4 et 5) se trouvent beaucoup moins étendues, l'endroit où elles débouchent sur l'alésage se trouvant déplacé vers l'angle zéro du palier. Nous remarquons donc qu'un changement sur le jeu radial se répercute nettement dans la forme du réseau de franges isochromes.

Ceci est expliqué par le fait qu'un jeu radial plus grand augmente le rayon de courbure relatif entre les surfaces, ce qui produit un champ de pression moins étendu. La pression maximale est plus importante dans le cas d'un champ des pressions moins étendu, car l'intégration de toute la pression sur la surface du palier doit équilibrer la charge appliquée au palier, qui est la même dans les deux cas. Malgré ce fait, dans le cas d'un champ de pression moins étendu, la frange d'ordre le plus élevée se trouve très localisée. Ceci est expliqué par le fait qu'un champ de pressions plus étendu crée une flexion plus importante de l'alésage de la bielle. Dans le cas d'un champ des pressions plus localisé, la charge est supportée surtout par la partie de l'alésage renforcée par la tige de la bielle, donc l'ovalisation de l'anneau de l'alésage est moins marquée.

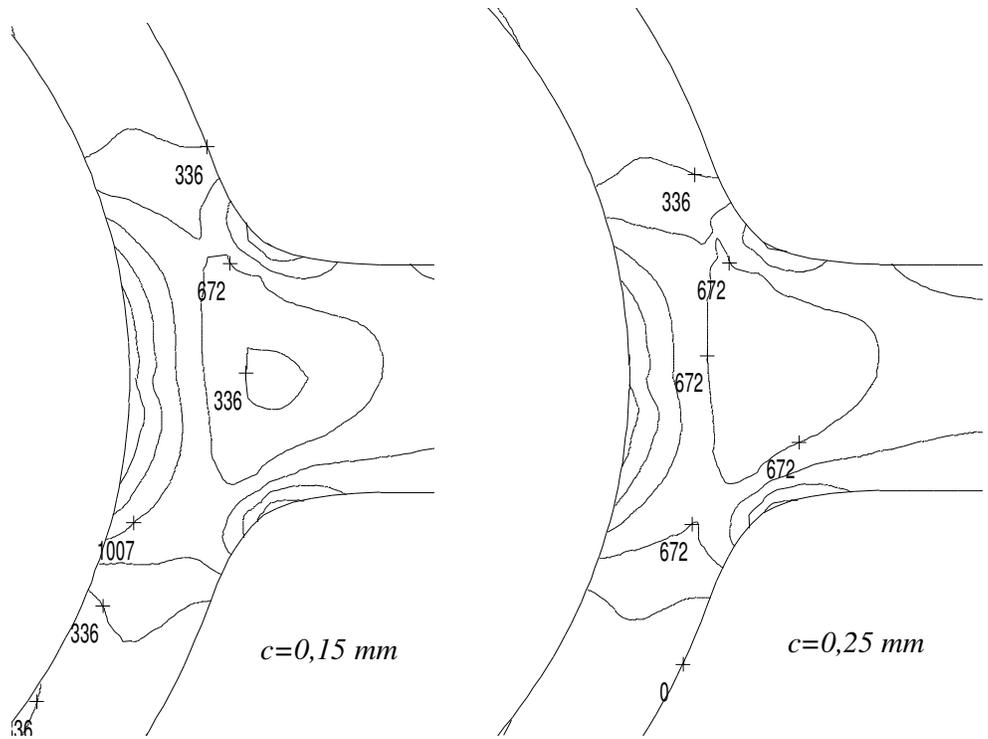


Figure IV-16. Réseau de franges calculé pour des jeux radiaux de 0,15 mm et 0,25 mm.  
(unités des courbes de niveau : kPa)

En prenant une valeur de la viscosité deux fois plus petite, c'est à dire  $\mu = 3.95 \cdot 10^{-2} \text{ Pa.s}$  au lieu de  $\mu = 7.9 \cdot 10^{-2} \text{ Pa.s}$ , les calculs donnent les résultats présentés Figure IV-17. Nous remarquons le même effet que pour une augmentation du jeu radial, c'est à dire des franges moins étalées. Ceci est dû à la même cause que dans le cas précédent : un champ de pression plus localisé. Nous remarquons que l'effet de l'augmentation du jeu radial va dans le même sens que celui de la diminution de la viscosité. Ceci est logique, nous retrouvons ici le fait que c'est le nombre de Sommerfeld qui régit l'écoulement dans un palier, nombre dont l'expression est :

$$S = \frac{\mu L V}{\pi F} \left( \frac{R}{C} \right)^2$$

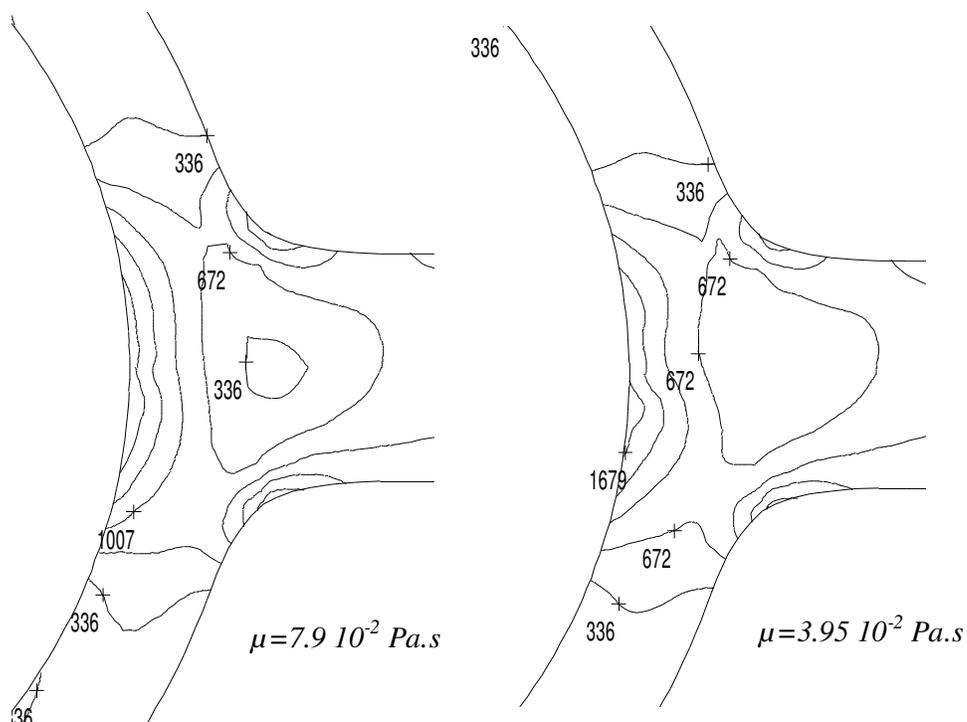


Figure IV-17. Réseaux de franges d'isochromes calculé pour deux valeurs de la viscosité (unités des courbes de niveau : kPa).

En diminuant la vitesse de rotation, nous obtenons le même résultat qu'en augmentant dans la même proportion la viscosité, car dans l'équation de Reynolds c'est le produit  $\mu\omega$  qui apparaît comme paramètre.

Ces comparaisons avec des cas similaires, dans lesquels nous avons modifié les valeurs des paramètres nous montrent combien le résultat du calcul est sensible aux variations des caractéristiques géométriques, rhéologiques ou cinématiques. Ceci prouve que la concordance entre le calcul et l'expérimentation n'est pas fortuite, les résultats du calcul étant très sensibles aux paramètres d'entrée donc la probabilité de "tomber juste par chance" est pratiquement nulle. Cette étude paramétrique soutient la validité de la modélisation numérique proposée.

**IV.10. MESURE DE L'ÉPAISSEUR DE FILM*****IV.10.1. Dérive thermique***

Comme nous l'avons décrit dans le paragraphe III.8.3, nous pouvons appliquer la méthode de corrélation des images numériques pour trouver la variation de l'épaisseur du film en un point de l'alésage. En choisissant sur l'alésage un des points les plus sollicités, à 0° sur l'alésage de la bielle par exemple (correspondant au point se trouvant sur l'axe de la tige de la bielle, côté tige), et en mettant au point la caméra sur la surface du maneton nous pouvons trouver le débattement de la surface du maneton par rapport à la caméra. Ce débattement peut être exprimé comme une variation par rapport à un point de référence. Par exemple, nous choisissons comme point de référence la position de la surface du maneton à 0° d'angle de vilebrequin.

Les images de la surface du maneton sont prises, comme nous l'avons montré précédemment, lors de cycles successifs. Pour avoir une valeur moyenne exempte de variations accidentelles, nous enregistrons plusieurs images au même angle de vilebrequin et nous effectuons une moyenne. En conséquence, la manipulation nécessaire pour la prise de 10 images pour chaque angle tous les 30° d'angle de vilebrequin peut durer une dizaine de minutes. Pendant ce temps les ampoules halogènes chauffent les solides, ce qui induit une dérive des résultats non-négligeable. En automatisant au maximum la prise d'images nous pouvons arriver à prendre toute la série assez rapidement et ainsi limiter la montée en température de 3-4 °C. La Figure IV-18 montre une variation du débattement de la caméra pendant le fonctionnement pour une variation thermique de 11°C. En faisant la soustraction, nous pouvons déduire l'évolution du paramètre qui nous intéresse hors influence thermique. Cette variation est présentée dans la même Figure IV-18. Le déplacement de la caméra est mesuré en visant un point solidaire à la bielle maîtresse. Nous avons collé une marque sur la face de la chambre à huile et nous avons visé ce point considéré fixe par rapport à la bielle maîtresse. La déviation thermique est obtenue en mesurant la variation de la position de ce point fixe due à la dilatation thermique. L'expérimentation doit se faire la machine arrêtée. En la faisant machine tournante on s'assure d'un meilleur passage des calories et d'une meilleure uniformisation thermique due au déplacement de l'huile dans son carter. La Figure IV-18 montre que cette dérive thermique n'est pas négligeable.

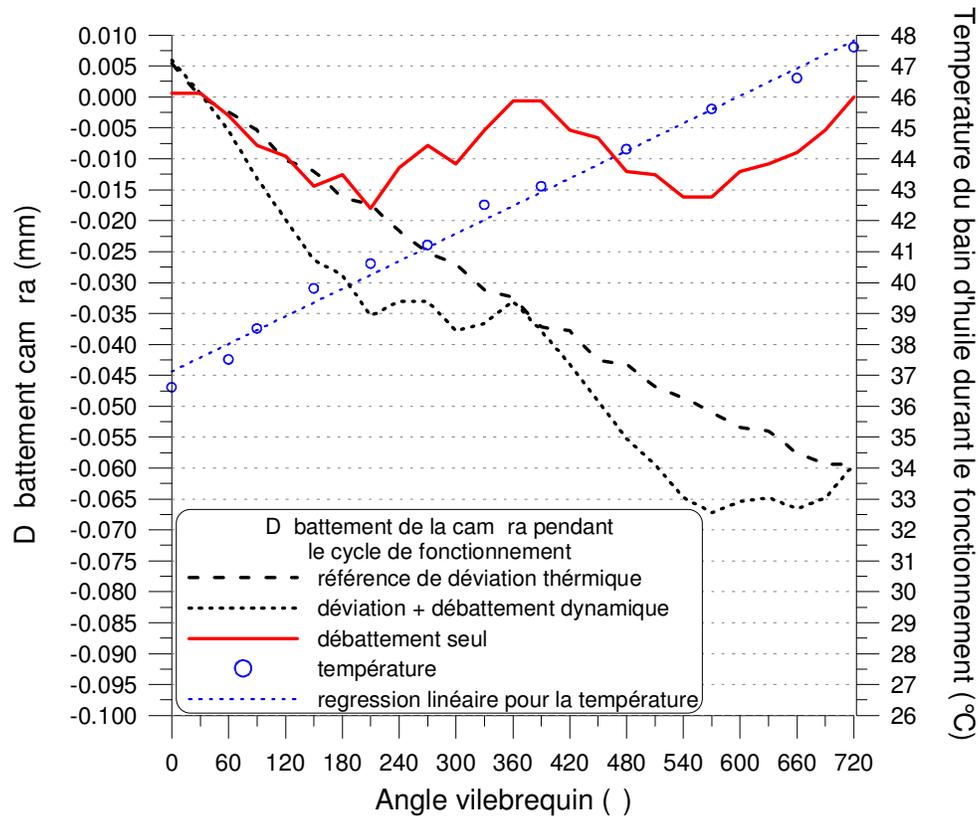


Figure IV-18. Evolution de la position de la surface de la caméra avec et sans de la dérive thermique.

En effectuant les mesures des variations de la position du maneton et de la bielle ( $u'_m(\alpha)$  et  $u'_b(\alpha)$ ) dans les mêmes conditions thermiques, nous avons la même dérive thermique pour les deux mesures, et dans la relation (III-13) nous remarquons qu'elle s'élimine. Si nous ne sommes pas dans les mêmes conditions thermiques, une correction des valeurs décelées de l'expérimentation s'impose. Pour éviter de compliquer l'expérimentation, nous avons choisi de chauffer le dispositif avant chaque série de mesures et ensuite de le laisser se refroidir jusqu'à la température d'expérimentation (aux alentours de 35 °C), jusqu'à ce qu'on réalise une répartition aussi uniforme que possible de la température dans structure métallique. Avant chaque série de mesures le dispositif doit se refroidir pour retrouver les mêmes conditions thermiques (35 °C)

#### IV.10.2. Epaisseur de film

Avec la technique présentée au paragraphe III.8.3 nous mesurons les fonctions de variation de la position des surfaces du maneton et de l'alésage. Nous enregistrons des séries

de 10 images pour chaque position du vilebrequin. Nous avons mesuré l'épaisseur tous les 30° d'angle de vilebrequin et dans les zones critiques, tous les 15°. Avec les déplacements obtenus avec les 10 images nous calculons un déplacement moyen. Nous avons constaté que l'écart entre chacune des valeurs mesurées et la moyenne ne dépasse pas 1 pixel. Etant donné qu'un pixel correspond à 4.68  $\mu\text{m}$  pour l'étude qui suit, il s'ensuit que l'écart par rapport à la valeur moyenne est de moins de 5  $\mu\text{m}$ .

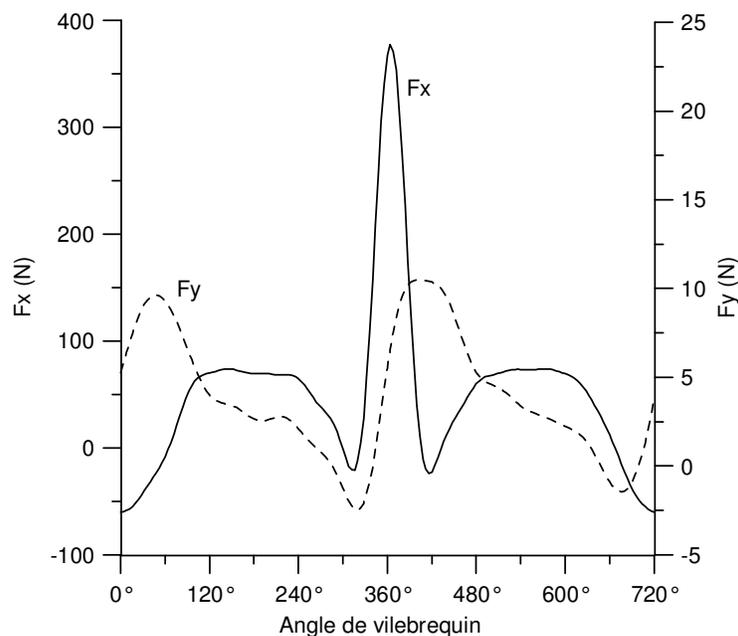


Figure IV-19. Diagramme de charge à 200 tr/min.

La Figure IV-20 montre une courbe de l'évolution au cours d'un cycle de l'épaisseur de film obtenue expérimentalement pour le diagramme de charge mesuré et présenté Figure IV-19. Le point visé se trouve à l'angle zéro sur l'alésage, c'est à dire vers la tige de la bielle. L'explosion se produit aux alentours de 360 degrés d'angle de vilebrequin. Nous remarquons alors une diminution de l'épaisseur du film qui doit être accompagnée de la montée en pression. A 0° d'angle de vilebrequin on remarque que l'épaisseur de film est maximale. Ce moment correspond au passage du maneton par le point mort supérieur, quand l'inertie de la bielle crée une traction sur celle-ci. Etant donné le fait que le chapeau de bielle est très élastique, car mince, la bielle se déforme.

Avec les mêmes caractéristiques cinématiques et dynamiques, mesurées à l'aide des capteurs, nous avons effectué le calcul du comportement EHD du palier de bielle. La Figure IV-20 montre également une comparaison entre les résultats théoriques et

expérimentaux. Nous remarquons une bonne concordance entre la valeur du minimum de l'épaisseur durant le cycle et de la valeur de l'épaisseur pendant la période  $0^\circ - 270^\circ$ ,  $345^\circ - 420^\circ$  et  $570^\circ - 720^\circ$ , mais un écart pendant le reste du cycle. Cet écart est le plus marqué entre  $285^\circ - 345^\circ$ , à  $420^\circ$  ainsi qu'entre  $510^\circ - 570^\circ$  vilebrequin.

Les Figure IV-21 et Figure IV-22 présentent les déformées de la bielle à  $0^\circ$  d'angle de vilebrequin, amplifiée par mille et la déformation radiale de l'alésage. L'ovalisation maximale de l'alésage est d'environ 0,125 mm à  $0^\circ$  d'angle de vilebrequin. Le vilebrequin passe par le point mort haut et la bielle est alors sollicitée en traction par une force d'environ 60N et étant donné le fait que la charge est supportée par le chapeau de bielle, qui est mince et flexible, la déformation est assez importante. A  $360^\circ$  d'angle de vilebrequin, la sollicitation est 6 fois plus intense mais, du fait qu'il s'agit d'une compression et que la charge est supportée par la tige de la bielle, l'ovalisation est nettement moins importante (de l'ordre de 0.045 mm). Les pics observés sur les graphiques correspondent aux défauts de forme modélisés.

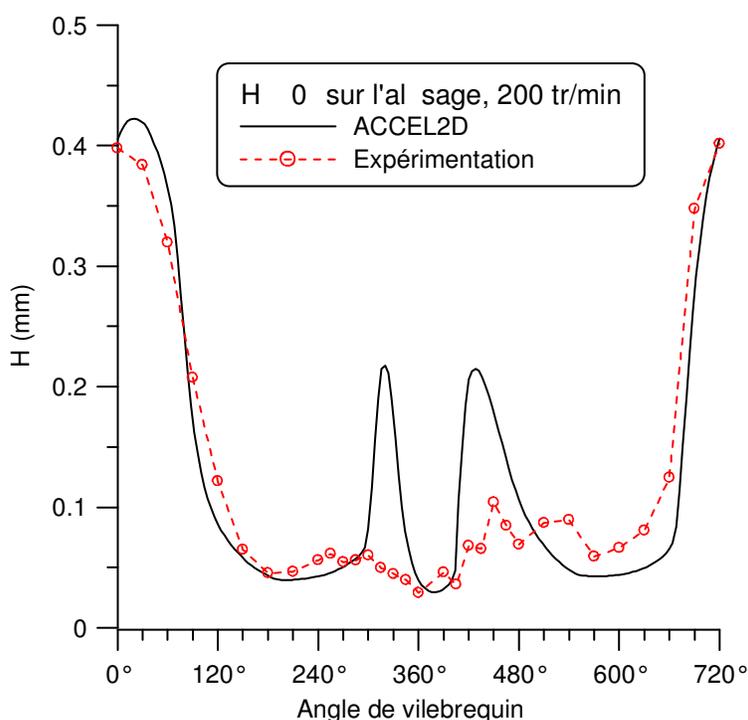


Figure IV-20. Evolution de l'épaisseur du film pour un point se trouvant à  $0^\circ$  sur l'alésage.

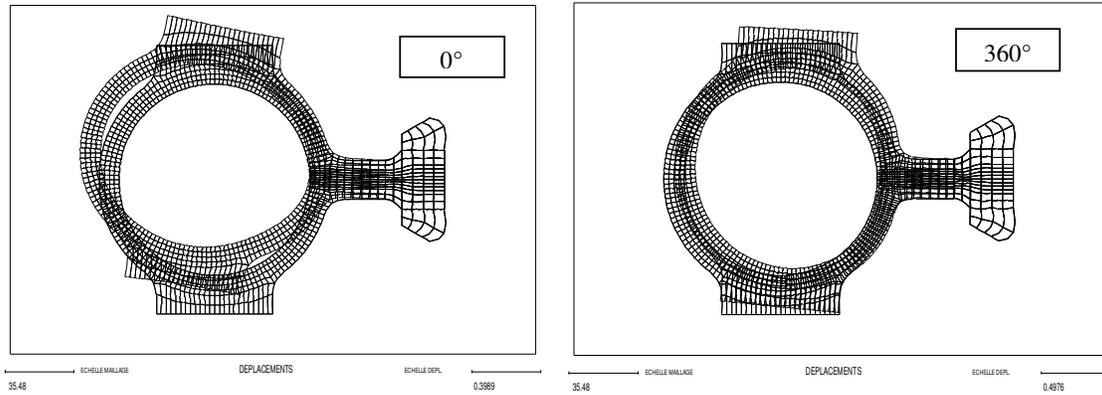


Figure IV-21. Déformé amplifiée (environ 1000 fois) de l'alésage pour 0° et 360° d'angle de vilebrequin.

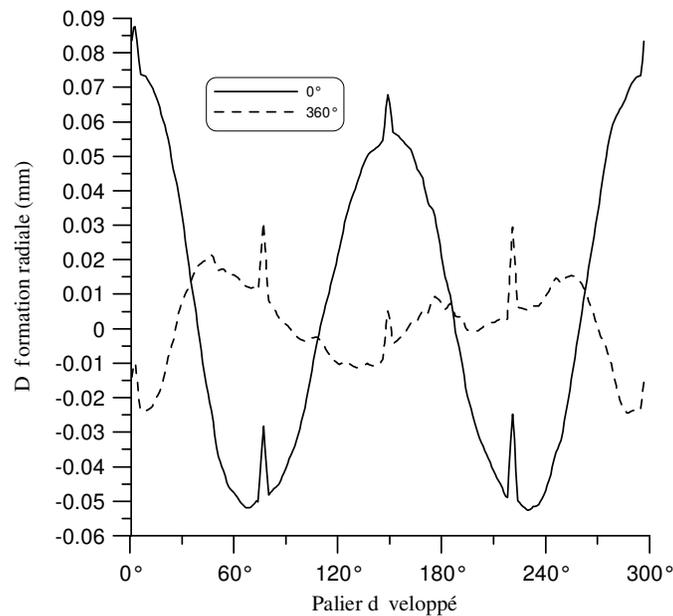


Figure IV-22. Déformé radiale de l'alésage pour 0° et 360° d'angle de vilebrequin.

En examinant la Figure IV-20, on constate que pour un angle de vilebrequin entre 315° et 330°, l'épaisseur n'augmente pas aussi rapidement que le prédisent les calculs. Nous remarquons d'ailleurs que la pente de la variation de l'épaisseur est partout plus douce, ce qui pourrait signifier que les effets dus à l'écrasement du film d'huile sont plus importants que ceux calculés. Les conditions cinématiques et dynamiques à l'angle de vilebrequin 315° sont équivalentes à celles de la position 675°, la force agissant sur le palier n'étant pas encore modifiée par la came. On remarque que l'épaisseur du film dans ces deux positions est très différente. Une explication pourrait être dans le fait que le modèle est réalisé avec un matériau viscoélastique, qui n'est pas capable de répondre aux sollicitations avec une vitesse trop

importante. Passage de la bielle d'une forme ovalisée dans un sens (longitudinal, par exemple) à une forme ovalisée dans l'autre (transversal) se fait lentement (la durée d'un cycle de  $720^\circ$  est de 0,6 s). La durée pendant laquelle on remarque l'écart est de moins de 50 ms. De plus, la sollicitation durant les périodes où l'on constate ces écarts est peu importante et ne suffit pas pour générer un changement rapide de direction d'ovalisation.

#### **IV.11. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES**

La validité de la modélisation numérique de la lubrification d'une tête de bielle a été prouvée en utilisant une comparaison entre les résultats du calcul et de l'expérimentation. A l'aide du dispositif construit nous avons enregistré des images de franges d'isochromes et d'épaisseur de film dans différentes conditions de fonctionnement. Ces conditions ont été soigneusement enregistrées afin de les introduire comme paramètres d'entrée dans la modélisation numérique. Les paramètres d'entrée les plus importants sont le diagramme de charge, le jeu radial, la vitesse de rotation du vilebrequin et la viscosité du lubrifiant à la température de fonctionnement. Le diagramme de charge a été mesuré à l'aide de capteurs construits avec des jauges d'extensométrie collées sur le modèle de bielle. Pour une meilleure prise en compte des effets cinématiques la vitesse de rotation a été mesurée durant le fonctionnement. La viscosité a été évaluée à l'aide d'un viscosimètre Engler.

Une fois ces paramètres introduits comme données dans le code de calcul ACCEL, nous pouvons calculer le comportement EHD du palier. A l'aide des valeurs des pressions dans le film d'huile, nous pouvons calculer l'état des contraintes dans la structure de la bielle. Cet état des contraintes peut être visualisé en tant que franges d'isochromes. Les autres paramètres comme l'épaisseur du film et la déformation radiale peuvent être aussi calculés.

A l'aide de la méthode de la photoélasticimétrie et de la caméra CCD montée solidairement à la bielle nous avons enregistré des images de réseaux de franges. La comparaison avec les réseaux de franges calculés pour les mêmes conditions de lubrification montre une bonne concordance tant qualitative que quantitative. Le nombre de franges est le même dans les deux cas (numérique et expérimental) et la forme des franges est très ressemblante. Ceci montre que la pression calculée dans le film, qui est responsable de l'état de contrainte dans la bielle est très proche de la pression réelle existante dans le modèle

expérimental. Néanmoins, des petites discordances peuvent être remarquées entre les deux réseaux de franges, surtout au niveau des défauts de circularité de l'alésage. Malgré la prise en compte de la forme réelle de l'alésage la simulation numérique ne montre pas de correspondance au niveau du détail de la zone à défaut. Cette différence peut être mise au compte de la taille du maillage à cet endroit, maillage qui n'est pas assez fin pour reproduire des détails tels que ceux remarqués expérimentalement.

L'obtention expérimentale de l'épaisseur de film s'est trouvé être une opération très délicate. Pour ce faire nous avons utilisé une méthode basée sur la corrélation d'images numériques qui consiste à suivre les trajectoires d'un point sur la bielle et de la surface du maneton. En combinant ces deux trajectoires, nous pouvons obtenir l'épaisseur de film.

La comparaison des mesures expérimentales avec les résultats numériques montrent une très bonne concordance concernant le minimum absolu de l'épaisseur de film au point de l'alésage considéré, une bonne concordance pour les valeurs de l'épaisseur en général au cours du cycle, mais une moins bonne concordance au moment immédiatement avant et après l'explosion. Ceci est expliqué par l'influence de la viscoélasticité du modèle, qui ne peut pas répondre aux changements brusques de sens de l'ovalisation surtout lorsque les sollicitations ne sont pas très intenses, comme c'est le cas dans la partie où on constate les écarts..

Parmi les perspectives de l'étude expérimentale, il conviendrait d'améliorer et d'alléger la technique de mesure de l'épaisseur de film, afin d'obtenir des résultats plus précis. Egalement, d'autres matériaux photoélastiques devraient être essayés afin de trouver le bon compromis entre une bonne tenue et des effets visibles des forces d'inertie. Le PSM4 se montre trop souple pour que les incertitudes cinématiques aient un effet négligeable tandis que le PSM1 est trop rigide pour laisser transparaître les effets inertiels. L'utilisation d'un matériau pour lequel la viscoélasticité ne se fasse pas sentir à ces vitesses de variation de la charge appliquée améliorerait la concordance des résultats. On pourrait également envisager la prise en compte du comportement viscoélastique du matériau dans le code de calcul.

## **CHAPITRE V.**

### **VALIDATION DU CODE ACCEL EN ECRASEMENT PUR. APPLICATION A L'ETUDE D'UN PALIER DE PIED DE BIELLE**

#### **V.1. INTRODUCTION**

Le code de calcul ACCEL a été validé pour l'étude des paliers de tête de bielle ou les effets d'écrasement ont une moindre importance que les effets hydrodynamiques. La difficulté dans l'étude des phénomènes d'écrasement du film d'huile est de gérer l'étendue des zones inactives et de film complet. Cette maîtrise de la localisation des frontières est d'autant plus importante que l'écoulement dans un film sollicité en écrasement pur ("squeeze") est de type Poiseuille et qu'il n'y a donc pas de transport de fluide par l'intermédiaire des parois.

Afin de réaliser une validation du code de calcul pour le "squeeze" pur, nous proposons une configuration simple, bidimensionnelle, que nous avons modélisé analytiquement au cours d'un DEA [102]. Cette même configuration est ensuite modélisée par la méthode des éléments finis, puis traitée avec le code ACCEL, dans sa version 2D.

Le palier de pied de bielle est un élément de machine pour lequel les études sont quasi - inexistantes, d'une part à cause du fait que dans les moteurs classiques une conception approximative donne des résultats satisfaisants et d'autre part en raison des difficultés de modélisation. Pour les moteurs de conception récente, les soucis de diminution du poids et

d'encombrement, ainsi que la recherche d'amélioration des performances ont conduit les industriels à s'intéresser à la lubrification de ce type de palier. Une des rares études concernant ce type de palier a été réalisée par Tanneau et Frêne en 1985 [103]. C'est d'ailleurs la seule, à notre connaissance, qui porte sur ce sujet.

En raison de la haute vitesse de rotation à laquelle un palier de tête de bielle est soumis, les conditions de lubrification sont très sévères. A l'autre extrémité de la bielle, le palier de pied est soumis à des efforts aussi importants, mais la vitesse de rotation est bien moindre que dans le cas du palier de tête. De dimensions plus réduites et ayant un apport d'huile uniquement par projections, la lubrification du pied de bielle s'avère difficile à modéliser. En raison de la petite vitesse de rotation et des fortes variations de la sollicitation, les effets d'écrasement du film sont plus importants que ceux dus à la composante de la vitesse tangentielle relative des parois.

Afin de tenir compte des particularités du palier de pied de bielle, nous avons modifié en conséquence le code de calcul ACCEL dans sa version tridimensionnelle. Des conditions spécifiques sont utilisées pour la modélisation de l'alimentation. Des hypothèses sur la cinématique, basées sur l'expérience des constructeurs, seront présentées.

Dans des cas difficiles de fonctionnement, quand le seuil de l'épaisseur minimale est atteint, et que les surfaces se touchent, une usure peut apparaître. Cette usure modifie la forme de la surface et l'épaisseur nominale géométrique de film d'huile, ce qui modifie les conditions de fonctionnement. Nous définirons un modèle d'usure et nous étudierons le développement de ce phénomène dans le temps.

## **V.2. PROBLEME DES PLAQUES OSCILLANTES**

Dans le cadre du DEA [102] nous avons développé un modèle analytique pour l'étude de deux plaques oscillantes séparées par un film mince de liquide dont l'épaisseur varie suivant un profil parabolique. Afin de valider le code ACCEL dans un cas d'écrasement pur nous allons étudier le même problème des plaques oscillantes en utilisant ce programme de calcul et nous allons comparer les résultats avec ceux obtenus numériquement. La conformation géométrique des plaques est présentée Figure V-1.

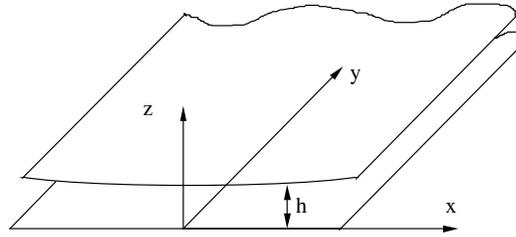


Figure V-1. Géométrie des plaques oscillantes paraboliques.

La loi de variation de l'épaisseur du film est donnée par :

$$h(x,t) = h_0 - h_1 \cos(\omega t) + a x^2 \quad (\text{V-1})$$

où  $h_0$  est l'épaisseur moyenne du film à  $x = 0$ ,  $h_1$  l'amplitude des oscillations de pulsation  $\omega$  et  $2a$  la courbure de la parabole.

Les plaques sont considérées submergées dans un bain de lubrifiant. Lors du rapprochement des plaques, la pression à l'intérieur du film monte et le liquide est repoussé vers l'extérieur. Lors de l'éloignement des plaques, la pression chute et au milieu des plaques elle atteint la pression de cavitation. Alors, le liquide commence à caviter, par vaporisation locale dans la masse du liquide et par dégazage des gaz dissous. Ce mécanisme a été décrit en détail au paragraphe II.3 lorsque nous avons analysé la zone inactive. Les frontières du film et les zones sont schématisées dans la Figure V-2.  $x_a$  et  $x_c$  sont respectivement la frontière extérieure du film (vers la pression ambiante) et la frontière de la zone de cavitation.  $x_a$  est la demi - largeur des plaques qui est une constante.  $x_c$  varie dans le temps et peut être frontière de rupture ou frontière de reformation de film.

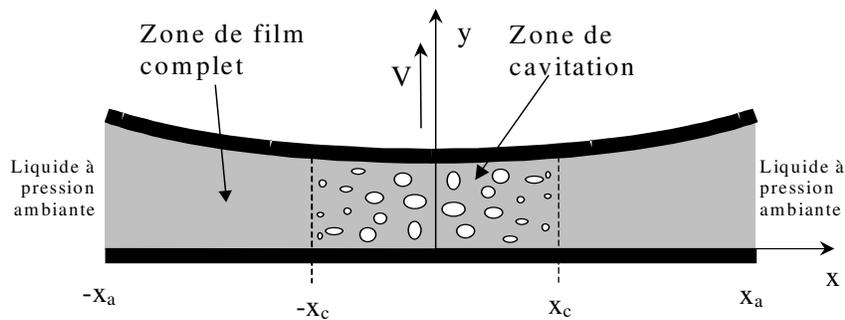


Figure V-2. Vue en coupe des plaques, frontières et zones de film

L'épaisseur du film étant mince par rapport aux autres dimensions, l'équation de Reynolds décrit le comportement hydrodynamique du liquide. Elle s'écrit pour un comportement isovisqueux incompressible :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{V-2})$$

En introduisant les paramètres adimensionnels

$$H = \frac{h}{h_0}, \quad P = \frac{p}{p_{amb}}, \quad X = \frac{x}{x_a}, \quad T = \frac{t \omega}{2\pi} \quad \text{et} \quad \bar{\mu} = \frac{\mu \omega x_a^2}{2\pi h_0^2 p_{amb}} \quad (\text{V-3})$$

l'équation de Reynolds devient :

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) = 12 \bar{\mu} \frac{\partial H}{\partial T} \quad (\text{V-4})$$

Les conditions aux limite sont les suivantes :

- à la frontière extérieure  $x = x_a$

$$p = p_{amb} \quad (P = 1) \quad (\text{V-5})$$

où  $p_{amb}$  est la pression ambiante, à l'extérieur du film

- à la frontière de cavitation  $x = x_c$  ( $x_c$  est dépendant du temps)

$$p = p_{cav} \quad (P = P_{cav}) \quad (\text{V-6})$$

où  $p_{cav}$  est la pression de cavitation

- A la frontière de cavitation  $x = x_c$ , *seulement durant le développement de la cavitation*, nous avons en plus la condition de Reynolds :

$$\left. \frac{\partial p}{\partial x} \right|_{x=x_c} = 0 \quad \left( \left. \frac{\partial P}{\partial X} \right|_{X=X_c} = 0 \right) \quad (\text{V-7})$$

La condition de la conservation de la masse est donnée par l'équilibre du débit à travers la frontière. Le débit dans la zone active, juste à la frontière est donné par le profil des vitesses dans le film pour un écoulement de type Poiseuille :

$$Q(x_c) = -\frac{h^3}{12\mu} \nabla p \quad (\text{V-8})$$

Pour une frontière de rupture, le débit à travers l'interface est nul, car  $\nabla p = 0$  (condition de Reynolds). Pour une frontière de reformation, l'équilibre du débit des deux côtés de l'interface film complet / zone cavité donne la vitesse de la frontière :

$$\dot{x}_c = \frac{Q(x_c)}{h(1-\theta)} = -\frac{h^2}{12\mu} \nabla p \quad (\text{V-9})$$

où  $\theta$  est le taux de remplissage de la zone de cavitation avec du liquide. Cette variable a été définie au paragraphe II.3.1.3.

### ***V.2.1. Modèle analytique***

Le modèle analytique mène à une équation différentielle dont la variable est la position de la frontière de cavitation. Dans l'Annexe II nous avons présenté le développement analytique. La forme finale de l'équation est du type :

$$\dot{x}_c = F_i(x_c, t) \quad (\text{V-10})$$

où les fonctions  $F_i$  ( $i=1$  pour la frontière de rupture et  $i=2$  pour celle de reformation) sont détaillées dans l'Annexe II.

Cette équation est résolue en utilisant la méthode de Runge - Kutta d'ordre quatre avec pas de temps variable et contrôle d'erreur. Pour une bonne maîtrise de l'évolution du phénomène, surtout du développement de la cavitation, nous sommes obligés de prendre des pas de temps très petits. La cavitation se développe très rapidement et l'instant où l'étendue de la zone de cavitation commence à diminuer est difficile à calculer.

L'influence de la variation des divers paramètres a été étudiée et a fait l'objet d'une publication (Optasanu et Bonneau [104]) dont quelques résultats parmi les plus significatifs sont présentés dans le paragraphe suivant.

### V.2.2. Etude paramétrique analytique du problème des plaques oscillantes

Deux paramètres adimensionnels affectent la position de la frontière de cavitation. Ce sont la viscosité adimensionnelle ( $\bar{\mu}$ , équation V-3) et l'amplitude relative du mouvement,

$$\frac{h_1}{h_0}.$$

En gardant constant le rapport  $\left(\frac{h_1}{h_0}\right)$  et en modifiant ( $\bar{\mu}$ ), l'étendue maximale de la zone de cavitation et l'instant où cette dernière disparaît changent. La modification des paramètres  $h_0$ ,  $p_{amb}$ ,  $x_a$ ,  $\mu$  et  $\omega$  se traduisent par une variation de la viscosité adimensionnelle  $\bar{\mu}$  comme l'indique l'équation (V-3). En augmentant  $\bar{\mu}$ , (par l'augmentation de  $\mu$ ,  $\omega$ , ou de  $x_a$  ou par la diminution de  $p_{amb}$  ou  $h_0$ ), l'étendue de la zone de cavitation grandit aussi comme présenté dans Figure V-3. L'interprétation physique de cette variation réside dans le fait qu'une augmentation de  $\bar{\mu}$  équivaut à une diminution de  $p_{amb}$  (tous les autres paramètres restants constants par ailleurs) ce qui donne un gradient de pression plus petit. Comme résultat, le maximum de l'étendue de la zone de cavitation, augmente. Pendant la reformation, un gradient de pression moins important génère une vitesse de frontière plus petite (équation V-9) et le processus de remplissage est plus lent (Figure V-3).

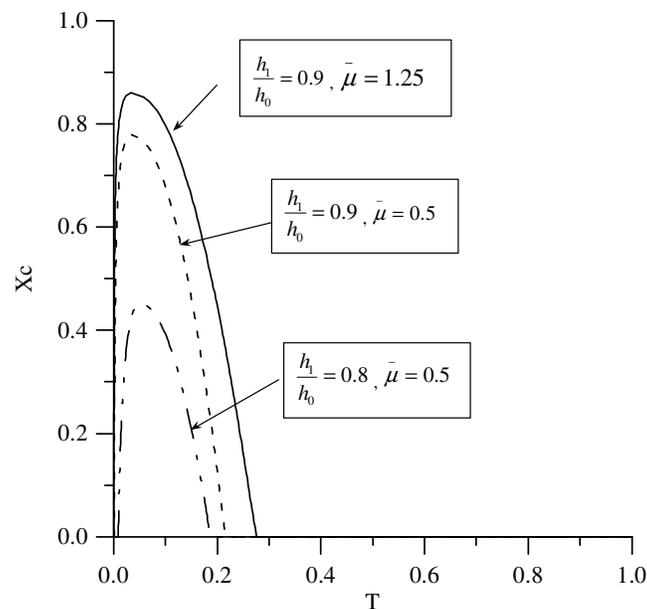


Figure V-3. Comparaison sur la position de la frontière de cavitation.

Si  $\bar{\mu}$  est gardé constant et l'amplitude des oscillations augmente, l'étendue maximale de la zone de cavitation s'accroît en raison de l'augmentation de la vitesse de séparation des plaques.

En 1995, Boedo et Booker [37] ont étudié la séparation de plaques parallèles circulaires et rectangulaires dans le cas d'une vitesse de séparation constante. Ils ont utilisé l'algorithme développé par Kumar et Booker [58] pour la résolution de l'équation de Reynolds à l'aide de la méthode des éléments finis. Ils ont utilisé un algorithme de type Elrod qui assure la conservation du débit massique dans le contact. Ils ont étudié l'influence de la taille du maillage sur la reformation du film complet. Pour valider l'algorithme ils ont comparé la vitesse de la frontière obtenue par leur code de calcul à la vitesse de frontière obtenue à l'aide de la méthode de JFO en ayant pour donnée d'entrée la pression et la densité au nœuds du domaine. Ils ont trouvé des bons résultats pour le cas des plaques circulaires, mais des oscillations dans leurs résultats dans le cas des plaques rectangulaires. Ces oscillations proviennent du fait que la taille du pas de temps et du maillage est trop importante. Ils ont réalisé une comparaison avec les expérimentation de Hays et Feiten [60] et ont trouvé des écarts pour la vitesse de reformation de 33% par rapport aux observations expérimentales. Pour le temps de remplissage de la zone de cavitation ils ont trouvé des écarts de 23% par rapport à ces mêmes expérimentations.

Boedo et Booker ont abordé aussi le problème des plaques oscillantes circulaires. Pour une comparaison qualitative avec leurs résultats nous avons calculé, en utilisant des dimensions proches de celles prises par Boedo et Booker le cas de plaques oscillantes infiniment longues. La Figure V-4 montre les résultats obtenus avec notre algorithme et ceux obtenus par les auteurs susmentionnés. Nous remarquons que le temps de remplissage est du même ordre ainsi que l'étendue maximale de la zone de cavitation. Des comparaisons qualitatives ne peuvent pas être faites parce que dans notre cas il s'agit de plaques infiniment longues alors que dans l'autre il s'agit de plaques circulaires. Les données utilisées sont présentées dans le Tableau V-1. Le temps de disparition de la cavitation est de l'ordre de  $0,1 T$ , c'est-à-dire la cavitation disparaît bien avant l'inversion du sens de la vitesse normale des surfaces ( $T = 0,5$ ). Ces résultats sont en total accord avec les études expérimentales de Hays et Feiten [60].

Tableau V-1. Caractéristiques géométriques et rhéologiques comparables au cas étudié par Boedo et Booker

$h_0$	330 $\mu\text{m}$	$\mu$	5 mPa.s
$h_1$	320.856 $\mu\text{m}$	$p_{\text{amb}}$	$10^5$ Pa
$\omega$	99.7331 $\text{rad.s}^{-1}$	$p_{\text{cav}}$	0 Pa
$x_a$ (rayon des plaques dans le cas de Boedo et Booker)	5 mm	a	$0 \text{ m}^{-1}$

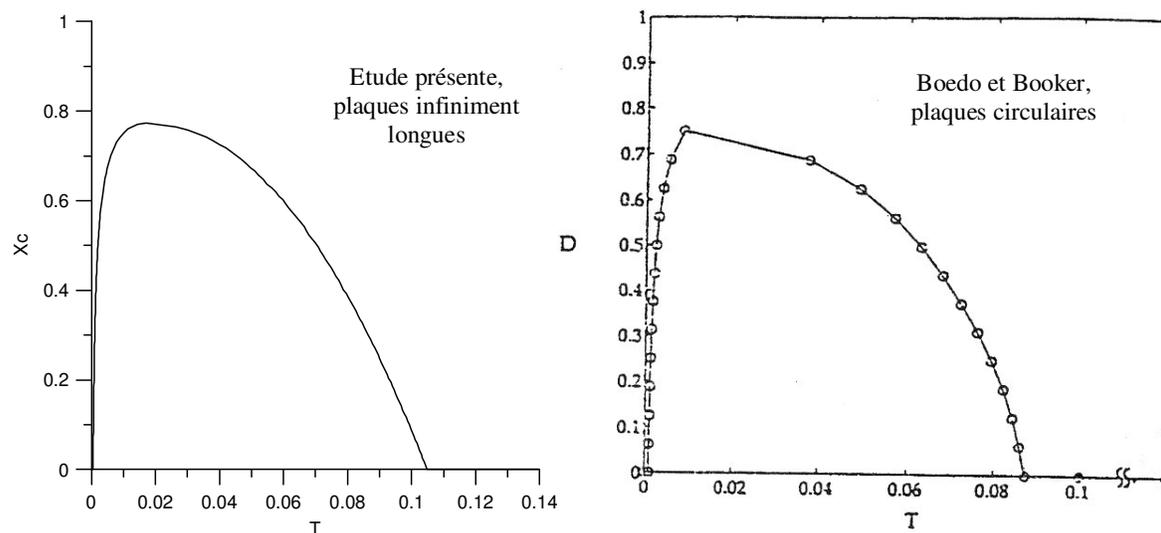


Figure V-4. Position de la frontière de cavitation Comparaison avec les résultats de Boedo et Booker pour les plaques oscillantes circulaires.

### V.2.3. Modélisation du problème des plaques oscillantes en éléments finis

Le même problème a été traité en utilisant le code ACCEL dans sa version 2D. Les parois sont considérées rigides. Au lieu d'imposer une sollicitation et de converger vers la solution du champ de pression qui équilibre cette force, nous imposons la cinématique, c'est-à-dire le mouvement oscillatoire.

Le film a été discrétisé en 36 éléments linéaires à 3 nœuds pour la largeur entière ce qui donne 18 nœuds par demi-largeur. Durant le calcul nous avons enregistré la position de la frontière de cavitation, qu'elle soit de rupture ou de reformation. Lors de la rupture, la quantité de liquide déposée sur les parois est mémorisée afin de gérer sa participation à la reformation, tel que nous l'avons expliqué au paragraphe I.6.

**V.2.4. Comparaison analytique / numérique et validation de ACCEL en écrasement pur**

Après résolution du même problème modélisé avec les méthodes analytique et numérique, nous pouvons faire une comparaison des résultats obtenus. La Figure V-5 montre la comparaison entre les résultats donnés par les deux méthodes, pour la position de la frontière de cavitation avec les caractéristiques du problème présentées dans le Tableau V-2.  $X_c$  est la position adimensionnelle de la frontière de cavitation ( $X_c = x_c/x_a$ ). T est le temps adimensionné (V-3).

Les caractéristiques géométriques et rhéologiques du problème étudié sont présentées dans le Tableau V-2. Comme nous sommes partis d'un maillage préexistant pour lequel  $x_a = 23\text{ mm}$  nous avons choisi une valeur pour  $h_0$  telle que, avec une valeur de la fréquence de 100 oscillations par minute et une viscosité réaliste de  $5\text{ mPa.s}$ , nous obtenons une valeur de la viscosité adimensionnelle,  $\bar{\mu} = 1,25$ . En même temps nous avons choisi un rapport  $\frac{h_1}{h_0} = 0,92$ .

Tableau V-2. Caractéristiques géométriques et rhéologiques

$h_0$	19,8 $\mu\text{m}$	$\mu$	5 mPa.s
$h_1$	18,2 $\mu\text{m}$	$p_{\text{amb}}$	$10^5\text{ Pa}$
$\omega$	10,47 $\text{rad.s}^{-1}$	$p_{\text{cav}}$	0 Pa
$x_a$	23 mm	a	$10^{-7}\text{ m}^{-1}$

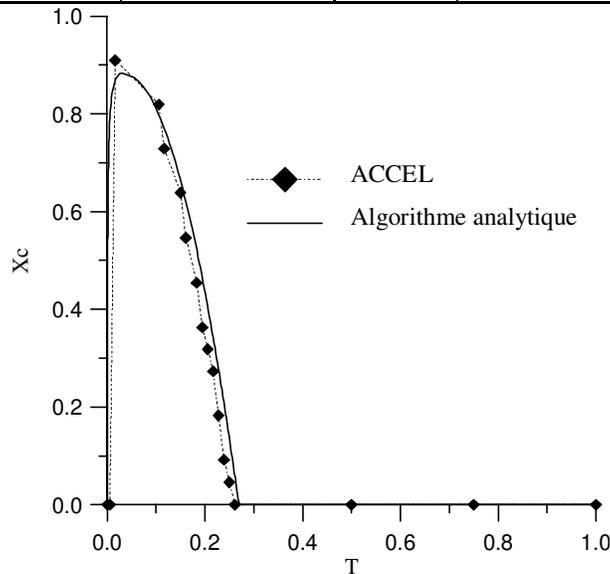


Figure V-5. Comparaison pour la position de la frontière de cavitation

La concordance est bonne entre les deux résultats ce qui confirme la validité de la modélisation numérique. Cependant, des légères différences peuvent être remarquées. Elles peuvent être expliquées par le fait que dans la modélisation par éléments finis, la frontière peut prendre seulement des positions discrètes, au nœuds du maillage. La frontière avance ou recule toujours par à-coups, de nœud en nœud. Pour le modèle éléments finis, le développement de la zone de cavitation se fait instantanément d'un pas de temps au suivant. Ceci est normal en raison du fait que les pas de temps utilisés sont assez grands (1/90 de la période du mouvement).

En faisant la comparaison entre les deux modèles pour la fraction de liquide dans le mélange dans la région cavité, au milieu des plaques (à  $x = 0$ ), nous pouvons obtenir le graphique représenté Figure V-6. La bonne concordance témoigne du fait que la cavitation est correctement gérée et que la reformation du film complet de lubrifiant est maîtrisée dans ACCEL.

Le code ACCEL ayant été validé en ce qui concerne la prise en compte des phénomènes élastohydrodynamiques (Guines, [33]) ces résultats le valident pour l'étude de l'écrasement pur et nous permettent d'aborder avec confiance les problèmes de lubrification où l'écrasement du film est le phénomène prépondérant. Parmi ces problèmes figure la lubrification des paliers de pied de bielle.

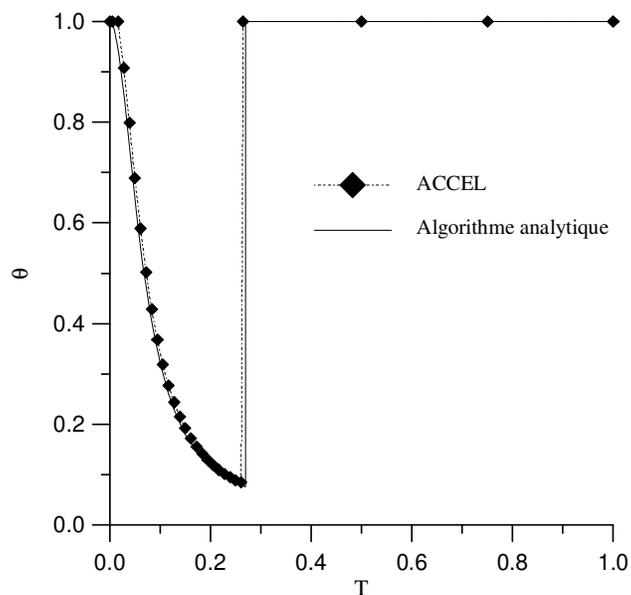


Figure V-6. Comparaison sur la fraction de liquide du mélange

### V.3. ETUDE D'UN PALIER DE PIED DE BIELLE

Le palier de pied de bielle est un élément de machine peu étudié mais qui intéresse de plus en plus les constructeurs de moteurs. Sa lubrification est complexe et les conditions dans lesquelles celle-ci se réalise sont sévères en raison du fait que l'alimentation en lubrifiant se fait par brouillard et par dépôt dans les cuvettes des trous d'alimentation. Des hypothèses spécifiques doivent être posées pour ce type de palier, autant pour la cinématique que pour l'alimentation en huile.

#### V.3.1. Hypothèses cinématiques

L'axe du pied de bielle est inséré dans l'alésage du pied de bielle et dans deux bossages (alésages) du piston. Entre tous ces alésages et l'axe il y a des jeux qui pourraient permettre à ce dernier de tourner. L'axe pourrait tourner donc à l'intérieur des alésages du piston ou de la bielle. C'est le couple de frottement entre l'axe d'une part, les bossages du piston et l'alésage de la bielle d'autre part, qui vont faire que l'axe tourne plutôt dans les bossages ou dans la bielle.

Les constructeurs de moteur considèrent que l'arbre tourne plutôt dans le piston [105] et donc, est immobile par rapport à la bielle. Plus précisément, l'axe se déplace par rapport à l'alésage de la bielle avec des petits déplacements permis par le jeu radial et par les déformations des structures. Cette hypothèse est soutenue aussi par le fait que les traces circonférencielles sur l'alésage de la bielle sont quasi inexistantes. Ces traces feraient preuve de frottement accidentels qui aurait pu apparaître entre les surfaces de l'axe et de l'alésage.

Compte tenu de cette hypothèse, nous pouvons affirmer que le palier de pied de bielle est sollicité en "squeeze pur", c'est à dire que le film d'huile est écrasé d'une manière pulsatoire par les deux surfaces qui se rapprochent et s'écartent.

Avec cette hypothèse, l'équation de Reynolds devient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{V-11})$$

Le terme du second membre de l'équation est appelé le "terme de squeeze".

### V.3.2. Elasticité des structure

En vue de la modélisation numérique nous avons retenu un palier de pied de bielle proposé par la Société Renault et nous avons réalisé sa discrétisation avec des éléments parallélépipédiques à 20 nœuds. L'axe a été également modélisé avec le même type d'éléments isoparamétriques.

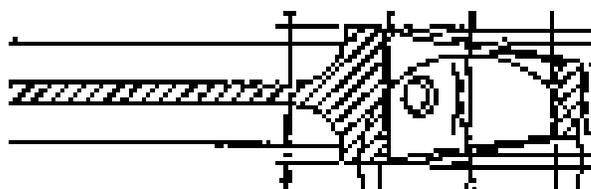


Figure V-7. Plan partiel du pied de bielle fourni par la Société Renault.

La Figure V-7 montre le plan du pied de la bielle Renault qui a été modélisé dans cette étude. Les spécifications de tolérances et état de surface ont été masquées par raisons de confidentialité.

Plusieurs calculs ont été faits avec ce palier de pied de bielle dont les caractéristiques géométriques et rhéologiques sont présentées dans la Tableau V-3. Le maillage en éléments finis utilisé est présenté Figure V-8. Ce maillage comporte 711 nœuds sur l'alésage, qui constitueront le support de la discrétisation de l'équation de Reynolds. Les orifices d'alimentation sont placés à  $\pm 50^\circ$  par rapport à l'axe longitudinal de la bielle.

Tableau V-3 Caractéristiques géométriques et rhéologiques du palier

Diamètre du palier	25 mm	Viscosité du lubrifiant à $p = 0.1 \text{ MPa}$	$3.53 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Jeu radial	12.5 $\mu\text{m}$	Coefficient de piézo-viscosité $c_1$	4.579
Largeur du palier (var.)	16 - 25 mm	Coefficient de piézo-viscosité $c_2$	$3.67 \cdot 10^{-3} \text{ MPa}^{-1}$
Pression d'alimentation	0.1 MPa	Loi de viscosité :	$\mu = \mu_0 (1 + c_2 p)^{c_1}$

Dans les paliers de pied de bielle, étant donnés leurs dimensions réduites ainsi que les fortes charges développées dans les moteurs à combustion interne, les pressions générées dans le film d'huile sont très élevées. Ces pressions importantes déforment les structures de la bielle et également de l'axe. Si, de plus, l'axe est creux, comme dans la plupart des moteurs actuels, celui-ci a une souplesse non - négligeable. Les déformations de l'axe se rajoutent aux déformations de l'alésage et changent l'épaisseur du film d'huile, donc la distribution des pressions.

De point de vue de la modélisation, la déformation de l'axe est prise en compte en utilisant une matrice de compliance propre, qui donne des déformations élastiques qui sont ajoutées aux déformations de l'alésage. Cette matrice est obtenue en utilisant la procédure décrite au paragraphe II.4.1.

Les conditions aux limites utilisées pour l'obtention de la matrice de compliance de l'axe et de l'alésage sont définies en tenant compte de la symétrie des structures et des sollicitations par rapport au plan médian de la bielle. Les conditions aux limites sont présentées schématiquement Figure V-9. La bielle est considérée comme étant encastree dans un plan perpendiculaire à l'axe longitudinal de la bielle, "assez loin" de l'alésage (environ 3 fois le rayon de l'alésage). Nous considérons que la liaison entre l'axe et les bossages du piston est de type pivot glissant, c'est à dire que l'axe peut se déplacer dans le sens axial mais se trouve bloqué dans les deux autres directions. La symétrie de l'axe est décrite par l'annulation des déplacements normaux au plan de symétrie.

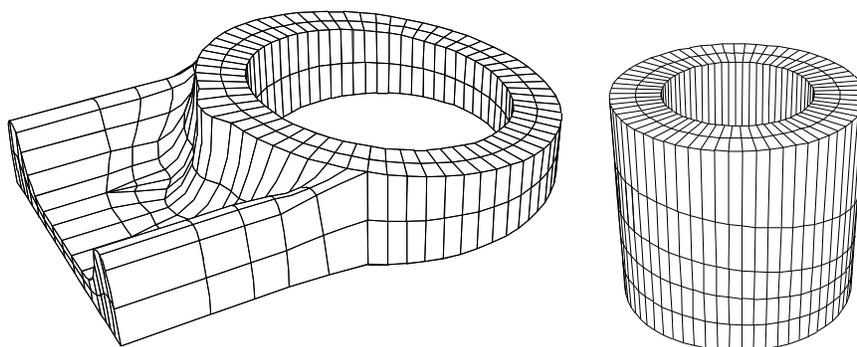


Figure V-8. Maillage du pied de bielle et de son axe (moitié supérieure).

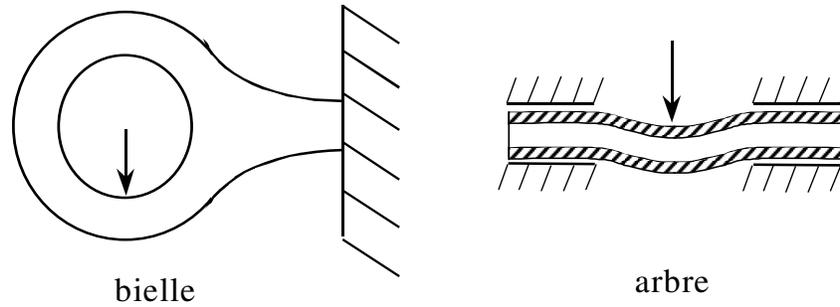


Figure V-9. Conditions aux limites structurelles de la bielle et de son axe.

Numériquement, les nœuds du maillage de la bielle se trouvant dans la section d'encastrement sont bloqués. Quant à l'axe, les nœuds se trouvant dans le plan de symétrie peuvent se déplacer uniquement dans ce plan et ceux se trouvant dans les bossages du piston peuvent se déplacer uniquement parallèlement à l'axe de l'arbre.

Comme l'axe ne tourne pas dans l'alésage, les nœuds de la surface de l'axe ont les mêmes coordonnées que ceux de la surface du palier. De cette manière, pour la discrétisation du film d'huile, les déformations aux nœuds seront la somme des déplacements de la bielle et de l'axe aux points correspondants.

### ***V.3.3. Diagramme de charge***

Pour les calculs nous utiliserons deux diagrammes de charge fournis par RENAULT SA, à 2000 et à 4500 tr/min. La Figure V-10 présente les diagrammes à 2000 et 4500 tr/min. La sollicitation est très élevée, et excède 60 kN pour le cas à 4500 tr/min. Nous pouvons également remarquer que le rapport entre les sollicitations longitudinale et transversale est dans un rapport de 300 (à 4500 tr/min), ce qui montre que la bielle est essentiellement soumise à une force pulsatrice de compression.

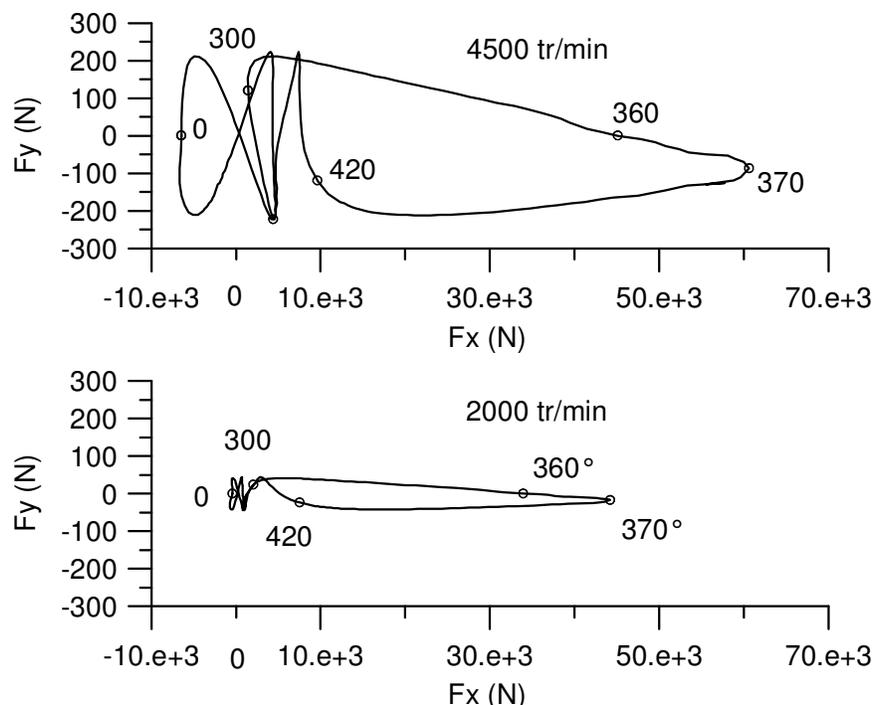


Figure V-10. Diagrammes de charge à 2000 et 4500 tr/min (représentation polaire)

#### V.3.4. Alimentation

Afin de réaliser un fonctionnement optimal du palier de tête de bielle, la présence du lubrifiant doit être assurée dans le contact. L'alimentation en huile se fait de deux façons :

- par les bords du palier
- par les trous d'alimentation

L'alimentation par les bords du palier a été constatée par les constructeurs à l'occasion du démontage de moteurs après fonctionnement. Des débris de piston ont été trouvés incrustés dans l'alésage du palier de bielle, pas très loin du bord (Ligier et Grente, 1999 [105]). Ceci signifie que ces débris, arrivés au bord du palier ont été aspirés avec le lubrifiant se trouvant au même endroit lors de l'écartement des surfaces. La position des trous d'alimentation est représenté sur la Figure V-7.

La pression d'alimentation est prise par rapport à la pression de cavitation. Nous considérons que la pression de cavitation est de 0 MPa et la pression atmosphérique est de 0.1 MPa. Ainsi, durant le fonctionnement, le lubrifiant arrive à se déposer par projections sur tout le pourtour du palier ainsi que dans les cuvettes des trous d'alimentations percés radialement

dans le palier. L'alimentation est ainsi favorisée par les mouvements de la bielle, l'inertie du liquide déposé dans les cuvettes pouvant augmenter la pression. Prenant en compte la cinématique de la bielle, l'accélération au niveau du palier peut être calculée, ce qui permet de déduire la surpression. Cette surpression est calculée en utilisant la formule :

$$p_s = a_p \rho h \cos \theta \quad (\text{V-12})$$

où  $a_p$  est l'accélération du pied de bielle,  $\rho$  est la masse volumique de l'huile,  $h$  est la hauteur de la colonne d'huile dans les tous et  $\theta = \theta_{a\text{lim}} - \arcsin\left(\frac{b}{l} \sin \alpha\right)$  l'angle entre l'axe des trous d'alimentation et la direction de l'accélération. Les paramètres  $\theta_{a\text{lim}}$ ,  $b$ ,  $l$  et  $\alpha$  sont respectivement l'angle de l'axe des trous avec la direction longitudinale de la bielle, la longueur de la manivelle, la longueur de la bielle et l'angle moteur.

On remarquera que pendant le mouvement, cette pression due à l'inertie peut augmenter ou diminuer la pression d'alimentation. Ainsi, étant donné que les trous d'alimentation se trouvent à  $\pm 50^\circ$  de l'axe de la bielle, quand l'angle moteur appartient aux intervalles  $[0,90]$ ,  $[270,450]$  et  $[630,720]$ , c'est à dire quand le maneton se trouve au-dessus de l'axe du vilebrequin, la pression d'alimentation est augmentée par les effets de l'inertie. La Figure V-11 montre la variation de la surpression pour un trou d'alimentation placé à  $50^\circ$ . La surpression prend une valeur maximale d'environ 12 kPa à 2000 tr/min et 56 kPa à 4500 tr/min.

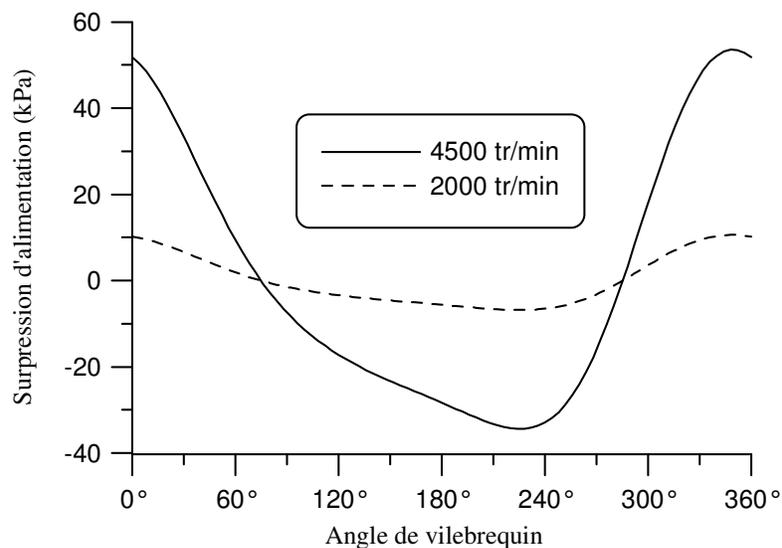


Figure V-11. Surpressions pour un trou situé à  $50^\circ$  (comme dans Figure V-7)

### V.3.5. Résultats

Une fois la modélisation faite nous pouvons calculer les paramètres du fonctionnement de ce palier. Généralement, les calculs convergent sans poser de problèmes. Cependant, pour des forts gradients de charge, surtout lors de la diminution de la sollicitation, après le point de charge maximale, soit la convergence est atteinte après un nombre de cycles important, soit la méthode de Newton - Raphson diverge. Pour remédier à cet inconvénient, nous diminuons le pas de temps à cet endroit du cycle, pouvant descendre d'un pas de temps correspondant à 4 degrés à un pas correspondant à 1 degré vilebrequin. Dans ces conditions la convergence est atteinte sans problèmes.

La Figure V-12 montre un champ d'épaisseurs calculé pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min à 370° d'angle de vilebrequin. On remarque que l'épaisseur est minimale dans la partie centrale du palier ainsi que sur les bords, plus précisément à l'endroit des nervures de raccordement de la tige de la bielle au corps du palier. Ces nervures raidissent localement la structure et font que l'épaisseur chute. Autour des trous d'alimentation nous remarquons une chute de l'épaisseur de film qui est due essentiellement à la chute de la pression hydrodynamique au niveau de ces orifices. Cette épaisseur dans les trous d'alimentation doit être interprétée avec précaution car la bielle n'a pas été modélisée avec des ouvertures, donc localement la raideur est différente.

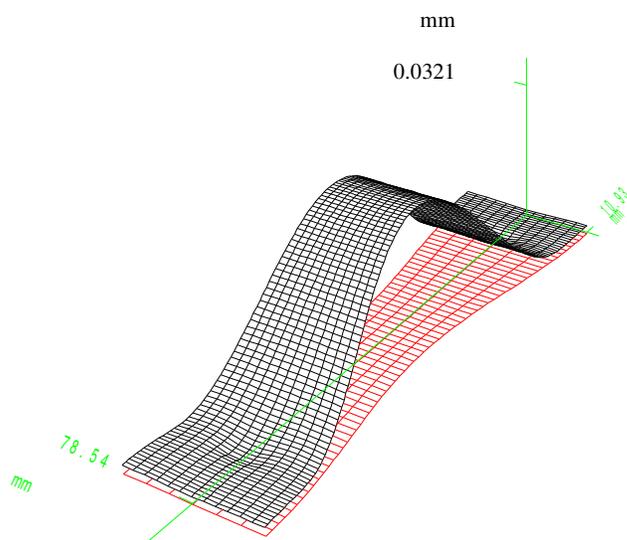


Figure V-12. Epaisseur minimale à 370° d'angle de vilebrequin pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min.

La pression du film, correspondant à l'épaisseur présentée est donnée Figure V-13. Nous observons bien une chute de pression au niveau des trous d'alimentation. La pression à cet endroit est égale à la pression atmosphérique augmentée de la surpression donnée par la relation (V-12). Nous remarquons également, au niveau des nervures de la tige de la bielle, une hausse locale de la pression qui correspond à la diminution de l'épaisseur sur le bord du palier : Figure V-12.

La déformation de l'alésage est présentée Figure V-14. L'alternance des zones où la valeur de cette déformation est positive ou négative, montre l'ovalisation importante de l'alésage. On considère que la position zéro degré sur l'alésage correspond à la direction de l'axe de la tige de la bielle. A zéro degré sur l'alésage la déformation est positive, ce qui indique un éloignement de la paroi par rapport à la surface de référence cylindrique de l'alésage. Cette déformation est due à la forme du champ de pression. A cet endroit la pression est maximale et la structure se déforme élastiquement. Aux alentours de  $90^\circ$  et  $270^\circ$  nous remarquons un rapprochement de la paroi vers l'intérieur du cylindre de référence. A  $180^\circ$  nous avons un phénomène semblable à celui constaté à  $0^\circ$ , mais dont la cause réside dans l'ovalisation globale de l'alésage. Dans l'expression de la déformation radiale nous avons soustrait le déplacement d'ensemble de la structure. Evidemment, avec un champ des pression comme celui de la Figure V-13 la bielle se trouve comprimée donc l'alésage du pied de bielle se trouve poussé vers la tête de bielle.

L'évolution de l'épaisseur minimale et de la pression maximale durant le cycle sont présentées Figure V-15 et respectivement Figure V-16. Nous constatons que l'épaisseur minimale de film est presque toujours supérieure au seuil minimum fixé, excepté au moment où la charge devient maximale. Ceci se traduit par une pression maximale élevée (Figure V-16).

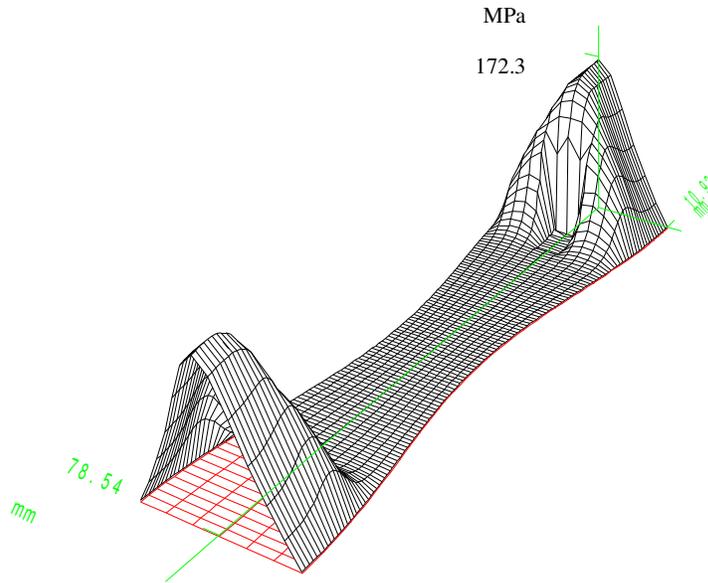


Figure V-13. Pression maximale à 370° d'angle de vilebrequin pour un axe rigide et un lubrifiant piézo-visqueux, à 2000 tr/min.

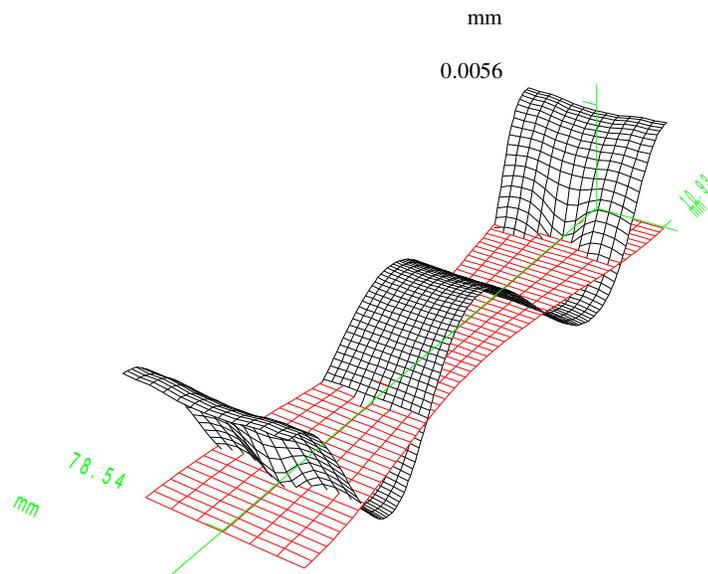


Figure V-14. Déformation radiale élastique à 370° d'angle de vilebrequin pour un axe rigide et un lubrifiant piézo-visqueux, à 2000 tr/min.

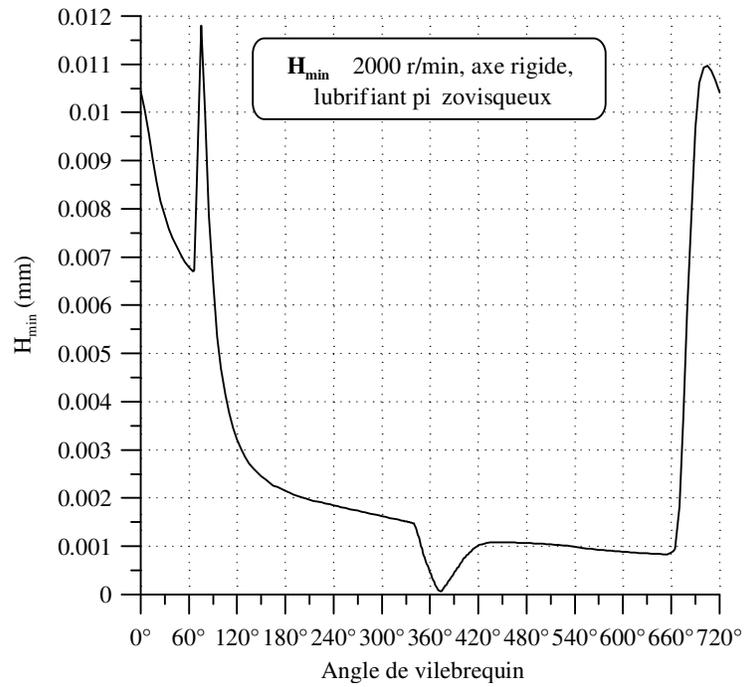


Figure V-15. Evolution de l'épaisseur minimale pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min.

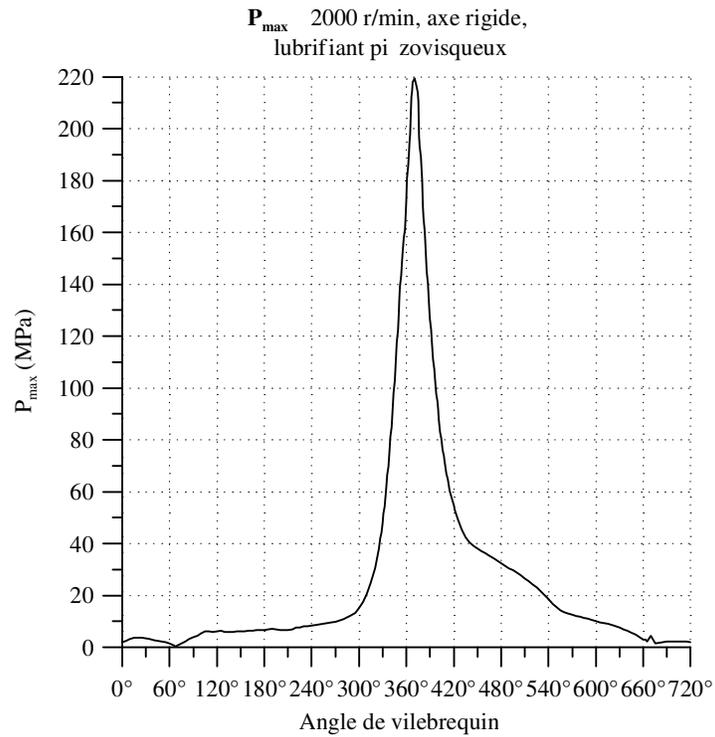


Figure V-16. Evolution de la pression maximale pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min.

### V.3.6. Influence des divers paramètres et amélioration du modèle

#### V.3.6.1. Usure numérique

En regardant l'évolution de l'épaisseur minimale pour un axe élastique à 4500 tr/min (Figure V-17), nous remarquons que le seuil numérique minimum fixé est atteint pendant une certaine durée, aux alentours de l'instant où la sollicitation est maximale. Dans le cas d'un moteur réel, quand l'épaisseur de film chute en dessous d'une valeur limite, les surfaces du palier rentrent en contact, ce qui provoque de l'usure. En fait, c'est ce qui se passe lors du rodage des éléments de machine : un juste équilibre est trouvé, les surfaces changent de forme et prennent leur forme définitive.

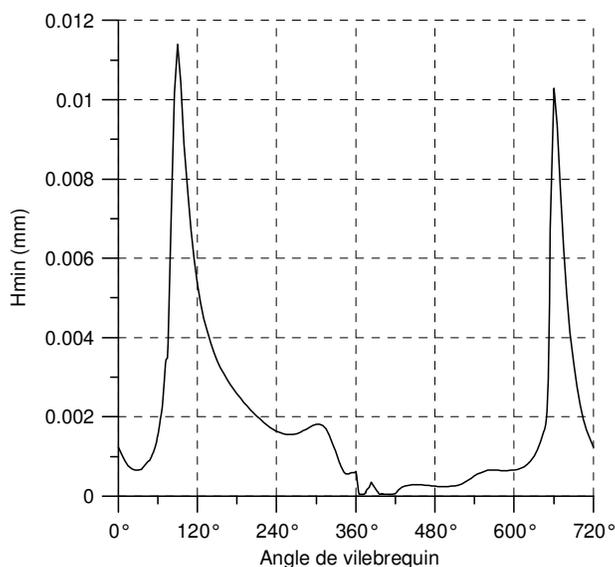


Figure V-17. Evolution de l'épaisseur minimale pour un axe élastique et un lubrifiant piézovisqueux, à 4500 tr/min en l'absence de l'usure.

Pour prédire un tel comportement, nous avons réalisé une simulation numérique de l'usure. Durant chaque cycle de fonctionnement, chaque fois que le seuil sur l'épaisseur minimale est atteint, aux nœuds où ce phénomène se passe nous imposons une modification de l'épaisseur du film représentant l'usure. Si le seuil de l'épaisseur minimale (fixé à 0.05  $\mu\text{m}$ ) est atteint, nous ajoutons à l'usure déjà existante une nouvelle usure de 0.01  $\mu\text{m}$ . L'effet de l'usure s'accumule et ainsi, au bout de plusieurs cycles de fonctionnement, environ une trentaine, un équilibre est atteint et l'usure s'agrandit de moins en moins vite. Figure V-18 nous remarquons la tendance asymptotique de l'usure maximale. La vitesse à laquelle cette asymptote est atteinte est fonction de l'incrément choisi pour l'usure. Une attention

particulière doit être prêtée à cet incrément de l'usure afin d'éviter des comportements locaux indésirables. Supposons que le calcul donne au nœuds  $i-1$ ,  $i$ ,  $i+1$  les épaisseurs des valeurs 0.51, 0.49 et 0.48  $\mu\text{m}$  et que le seuil d'épaisseur minimale admissible est de 0.5  $\mu\text{m}$ . Il faut enregistrer une usure aux nœuds  $i$  et  $i+1$ , conformément aux critères choisis. Avec un incrément de l'usure de 1  $\mu\text{m}$  nous risquons de créer des discontinuités dans l'épaisseur de film qui peuvent avoir des influences locales importantes. C'est la raison pour laquelle nous avons choisi d'utiliser des incréments d'usure inférieurs à 30% de la valeur du seuil minimal admissible pour l'épaisseur.

La Figure V-19 montre une carte de l'usure du palier après plusieurs cycles de fonctionnement. Pour le cas de l'axe rigide il n'y a pratiquement pas d'usure, seulement autour des orifices d'alimentation. A ces endroits l'usure provient de l'absence de portance hydrodynamique.

L'usure influe sur la forme des champs d'épaisseur et indirectement sur la forme des champs de pression. Sur la Figure V-20 on peut voir les champs d'épaisseur et des pressions à  $360^\circ$  et à  $420^\circ$  d'angle de vilebrequin. Si à  $360^\circ$  le champ d'épaisseur montre que le minimum est toujours localisé sur les bords, en revanche, à  $420^\circ$ , en raison du fait que les bords du palier sont usés, l'épaisseur minimale se trouve localisée plus vers l'intérieur du palier.

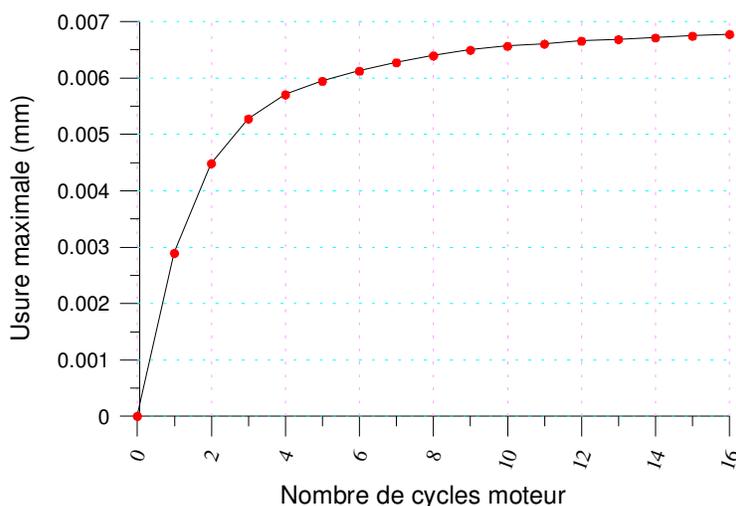


Figure V-18. Tendence asymptotique de l'évolution de l'usure maximale du palier à 4500 tr/min pour un axe élastique et un lubrifiant piézo-visqueux

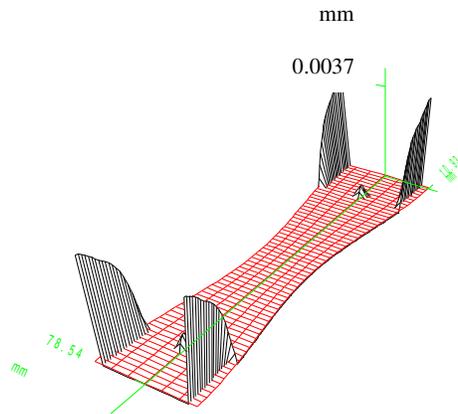


Figure V-19. Usure du palier avec axe élastique après 5 cycles de fonctionnement à 4500 tr/min

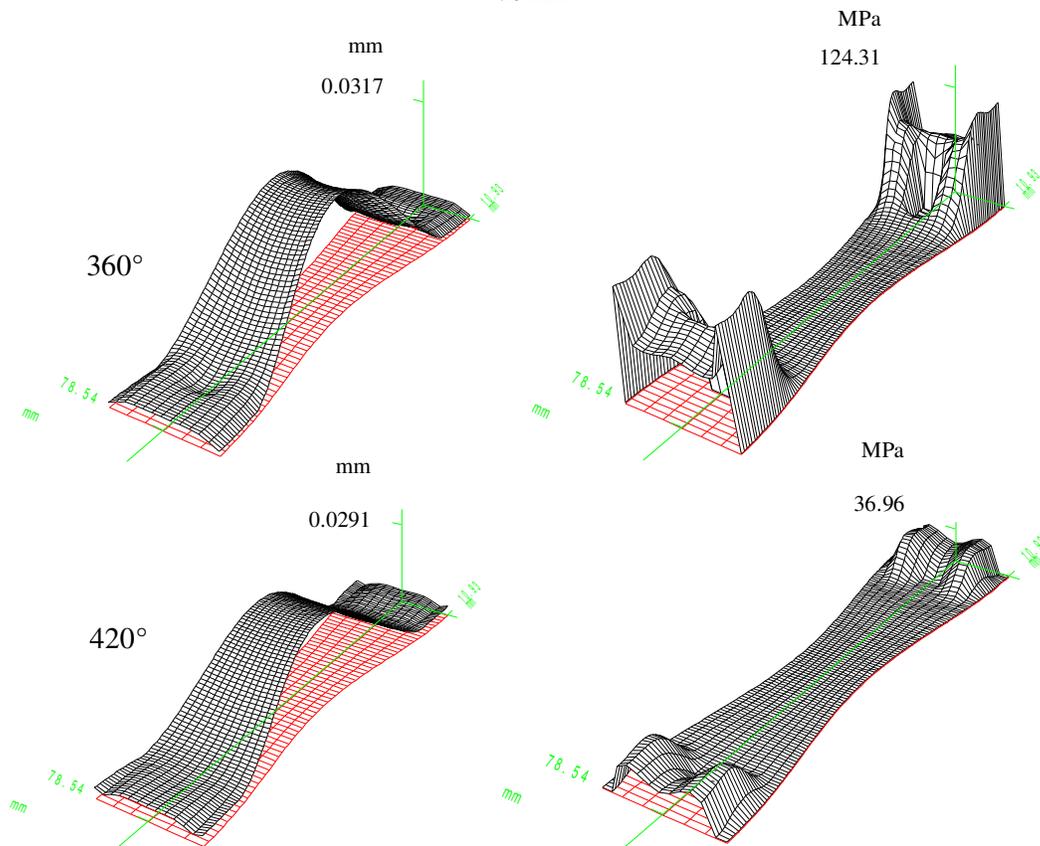


Figure V-20. Epaisseur de film et pression à 360° et à 420° d'angle de vilebrequin, après usure

La Figure V-21 montre la pression maximale avant et après l'usure. Nous constatons qu'il n'y a pas une grande différence entre les valeurs. Cependant, pour les instants du cycles où le palier n'est pas fortement chargé, la pression est globalement plus grande pour un palier

usé. Ceci est expliqué par le fait que, comme vu dans la Figure V-20 la pression se trouve plus localisée.

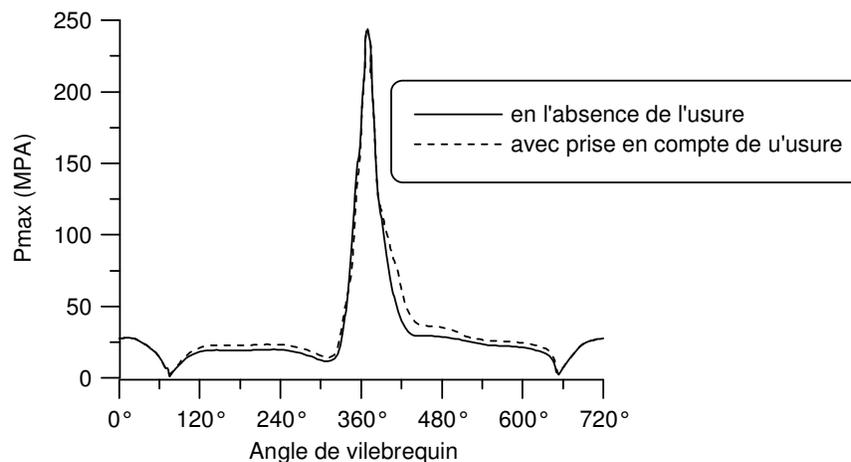


Figure V-21. Pression maximale avant et après usure à 4500 tr/min.

#### V.3.6.2. *Influence de la prise en compte de la conservation du débit massique*

L'algorithme classique de traitement des zones actives et inactives (algorithme de Murty) considère qu'il y a toujours assez de lubrifiant dans le palier pour que le film se reforme sans aucune restriction, répondant ainsi seulement aux conditions hydrodynamiques. La prise en compte des conditions restrictives sur le débit à travers les frontières de reformation, change les résultats. Si le palier ne comporte pas d'alimentation, il se vide pendant le fonctionnement, ce qui se traduit au niveau des calculs par une chute plus rapide de l'épaisseur minimale du film de lubrifiant et l'atteinte du seuil numérique minimum. Quand le palier est vidé, le programme ne peut plus fonctionner. Pour assurer un fonctionnement continu du palier et également du calcul correspondant il faut donc considérer un processus d'alimentation à partir des cuvettes d'alimentation et des bords du palier.

La Figure V-22 montre l'évolution de l'épaisseur minimale du film dans le cas de la prise en compte de la conservation de la masse de lubrifiant par rapport au cas non - conservatif. Il est à remarquer que l'épaisseur minimale est atteinte seulement en quelques points situés sur les bords du palier. L'épaisseur minimale du film se trouve diminuée dans le cas de la prise en compte de la conservation du débit. Dans les zones inactives, le film complet n'est rétabli que s'il y a suffisamment de lubrifiant pour que la frontière de reformation puisse se déplacer en direction de ces zones.

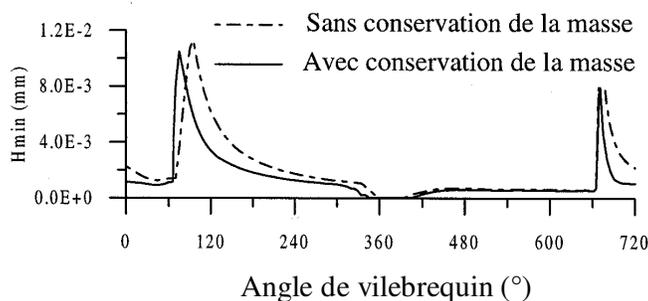


Figure V-22. Epaisseur minimale de film pour un axe élastique, à 4500 tr/min

### V.3.6.3. Effets piézo – visqueux

Etant données les pressions importantes développées dans le film, la prise en compte de l'effet piézo-visqueux s'impose. On observe que, dans le cas où cet effet est pris en compte dans les calculs, l'épaisseur minimale est globalement supérieure au résultat obtenu dans le cas contraire. La Figure V-23 présente deux champs de pression et d'épaisseur pour les cas avec et sans piézo-viscosité, pour le cas de l'axe élastique à 360° d'angle de vilebrequin. On remarque que sur les bords du palier, pour le cas piézo-visqueux, l'épaisseur du film est nettement plus grande, que pour le cas isovisqueux, passant de 2,3 à 3,5  $\mu\text{m}$  ce qui représente une augmentation de 52%. Ceci résulte du fait que les pics de pression sur les bords font monter la viscosité, ce qui produit une meilleure portance. Cette hausse de viscosité a le même effet qu'un pincement de l'épaisseur du film d'huile : cela empêche le lubrifiant de fuir et assure une pression satisfaisante dans le film. De plus, la piézo-viscosité, augmentant l'épaisseur du film, évite un contact solide - solide, qui serait nuisible pour le pied de bielle et pour son axe. En même temps nous remarquons une légère augmentation des pics latéraux de pression pour le cas piézo-visqueux. Dans la partie centrale, l'épaisseur est une fois et demie plus grande pour un fluide piézo-visqueux, même si sur les bords du palier le seuil minimum de l'épaisseur est atteint dans les deux cas présentés.

L'effet global de la piézo-viscosité peut facilement être remarqué en analysant la Figure V-24. Comme nous pouvons le prévoir, un lubrifiant piézo-visqueux assure une épaisseur minimale de film globalement plus importante. L'augmentation de la viscosité ralentit la chute de l'épaisseur minimale, mais en raison du manque de vitesse tangentielle relative des surfaces de l'alésage et de l'axe, cette chute ne peut pas être empêchée.

L'augmentation de l'épaisseur minimale varie entre 1 et 3  $\mu\text{m}$  sauf, bien sûr, au moment où le seuil d'épaisseur minimale est atteint (aux alentours de l'angle de vilebrequin  $370^\circ$ )

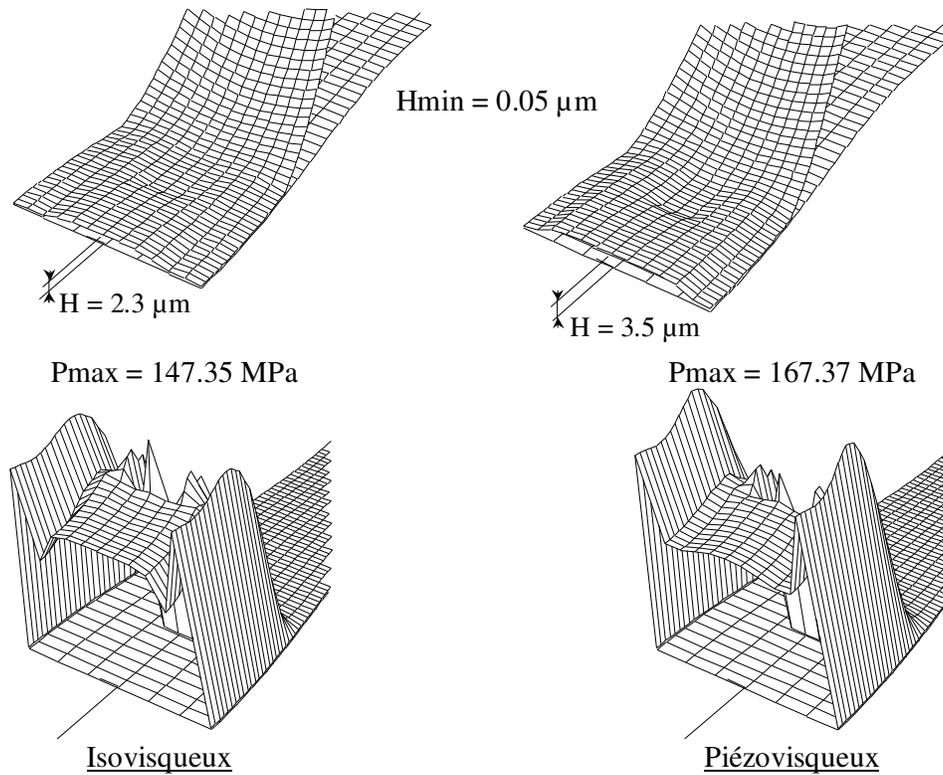


Figure V-23. Pression et épaisseur de film.

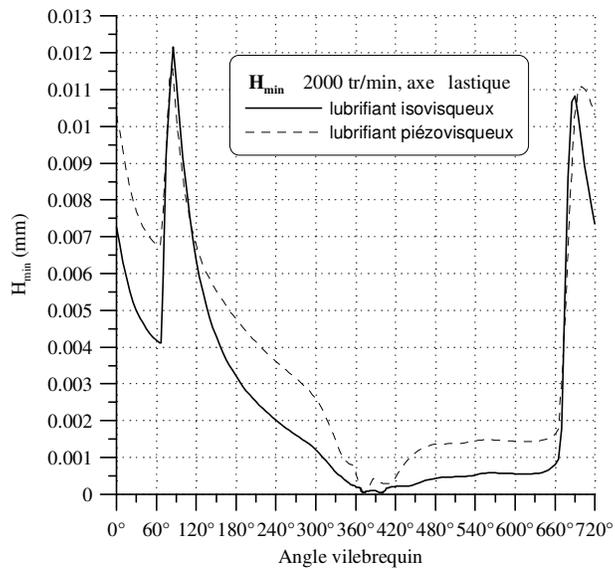


Figure V-24. Evolution de l'épaisseur minimale à 2000 tr/min.

Angle de vilebrequin

#### V.3.6.4. *Influence de l'élasticité de l'arbre*

Sous des efforts importants et surtout si l'axe du piston est creux, ce dernier se déforme lors du cycle. Il fléchit sous l'action de la charge et cette déformation s'ajoute aux déformations de la bielle.

La Figure V-26 montre une comparaison entre la pression maximale au cours du cycle selon que le palier est rigide ou élastique. Si tout d'abord nous considérons l'axe et le palier rigides, les pressions développées sont supérieures à 800 MPa, ce qui n'est pas compatible avec les hypothèses de rigidité et qui montre la nécessité de considérer l'élasticité des structures. On peut remarquer Figure V-25 les différences entre les champs de pression, d'épaisseur du film et de déformations radiales pour les cas d'une bielle élastique avec un axe soit rigide soit élastique. Les différences sont notables pour la pression, l'allure du champ étant complètement changée. La pression maximale calculée est plus petite dans le cas de l'axe élastique (124 MPa au lieu de 172 MPa), en raison d'un meilleur étalement de la pression, phénomène expliqué par une meilleure compliance entre les surfaces. Le maximum de la pression se trouve déplacé du centre du palier vers les bords. Ceci est dû au fléchissement de l'axe. Ce phénomène fait pincer le film d'huile sur les bords du palier ce qui a comme effet la montée locale de la pression. On remarque également que, dans la zone de haute pression, l'épaisseur du film dans le plan médian du palier est plus grande, pour le cas d'un axe élastique. Le fléchissement de l'axe est mis en évidence par le champ d'épaisseur du film. A 180° sur la circonférence (considérant que la position 0° se trouve vers la tige de la bielle), là où l'épaisseur de film est maximale, la flexion de l'axe traduit par un profil axial incurvé relatif à cette épaisseur. Le même effet peut être observé sur le champ de déformation radiale. Il est rappelé que c'est la déformation radiale cumulée de l'axe et de la bielle.

Des graphiques comparatifs de la pression maximale et de l'épaisseur minimale après rodage numérique pour 2000 tr/min pour axes rigide ou élastique sont présentés Figure V-27 et Figure V-28. L'épaisseur atteint le seuil minimal admissible au même instant du cycle. Grâce à l'usure du palier, pour un axe élastique, le seuil minimal de l'épaisseur n'est atteint qu'au moment du cycle où la sollicitation est maximale.

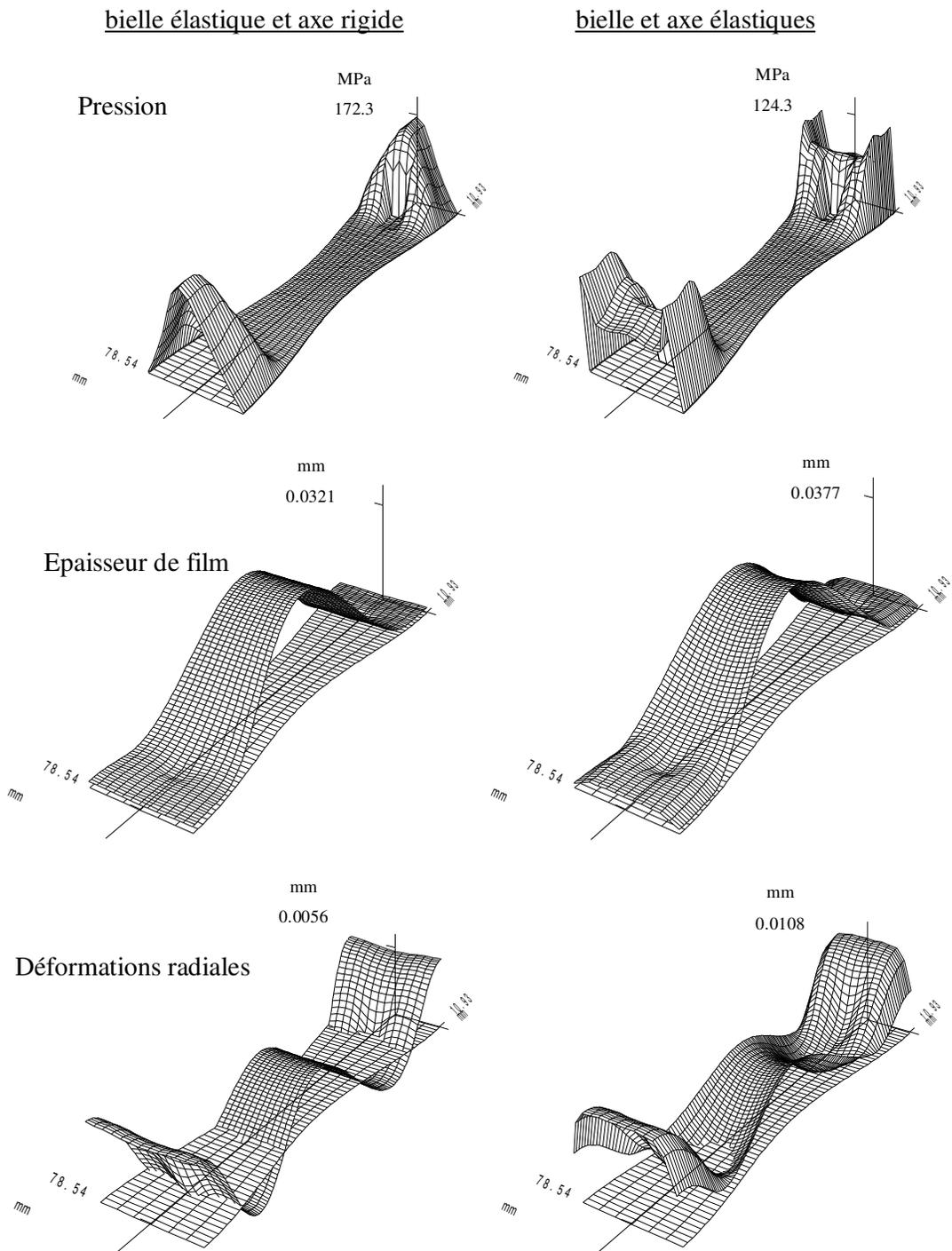


Figure V-25. Résultats à 370° d'angle de vilebrequin

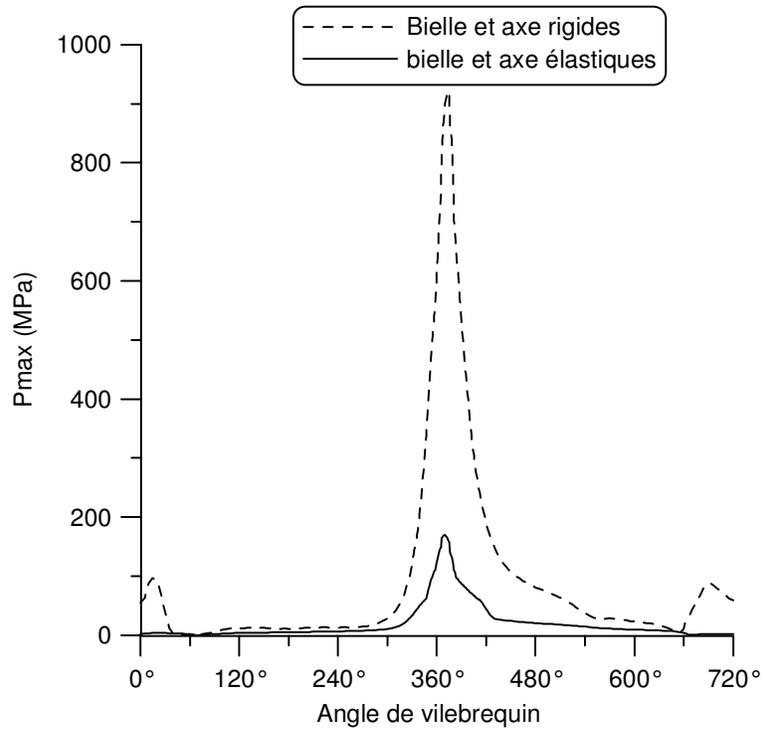


Figure V-26. Evolution de la pression maximale pour le cas rigide et élastique (axe et bielle) à 2000 tr/min.

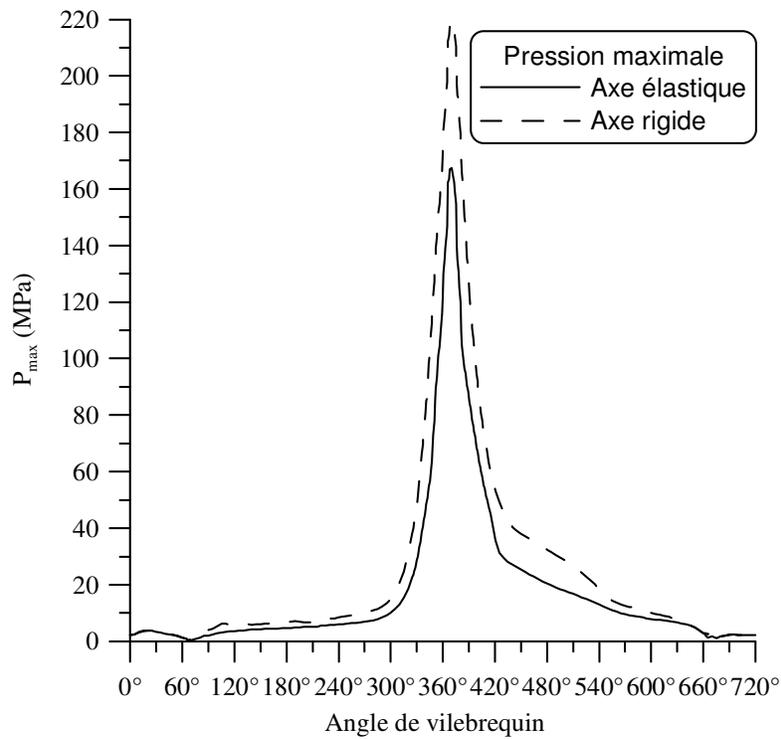


Figure V-27. Pression maximale à 2000 tr/min pour un axe élastique ou rigide après rodage.

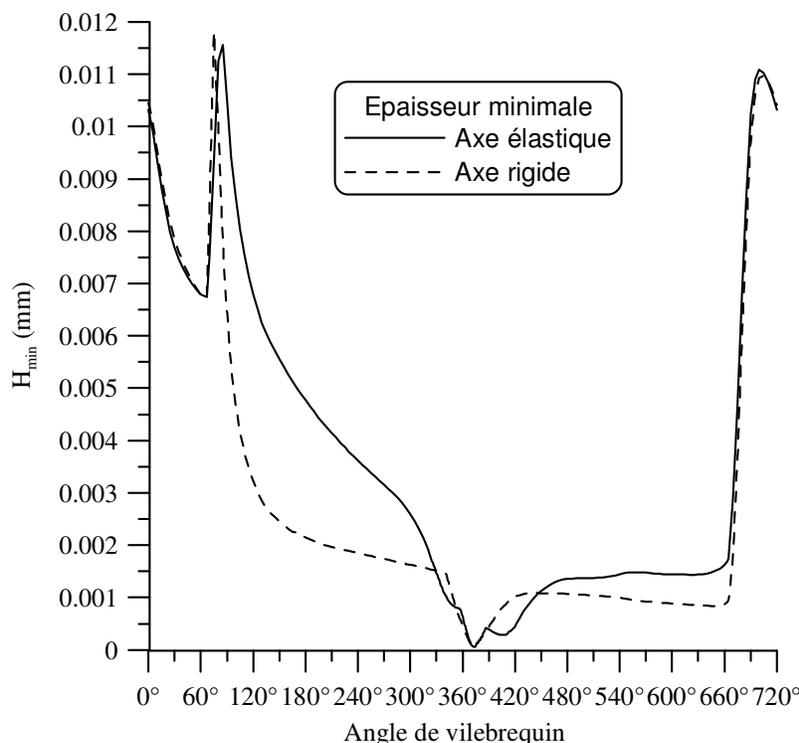


Figure V-28. Epaisseur minimale à 2000 tr/min pour un axe élastique ou rigide après rodage.

#### V.3.6.5. Position des trous d'alimentation

L'influence de la position des trous d'alimentation sur la lubrification de la bielle peut être étudiée. En prenant différentes positions et formes des orifices d'alimentations nous pouvons tracer le graphique de l'épaisseur minimale du film. La Figure V-29 présente le graphique de l'épaisseur minimale pendant la période la plus chargée (340° - 460°) à 4500 tr/min pour différentes configurations d'alimentation. La Figure V-30 présente le même paramètre à 2000 tr/min. On peut remarquer que, la position des trous à 70° d'une part et d'autre de la tige de la bielle paraît la plus favorable. Cela s'explique par le fait que pour des trous placés à  $\pm 50^\circ$  les champs des pressions se trouvent perturbés par ces orifices (il n'y a pas de portance au niveau des orifices). En revanche, la configuration avec deux rainures circonférencielles d'étendue 40° placées à  $\pm 40^\circ$  par rapport à la tige de la bielle donne également des résultats satisfaisants. Cependant, dans la mesure où les orifices d'alimentation ne débouchent pas dans une zone de fortes pressions, l'influence de leur position est minime, ce qui s'explique par le fait que l'alimentation du palier se fait notamment par ses bords. Ceci impose la condition de la suffisance de l'alimentation en fluide aux bords du palier.

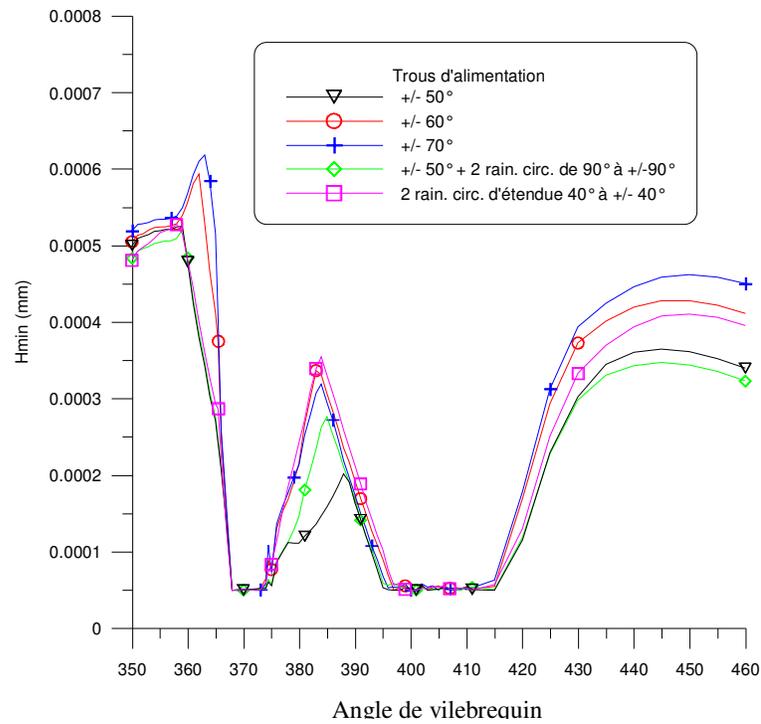


Figure V-29. Influence de la position des trous d'alimentation sur l'épaisseur minimale de film d'huile à 4500 tr/min (après rodage)

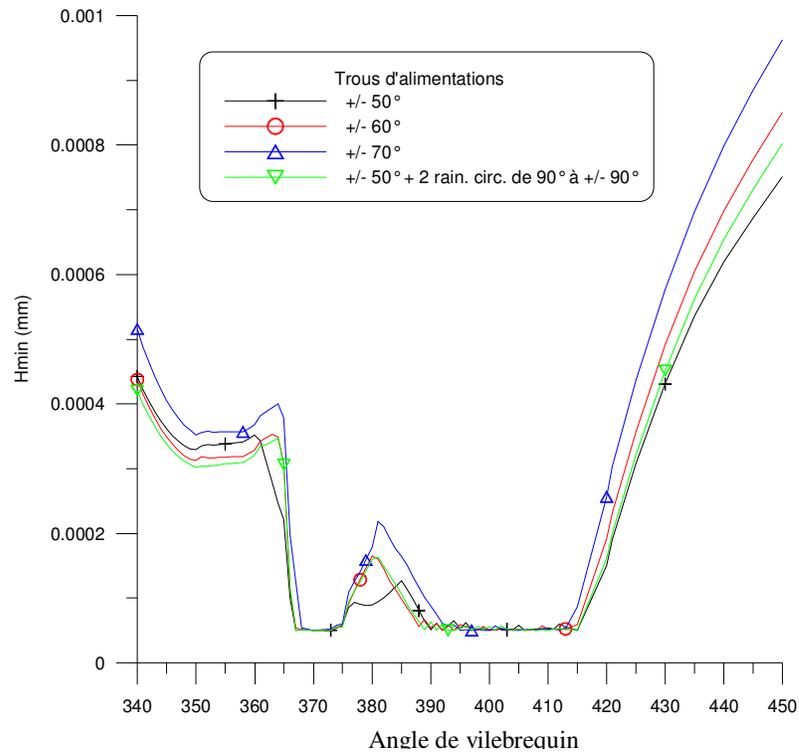


Figure V-30. Influence de la position des trous d'alimentation sur l'épaisseur minimale de film d'huile à 2000 tr/min (après rodage)

#### V.4. CONCLUSIONS

L'étude présentée représente une approche EHD de la lubrification des pieds de bielle en utilisant des hypothèses de piézoviscosité et d'élasticité de la bielle et de son axe. L'étude est faite à l'aide d'un code de calcul basé sur la méthode des éléments finis combiné à un algorithme assurant la conservation du débit massique.

Plusieurs conclusions peuvent être déduites de cette étude. D'une part, la piézoviscosité du lubrifiant ne peut pas être négligée en raison des modifications qu'elle introduit dans l'épaisseur du film. En plus, dans cette étude nous avons considéré une viscosité variant selon une loi de type polynomial. Une loi exponentielle de type Barrus donnerait un effet plus marqué.

L'élasticité de l'axe ne peut pas être négligée, surtout lorsque l'axe est creux, à cause des modifications substantielles introduites dans l'allure des champs de pression et d'épaisseurs. L'épaisseur se trouve globalement agrandie et le maximum de la pression se déplace du centre du palier vers ses bords. Ce changement est dû à l'effet de flexion de l'axe sous la sollicitation de la pression dans le film.

Par l'introduction d'une usure numérique on montre que l'allure des champs de pression se trouve modifiée. Au bout d'une trentaine de cycles de fonctionnement on remarque nettement une tendance asymptotique de l'évolution de l'usure maximale, ce qui montre que l'usure se stabilise en trouvant le meilleur profil de surface qui fournit un champ de pression plus étalé et donc une meilleure portance. C'est d'ailleurs le phénomène du rodage des pièces en contact.

En considérant l'alimentation par les bords du palier et par des trous d'alimentation avec cuvettes, et en modélisant la variation de la pression due aux accélérations subies par le palier de pied de bielle dans le cas de ces cuvettes, une description détaillée des conditions d'alimentation est obtenue.

La modification des conditions d'alimentation peut améliorer la lubrification du palier de pied de bielle. Faisant varier la position des orifices, ainsi que leur géométrie (trous, rainures) nous pouvons optimiser les conditions d'alimentation en huile. La position optimale

pour les ouvertures d'alimentation est de  $\pm 70$  degrés par rapport à la tige de la bielle. La variation de la position des trous d'alimentation autour de  $50^\circ$  par rapport à la tige de la bielle ne montre pas une variation significative de l'épaisseur minimale du film. Ceci est dû au fait que nous considérons que l'alimentation peut aussi se faire par les bords du palier.

La géométrie de la bielle peut influencer beaucoup sur l'épaisseur minimale de la bielle. Une des perspectives est de modifier la géométrie locale du pied de bielle afin d'obtenir un palier plus souple, plus compliant. Une étude complète bossages du piston - axe - pied de bielle serait intéressante pour la comparaison entre les couples de frottement générés entre l'axe d'une part et les bossages et le pied de bielle d'autre part.

## CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

L'étude développée pendant cette thèse de doctorat porte sur la lubrification des paliers de bielle, aussi bien sur le palier de tête de bielle que sur le palier de pied. La lubrification des éléments de machines mobiles tel que la bielle est délicate à décrire de par les conditions cinématiques et dynamiques sévères et les conditions difficiles d'alimentation en lubrifiant.

Dans le cadre de cette étude nous avons construit, à partir d'avant-projets déjà existants, un dispositif expérimental qui respecte la cinématique du système bielle-manivelle. Notre travail a commencé par la vérification et le complément des plans du dispositif. La construction du dispositif a été réalisée dans une entreprise de mécanique de précision avec laquelle nous avons gardé le contact pendant la réalisation de la partie mécanique du dispositif. Le montage du dispositif a été fait avec notre assistance. Après avoir réalisé le circuit hydraulique et le montage des appareils de mesure correspondants nous avons procédé aux réglages et à la mise au point du dispositif.

Les techniques de prise d'images et d'acquisition de données ont été mises en œuvre à l'aide des logiciels livrés avec la caméra CCD et, respectivement, à l'aide de la centrale d'acquisition de données. Une technique de prise d'images à un instant précis du cycle de fonctionnement a été mise au point à l'aide d'un codeur incrémental qui déclenche la caméra CCD à une position angulaire précise du vilebrequin.

Le choix des méthodes de mesure et leur mise en œuvre ont été une des parties importantes de notre travail. Nous avons choisi, pour l'investigation des effets de la

lubrification des paliers de tête de bielle, des méthodes optiques telle que la photoélasticimétrie bidimensionnelle par transmission ou la corrélation d'images numériques.

La première méthode a été utilisée pour visualiser l'état des contraintes dans des modèles de bielle en matériaux photoélastiques. Les modèles de bielle respectant une géométrie simple ont été réalisés dans des matériaux photoélastiques. La pression générée dans les paliers des modèles de bielle produit un certain état de contraintes au sein de la bielle photoélastique, état qui peut être visualisé en tant que réseau de franges d'isochromes qui correspondent à des lignes d'égalité de contrainte de cisaillement. Le même problème de lubrification est ensuite modélisé numériquement à l'aide de la méthode des éléments finis appliqué à la déformation des solides et aux phénomènes élastohydrodynamiques apparaissant dans le film de lubrifiant. Par confrontation du réseau expérimental d'isochromes avec celui obtenu numériquement nous concluons que les résultats numériques sont en très bon accord avec les résultats expérimentaux.

La méthode de la corrélation d'images numériques a été employée pour la mesure de l'épaisseur du film de lubrifiant. C'est une méthode développée récemment qui utilise des images numériques du film d'huile et la puissance de calcul des ordinateurs pour trouver la position d'un sous-domaine sur toute une série d'images afin de déceler le déplacement d'un point. L'épaisseur de film est définie comme la distance entre la position d'un point sur l'alésage et la position de la surface du maneton. L'épaisseur de film est exprimée à l'aide de deux fonctions, une décrivant la variation de la position d'un point sur l'alésage et l'autre concernant la position de la surface du maneton. La position de la surface du maneton est trouvée à l'aide de la même technique de corrélation. Ainsi, nous sommes arrivés à trouver l'évolution dans le temps de l'épaisseur de film en un point de l'alésage. La technique est assez fastidieuse et requiert un soin particulier lors des prises d'images.

Le problème de la lubrification du modèle de bielle est abordé numériquement à l'aide du logiciel ACCEL, développé au LMS et modifié pour prendre en compte la conservation de la masse de lubrifiant dans le palier. La modification consiste à étudier la vitesse de la frontière puis de la comparer à la vitesse de la paroi mobile, afin de savoir si c'est une frontière de rupture ou de reformation. Pour la comparaison des réseaux de franges d'isochromes nous avons obtenu une très bonne concordance entre les résultats numériques et

expérimentaux. La prise en compte de la forme réelle de l'alésage de la bielle et dans le modèle numérique améliore cette concordance. Entre l'évolution de l'épaisseur de film calculée et celle mesurée en un point de l'alésage nous trouvons des différences peu significatives pour la totalité du cycle de fonctionnement, sauf pour quelques degrés d'angle de vilebrequin avant et après l'explosion où les différences sont non-négligeables. Le minimum de l'épaisseur du film lubrifiant en un point donné de l'alésage pendant le cycle de fonctionnement est correctement évalué. En revanche nous ne pouvons rien dire sur l'épaisseur minimale de film, car nous ne savons pas où elle est localisée sur l'alésage. Cette détermination nécessiterait l'investigation de l'évolution au cours du cycle de l'épaisseur pour de nombreux points régulièrement espacés sur l'alésage.

A l'aide d'un modèle simple de cavitation, basé sur la théorie de JFO nous avons étudié le problème de deux plaques oscillantes baignant dans l'huile. Les résultats trouvés sont en parfait accord de point de vue qualitatif avec les précédentes études numériques et expérimentales. Nous n'avons pas traité le même cas de figure que ceux présentés dans la littérature, essayant de diminuer au maximum la complexité géométrique du problème et considérant un comportement unidimensionnel du film de liquide entre les plaques (plaques infiniment longues). Nous avons utilisé les résultats de cette modélisation analytique pour les comparer avec les résultats donnés par le logiciel ACCEL, en version 2D. La très bonne concordance entre ces résultats soutient la validation du code de calcul ACCEL pour le cas de l'écrasement pur. Comme application du logiciel dans ce contexte, nous avons abordé le problème de la lubrification des paliers de pied de bielle. Nous avons utilisé une version 3D du logiciel afin de modéliser les phénomènes le plus correctement possible. Pour se rapprocher des comportements réels de la bielle et de son axe, nous avons étudié la lubrification dans le cas d'un axe élastique. La prise en compte de l'élasticité de l'axe modifie complètement la forme du champ d'épaisseur et du champ de pression du film lubrifiant. Le maximum de la pression se trouve déplacé du plan médian du palier (pour un axe rigide) vers les bords de la bielle (pour un axe élastique). Ce déplacement témoigne de la flexion de l'axe. Une étude paramétrique sur les conditions d'alimentation de ce type de palier a été faite et nous avons trouvé que la position des trous d'alimentation n'a pas beaucoup d'importance dans la mesure où ils ne débouchent pas dans les zones de forte pression. En fait l'essentiel de l'alimentation se fait par les bords du palier.

Les perspectives de l'étude expérimentale sont nombreuses. Elles portent autant sur la recherche de nouvelles techniques de mesure de l'épaisseur de film (plus précises que celles utilisées actuellement) que sur la mise en œuvre de techniques de mesure de pression dans le film et des phénomènes thermiques dans le film et dans la bielle. Le système mécanique de la simulation de l'explosion doit également être amélioré afin de diminuer les effets des frottements. D'autres matériaux peuvent être utilisés à la place des plastiques photoélastiques que nous avons employé. Surtout pour l'étude des phénomènes thermiques où les propriétés photoélastiques ne sont pas nécessaires, des matériaux non-transparents mais ayant des meilleures caractéristiques élastiques peuvent être utilisées. Des modèles de bielle ayant des nervures (obtenus par moulage) pourront être employés. Egalement, des études sur l'influence de la position des trous et de la pression d'alimentation, pourront être envisagées. Une étude systématique de tous les phénomènes étudiés dans ce travail avec l'établissement de séries de graphiques d'épaisseurs de film, pour divers cas de fonctionnement est également possible.

L'investigation numérique des pieds de bielle pourrait être continuée par une étude paramétrique sur l'élasticité de l'axe et la forme structurelle de la bielle, afin de trouver le meilleur compromis entre légèreté et bonnes conditions de lubrification. Egalement, l'ensemble pied de bielle – axe du piston – bossages du piston pourrait être étudié en prenant en compte la déformation de ces derniers.

## ANNEXE I.

### Photoélasticité

Parmi les différentes théories décrivant le comportement de la lumière, la théorie électromagnétique développée par Maxwell permet de décrire les phénomènes photoélastiques.

La lumière est une onde électromagnétique transverse. A cette onde sont associés deux champs électrique et magnétique qu'on peut décrire mathématiquement par un vecteur électrique  $\mathbf{E}$  et un vecteur magnétique  $\mathbf{H}$ . Ces deux vecteurs sont en phase, perpendiculaires entre eux et également sur la direction de propagation de l'onde.

Un seul de ces deux vecteurs suffit pour décrire la lumière. Choisissons le vecteur  $\mathbf{E}$  pour représenter le vecteur lumineux. L'amplitude de ce vecteur s'exprime par :

$$E = E_0 \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda} c t\right) = E_0 \cos(2\pi f t) = E_0 \cos(\omega t)$$

avec  $E_0$  l'amplitude du vecteur lumineux,  $\lambda$  la longueur d'onde,  $c$  la vitesse de la lumière,  $f$  sa fréquence,  $\omega$  sa pulsation et  $t$  le temps.

Pour une lumière quelconque, le vecteur lumineux est la résultante d'une multitude de vecteurs arbitraires ayant des orientations, des amplitudes, des longueurs d'onde et des phases différentes. Si la lumière n'a qu'une seule longueur d'onde elle est appelée monochromatique. Si l'orientation du vecteur  $\mathbf{E}$  est constante nous avons affaire à une lumière polarisée rectiligne. Deux lumières polarisées rectilignes, vibrant dans des plans perpendiculaires et ayant la même fréquence donnent une lumière polarisée elliptique. Si, en plus, les amplitudes des deux ondes sont égales et le déphasage est de  $\frac{\pi}{2}$  alors la résultante sera une lumière polarisée circulaire.

La biréfringence est un phénomène qui se manifeste dans certains milieux anisotropes ou cristallins. Dans ces milieux la lumière se déplace avec des vitesses différentes suivant deux directions de polarisation perpendiculaires, propres au milieu. Ca revient à dire que le milieu a des indices de réfraction différents suivant la direction de vibration de la lumière qui le traverse. Certains matériaux possèdent à l'état non sollicité la propriété de biréfringence. Il s'agit alors de la biréfringence naturelle.

En 1816, Brewster à constaté que certains milieux isotropes et transparents, comme le verre deviennent biréfringents lorsqu'ils sont soumis à des sollicitations mécaniques. Maxwell et Neumann mènent indépendamment des recherches et expliquent ce phénomène. Le premier établit des lois qui lient la biréfringence aux contraintes

$$\begin{cases} n_2 - n_1 = C(\sigma_1 - \sigma_2) \\ n_3 - n_2 = C(\sigma_2 - \sigma_3) \\ n_1 - n_3 = C(\sigma_3 - \sigma_1) \end{cases} \quad (\text{A1.1})$$

où  $n_1, n_2, n_3$  sont les indices principaux de réfraction et  $C$  une constante du matériau exprimé en Brewster.

$$1 \text{ Brewster} = 10^{-12} \text{ m}^2/\text{N}$$

Les lois établies par Neumann relient la biréfringence aux déformations. Elles sont similaires à celles de Maxwell.

En écrivant les équations d'une onde  $\mathbf{E}$  polarisée dans un plan qui fait un angle  $\beta$  avec un des axes principaux et en exprimant les équations des projections de l'onde  $\mathbf{E}$  sur les axes principaux, à la sortie d'un feuillet d'épaisseur  $e$ , nous pouvons définir le déphasage entre ces deux composantes.

$$\varphi = \omega \frac{\delta}{c} = \omega \frac{e}{c} (n_2 - n_1) = \frac{2\pi e}{\lambda} (n_2 - n_1) \quad (\text{A1.2})$$

où  $\delta$  est la différence de chemin optique à la sortie du feuillet.

En introduisant l'équation (A1.1) dans (A1.2) on obtient le déphasage :

$$\varphi_{12} = \frac{2\pi e C}{\lambda} (\sigma_1 - \sigma_2)$$

Les isochromes sont les lignes d'égale différence des contraintes principales. En photoélasticité, utilisant un montage adéquat, les franges d'isochromes peuvent être visualisées. A l'aide de l'ordre de la frange on peut calculer la différence des contraintes principales :

$$(\sigma_1 - \sigma_2) = \frac{N\lambda}{Ce}$$

## ANNEXE II.

### Plaques oscillantes

Après deux intégrations de l'équation de Reynolds pour le cas unidimensionnel, en considérant la géométrie des plaques, on obtient une formulation analytique de la pression du type :

$$p = -\frac{3\mu v(t)}{ah(x,t)^2} + A(x_c, t)I(x, t) + B(x_c, t)$$

$$\text{où } I(x, t) = \int \frac{1}{h(x, t)^3} dx = \frac{3}{8b(t)^3} \sqrt{\frac{b(t)}{a}} \arctan\left(x \sqrt{\frac{a}{b(t)}}\right) + \frac{3x}{8b(t)^2 h(x, t)} + \frac{x}{4b(t) h(x, t)^2}$$

avec  $b(t) = h(0, t)$ . De plus,  $A(x_c, t)$  et  $B(x_c, t)$  sont définies utilisant les conditions aux limites tel que :

$$A(x_c, t) = \left[ p_{amb} - p_{cav} + \frac{3\mu v(t)}{a} \left( \frac{1}{h(x_a, t)^2} - \frac{1}{h(x_c, t)^2} \right) \right] \frac{1}{I(x_a, t) - I(x_c, t)}$$

$$\text{et } B(x_c, t) = \frac{3\mu v(t)}{ah(x_c, t)^2} - A(x_c, t)I(x_c, t)$$

Pour le cas de l'expansion de la zone de cavitation, l'équation de la position de l'interface est obtenue par dérivation temporelle de l'équation(V-7)et séparation des variables. On obtient ainsi l'équation suivante :

$$\dot{x}_c(t) = F_1(x_a, x_c(t), t)$$

$$\text{avec } F_1(x, y, t) = \frac{g_2(x, y, t) + 12\mu acc(t) y}{g_1(x, y, t) + 12\mu v(t)}$$

$$g_1(x, y, t) = \frac{-p_{amb} + p_{cav} - \frac{3\mu v(t)}{a} \left( \frac{1}{h(x, t)^2} - \frac{1}{h(y, t)^2} \right)}{(I(x, t) - I(y, t))^2} g_3(x, t) + \frac{12\mu v(t) x}{h(x, t)^3 (I(x, t) - I(y, t))}$$

$$g_2(x, y, t) = \frac{-p_{amb} + p_{cav} - \frac{3\mu v(t)}{a} \left( \frac{1}{h(x, t)^2} - \frac{1}{h(y, t)^2} \right)}{(I(x, t) - I(y, t))^2} (g_4(x, t) - g_4(y, t))$$

$$+ \frac{\frac{3\mu acc(t)}{a} \left( \frac{1}{h(x, t)^2} - \frac{1}{h(y, t)^2} \right) - \frac{6\mu v(t)^2}{a} \left( \frac{1}{h(x, t)^2} - \frac{1}{h(y, t)^2} \right)}{(I(x, t) - I(y, t))}$$

$$g_3(x, t) = \frac{3}{4b(t)^2 h(x, t)} - \frac{3ax^2}{4b(t)^2 h(x, t)^2} + \frac{1}{4b(t) h(x, t)^2} - \frac{ax^2}{b(t)h(x, t)^3}$$

$$g_4(x, t) = -\frac{15v(t)\sqrt{\frac{b(t)}{a}}}{16b(t)^3} \arctan\left(\sqrt{\frac{a}{b(t)}} x\right) - \frac{15v(t)x}{16b(t)^3 h(x, t)} - \frac{5v(t)x}{8b(t)^2 h(x, t)^2} - \frac{v(t)x}{2b(t)h(x, t)^3}$$

où  $acc(t) = \frac{\partial v}{\partial t}$  est l'accélération de la plaque supérieure.

Quant au cas de la diminution de la zone de cavitation, l'équation donnant la vitesse de frontière provient de l'équation (V-9) en remplaçant  $\left. \frac{\partial p}{\partial x} \right|_{x=x_c}$  à cette frontière :

$$\dot{x}_c(t) = F_2(x_a, x_c(t), t)$$

$$\text{avec } F_2(x_a, x_c(t), t) = -\frac{12\mu v(t)x_c(t) + A(x_a, x_c(t), t)}{12\mu h(x_c(t))[1 - \theta(x_c(t), t)]}$$

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] Constantinescu, V.N., Niva, Al., Pascovici, M., Ceptureanu, G., Nedelcu S, 1980, "Lagare cu alunecare," Editura tehnica, Bucurest
- [2] Grubin, A.N. et Vinogradova I.E., 1949, "Investigation of Scientific and Industrial Research," Central Research Institute for Technology and Mechanical Engineering Book 30, (pp. 115-166), (Moscow), D.S.I.R. Londres, Translation n° 337.
- [3] Higginson, G.R., 1965-66, "The Theoretical Effects of Elastic Deformation on the Bearing Liner on Journal Bearing Performance," Proc. Of the Symposium on the Elastohydrodynamic Lubrication, Instn. Mech. Engrs., Vol. 180, paper 1, p. 31.
- [4] Reddi, M.M., 1969, "Finite Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem," ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 91, pp. 524-533
- [5] Herrebrugh, K., 1968, "Solving the Incompressible and Isothermal Problem in Elastohydrodynamic Lubrication Through an Integral Equation," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, pp. 262-270
- [6] Nicolas, D., 1972, "Les Paliers Hydrodynamiques Soumis à un torseur de Froces Quelconques," Thèse de docteur ingénieur, INSA de Lyon
- [7] Nicolas, D. et Frêne, J., 1973, "Tilting Torque Permissible in Plain Bearing. Theory, Expérimental Results and Application to Machine Design," Ist European Tribology Congress
- [8] Oh, K.P., Huebner, K.H., 1973, "Solution of the Elastohydrodynamic Fininte Journal Bearing Problem," ASME- Journal of Lubrication Technology, Vol. 3, pp. 342-352
- [9] Wechsler, L., 1973, "An Analysis of Partial Arc Bearing Including Effects of Elasticity and Viscosity," Naval Engineers Journal, Vol. 85, pp.50-58, USA
- [10] Rhode, S.M., Oh, K.P., 1975, "A Unified Treatement of Thick and Thin Film Elastohydrodynamic Problems by Using Higher Order Element Methods," Proc. Of R. Soc., Londre, Vol. A. 343, pp. 315-331
- [11] Rhode, S.M., Oh, K.P., 1975, " Higher Order Finite Element Methodsfor the Solution of Compressible Porous Bearing Problem," Int. J. Num. Meth. Eng., Vol. 9, pp. 903-911
- [12] Rhode, S.M., Whickler, D. et Browne, A.L., 1978, "On the Solution of Elastohydrodynamic Lubrication Problems," Transaction of the ASLE, Vol. 21, pp. 264-270

- [13] Conway , H.D., Lee, H.C., 1975, "The Analysis of the Lubrication of a Flexible Journal Bearing," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, pp. 559-604
- [14] Conway , H.D., Lee, H.C., 1975, "The Lubrication of a Short Flexible Journal Bearing," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, pp. 376-378
- [15] Fantino, B., Frêne, J. et Du Parquet, J., 1979, "Elastic Connecting-Rod Bearing with Piezoviscous Lubricant : Analysis of the Steady State Characteristics," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol., 101, pp. 190-200
- [16] Pierre-Eugene, J., Frêne, J., Fantino, B., Roussel, G., du Parquet, J., 1983, "Theory and Experiments on Elastic Connecting-Rod Bearings Under Steady State Conditions," 9<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, Grande-Bretagne, Sept. 1982, édité par D. Dowson, C.M. Taylor, M. Godet, et D. Berthe, "Tribology of Reciprocating Engines", Butterworths Westbury House, pp. 49-54
- [17] Hahn, H.W., 1957, "Dynamically Loaded Journal Bearing of Finite Length," IME Proceeding of the Conference of Lubrication and Wear, 99. 100-110
- [18] Booker, J.F., 1965, "Dynamically Loaded Journal Bearings : Mobility Method of Solution," Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME, series D, pp. 537
- [19] Goenka, P.K., 1984, "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings," ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 106, pp. 421-428
- [20] Fantino, B., 1973, "Influence des Défauts de Forme dans la Lubrification Hydrodynamique," Thèse de troisième cycle de l'Université Claude Bernard de Lyon.
- [21] Goenka, P.K., Booker, J.F., 1980, "Spherical Bearings : Static and Dynamic Analysis Via the Finite Element Method," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 102, pp. 308-319
- [22] Fantino, B., 1981, "Influence des défauts de forme et des Déformation Elastique des Surfaces en Lubrification Hydrodynamique sous Charge Statiques et Dynamiques," Thèse n° 1-DE-8122, INSA de Lyon, France
- [23] Oh, K.P., 1984, "The Numerical Solution of Dynamically Loaded Elastohydrodynamic Contact as a Nonlinear Complementarity Problem," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 106, pp. 88-95
- [24] Goenka, P.K., 1984, " Dynamically Loaded Journal Bearings : Finite Element Method Analysis," Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 106, pp. 429-439

- [25] Labouf, G.G., Booker, J.F., 1985, "Dynamically Loaded Journal Bearings : A Finite Element Treatment for Rigid and Elastic Surfaces," Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol 107, pp. 505-515
- [26] Fantino, B., Frêne, J. et Du Parquet, J., 1985, "Viscosity Effects of the Dynamic Characteristics of an Elastic Engine Bearing," SAE Paper n°852074
- [27] Oh, K.P., Goenka, P.K., 1985, "The Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings under Dynamic Loading," ASME, Journal of Tribology, Vol. 107, pp. 389-395
- [28] McIvor, J.D.C., Fenner, D.N., 1988, "An Evaluation of Eight-Node Quadrilateral Finite Elements for the Analysis of a Dynamically Loaded Hydrodynamic Journal Bearing", Proc. Inst. Mech. Engrs., vol. 202, n°C2, pp. 95-101
- [29] McIvor, J.D.C., Fenner, D.N., 1989, "Finite Elements Analysis of Dynamically Loaded Flexible Journal Bearing : A Fast Newton-Raphson Method", ASME, Journal of Tribology, vol. 111, pp. 597-604
- [30] Aitken, M.B., McCallion, H., 1990, " Elastohydrodynamic Lubrication of Big-End Bearings Part 1 : Theory," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 205, pp. 99-106
- [31] Aitken, M.B., McCallion, H., 1990, " Elastohydrodynamic Lubrication of Big-End Bearings Part 2 : Ratification," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 205, pp. 107-119
- [32] Aitken, M.B., McCallion, H., 1991, " Parametric Minimum Film Thickness Performance of an Elastic Big-End Bearing under Inertial Loads," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 206, pp. 3-12
- [33] Guines, D., 1994 "La Lubrification des Liaisons Compliantes : Modélisation et Algorithmes," Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers
- [34] Jacobson, B., Floberg, L., 1957, "The finite Journal Bearing Considering Vaporisation," Chalmers Tekniska Högskolas Händlingar, Vol. 190, pp. 1-116.
- [35] Olsson, K., 1974, "On Hydrodynamic Lubrication with Special Reference to Nonstationary Cavitation," Chalmers University of Technology, Goteborg.
- [36] Bonneau, D., Guines, D., Frêne, J., and Toplosky, J., 1995, "EHD Analysis, Including Structural Inertia Effects and Mass-Conserving Cavitation Model," ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 540-547.
- [37] Boedo, S., and Booker, J. F., 1995, "Cavitation in Normal Separation of Square and Circular Plates," ASME, Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 403-410.

- [38] Garnier, T., 1997, "Etude Elastohydrodynamique de la Liaison Carter / Vilebrequin d'un Moteur Thermique à Quatre Cylindres en Ligne," Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers
- [39] Bonneau, D., Chomat, A.M., Garnier, T., Grente, C., 1999, "Influence of the Engine Block/Crankshaft Design on the 3D EHD Lubrication of a Four Cylinder Inline Automotive Engine", IFToMM Symposium, Oulu, Finlande, juin 1999.
- [40] Piffeteau, S., 1999, "Modélisation du Comportement Thermoélastohydrodynamique d'un Palier de Bielle Soumis à un Chargement Dynamique," Thèse de doctorat, Université de Poitiers
- [41] Swift, H.W., 1932, "The Stability of Lubricating Film Journal Bearings," Proceedings Institution of Civil Engineer, Vol. 23, pp.267-322
- [42] Stieber, W., 1933, "Das Schwimmlager Hydrodynamische Theorie des Geihagers," V.D.I. Verlag, Berlin
- [43] Christopherson, D.G., 1941, "A New Mathematicaal Pmthod for the resolution of Oil Film Lubrications Problems," Proc. Inter. Mech. Eng. Vol 146, pp. 126-135
- [44] Cryer, C., 1971, "The Method of Christopherson for Solving Free Boundary Problems for Infinite Journal Bearing", Mathematic of Computing, Vol. 25, pp. 435-444
- [45] Lohou, J., 1970, "Dynamique des joints d'étanchéité de type radial," Thèse de doctorat, Université de Lyon
- [46] Rhode, S.M., et McAllister, G.T., 1975, "A variational Formulation for Class of Free Boundary Problem Arising in Hydrodynamic Lubrication," Int. Jour. Eng. Sci., Vol 13, pp. 841-850
- [47] Bayada, G., 1983, "Variational Formulation and Associated Algorithm for the Starved Finite Journal Bearing," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 453-457
- [48] Murty, K.G., 1974, "Note on a Bard-Type Scheme for Solving the Complementarity Problems," Opsearch, Vol.11, pp.123-130
- [49] Tipei, N., 1968, "Boundary conditions of a Viscous Flow Between Surfaces with Rolling and Sliding Motion," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 90, p. 254-261
- [51] Coyne J.C., et Elrod, H.G., 1970, "Conditions for Rupture of a Lubrication Film, Part I: Theoretical Model," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 92, pp. 451-456

- [52] Coyne J.C., et Elrod, H.G., 1971, "Conditions for Rupture of a Lubrication Film, Part II: New boundary Conditions for the Reynolds Equation," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, pp. 157-167
- [53] Etsion, I., et Ludwig, L.P. 1982, "Observation of Pressure Variation in the Cavitation Region of Submerged Journal Bearing," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 104, pp. 157-163
- [54] Pan, C.H.T., 1983, "Dynamic Analysis of Rupture in Thin Fluid Film: I – A Noninertial Theory," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp.96-104
- [55] Elrod, H.G., et Adams, M.L., 1974, "A Computer Program for Cavitation and Starvation Problems," Cavitation and Related Phenomena in Lubrication, 1<sup>st</sup> Leeds - Lyon Conference on Cavitation, Leeds, England, pp.37-41
- [56] Elrod, H.G., 1981, "A Cavitation Algorithm," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 103, pp. 350-354
- [57] Vijayaraghavan, D., et Keith, Jr.T.G., 1989, "Development and Evaluation of a Cavitation Algorithm," STLE Tribology Transaction, Vol. 32, pp.225-233
- [58] Kumar, A., and Booker, J. F., 1991a, "A Finite Element Cavitation Algorithm," ASME JOURNAL OF TRIBOLOGY, Vol. 113, pp. 276-286.
- [59] Kumar, A., and Booker, J. F., 1991b, "A Finite Element Cavitation Algorithm: Application/Validation," ASME JOURNAL OF TRIBOLOGY, Vol. 113, pp. 255-261.
- [60] Hays, D. F., and Feiten, J. B., 1964, "Cavities Between Moving Parallel Plates," *Cavitation in Real Liquids*, R. Davies, ed., Elsevier Publishing Company, New York, N.Y., 1964, pp.122-137.
- [61] Rodrigues, A.N., 1970, "An Analysis of Cavitation in a Circular Squeeze Film and Correlation with Experimental Results," Ph. D. thesis, Cornell University, Ithaca, NY.
- [62] Parkins, D. W., and Stanley, W. T., 1982, "Characteristics of an Oil Squeeze Film," ASME JOURNAL OF TRIBOLOGY, Vol. 104, pp. 497-503.
- [63] Bates ,T.W., Evans, P.G., 1985, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance: Part 1 Instrumentation of the Big-End Bearing of a Fired Engine," Proc. Of the JSLE International Tribology Conference, 8-10 juillet, Tokyo, Japon
- [64] Bates, T.W., Benwell, S., and Evans, P.G., 1987, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance : Part 2 – Oil Film Thickness in the Big-End Bearing of an Operating Engine," Proc. 4<sup>th</sup> SAE Int. Pacific Conference on Automotive Engineering, Melbourne, Australia, Paper No. 871272

- [65] Bates, T.W., Benwell, S., 1988, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance : Part 3 – Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an Operating Engine," SAE Paper No. 880679
- [66] Bates, T.W., Fanino, B., Launay, J., and Frêne, J., 1988, Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing Comparison Between Calculation and Experiment by Total Capacitance Method," SAE Paper NO. 880679
- [67] Suzuki, S., Osaza, T., Masago, Y., Nozawa, Y, Takashi, N., 1995, "Temperature distribution and Lubrication Characteristics of Connecting Rod Big End Bearings," SAE Paper No. 952550
- [68] Tsergounis, S.I., Viola, M.B., et Paranjpe R.S., 1998, "Determination of Bearing Oil Film Thickness (BOFT) for Various Engine Oils in an Automotive Gasoline Engine Using Capacitance Measurements and Analytical Predictions," SAE Paper No. 982661
- [69] Spearot, J.A., et Murphy, C.K., 1988, "A Comparison of the Total Capacitance and Total Resistance Techniques for Measuring the Thickness of Journal Bearing Oil Films in an Operating Engine," SAE Paper NO. 880680
- [70] Craig, R.C., King, W.H., Appeldoorn, J.K., 1982, "Oil Film Thickness in Engine Bearings – The Bearing as a Capacitor," SAE Paper No. 821250
- [71] Bates, T.W., Williamson, B.P., Spearot, J. et Murphy, C.K., 1986, "A Correlation between Engine Oil Rheology and Oil Film Thickness Films in Engine Journal Bearings," SAE Paper NO. 860376
- [72] Spearot, J.A., Murphy, C.K., et Rosenburg, R.C., 1983, "Measuring the Effect of Oil Viscosity on Oil Film Thickness Journal Baring," SAE Paper NO. 831689
- [73] Choi, J.K., Lee, J.H., et Han, D.C., 1992, "Oil Film Thickness in Engine Main Bearings: Comparison Between Calculation and Experiment by Total Capacitance Method," SAE Paper No. 922345
- [74] Choi, J.K., Hur, H., et Han, D.C., 1993, "Oil Film Thickness in Engine Connecting Rod Bearing: Comparison Between Calculation and Experiment," SAE Paper No. 930694
- [75] King, W.H., "Method for Determining Minimum Lubricating Oil Film Thickness Under Operating Engine Conditions Using Electrical Capacitance," Licence U.S. 4443754 avril 1984
- [76] Scaife, W.G.S., Lyons, C.G.R., 1980, "Dielectric Permittivity and pvT Data of Some n-Alkanes," Proceedings of Royal Society London, a370, 193

- [77] Paranjpe, R.S., Tseregounis, S., Viola, M., 1999, "Comparison between Theoretical Calculations and Oil Film Thickness Measurements Using the Total Capacitance Method for Crankshaft Bearings in a Firing Engine," *STLE Transactions*, pp. (à paraître)
- [78] Pierre - Eugène, J., 1982, "Etude élastohydrodynamique d'un palier de tête de bielle sous charge statique," Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers
- [79] Sutton, M.A., Wolaters, W.J., Peters, W.H., Ranson, W.F. and McNeil, S.R., 1983, "Determination of Displacements using an improved Digital correlation Method," *Computer Vision*, pp. 133-139
- [80] Chao, Y.J., Luo, P.F., Kalthoff, J.F., 1998, "An Experimental Study of the Deformation Fields Around a Propagating Crack Tip," *Experimental Mechanics*, Vol. 38, pp. 79-85
- [81] Doumalin, P., Bornert, M., Caldemaison, D., 1998 "Caractérisation locale du champs local de déformation dans les matériaux hétérogènes par techniques de corrélation d'images numériques, Congrès Photomécanique 98 Etude du Comportement des matériaux et des structures
- [82] Poupin, M., 1995, "Etude de la méthode de déplacements par corrélation numérique et comparaison avec la méthode des marqueurs," Rapport de DEA, Université de Poitiers
- [83] Rhode, S.M., Li, D.F., 1980, "A Generalized Short Bearing Theory," *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.102, pp.278-282
- [84] Frêne, J., Nicolas, D., Degueurce, B., Berthe, D., Godet, M., 2000, "Lubrification Hydrodynamique : Paliers et Butées," Editions Eyrolles
- [85] Prat, P., Vergne, Ph., Sicre, J., 1994, "New Results in High Pressure and Low Temperature Rheology of Liquid Lubricant for Space Application," *Journal of Tribology*, Vol. 116, No. 3, pp. 629-634
- [86] Pinkus, O. and Sternlich, B., 1961, "Theory of Hydrodynamic Lubrication," McGraw-Hill.
- [87] Zeidan, F.Y., Vance, J.M., 1989, "Cavitation Leading to a Two Phase Fluid in a Squeeze Film Damper", *Tribology Transaction*, Vol. 32, pp. 100-104
- [88] Zienkiewicz, O.C., 1977, "The Finite Element Method," Mc Graw-Hill Book Co., London
- [89] Huitric, J., 1993, "Contribution à l'étude des joints d'étanchéité à faces radiales rainurées, en présence de fluides compressibles ou incompressibles ; analyse par éléments finis," Thèse de Doctorat, Université de Poitiers

- [90] Absi, J., 1994, "Les paliers à rainures : approche expérimentale et numérique," Thèse de Doctorat, Université de Poitiers
- [91] Gendre, Etienne, 1995, "La lubrification des liaisons compliantes. Modélisation et algorithmes 2D", Rapport de DEA de Mécanique, Université de Poitiers
- [92] Hoang, V., 1995, "Etude d'un montage expérimental pour visualiser et mesurer les déplacements et les contraintes dans un modèle de bielle de moteur thermique," Rapport de DEA de Mécanique, Université de Poitiers
- [93] Ageorges, V., 1997, "Etude expérimentale d'un palier de tête de bielle," Rapport de DEA de Mécanique, Université de Poitiers
- [94] Avril, J., 1975, "Encyclopédie Vishay d'Analyse des Contraintes," Edition Vishay, Malakoff
- [95] Chu, T.C., Ranson, W.F., Sutton, M.A., Peters, W.H., 1985, "Application of Digital-Image-Correlation Techniques to Experimental Mechanics," *Experimental Mechanics*, Vol. 25, pp. 232-244
- [96] Bruck, H.A., McNeil, S.R., Sutton, M.A. and Peters, W.H., 1989, "Digital Image Correlation Using Newton-Raphson Method of Partial Differential Correction," *Experimental Mechanics*, Vol. 29, pp. 261-267
- [97] Vendroux, G. et Knauss, W.G., 1998, "Submicron Deformation Field Measurements: Part 2. Improved Digital Image Correlation," *Experimental Mechanics*, Vol. 38, pp.86-92
- [98] Doumalin, P., Bornert, M., Caldemaison, D., 1998 "Caractérisation expérimentale du champ local de déformation dans les matériaux hétérogènes par technique de corrélation d'images numériques," Congrès Photomécanique 98 Etude du Comportement des matériaux et des structures, pp. 29-36
- [99] Mguil, S., "Une technique de corrélation directe d'images numériques : application à la détermination de Courbes Limite de Formage et proposition d'un critère de striction", Thèse de Doctorat, INSA, Lyon, 1997, 210 p.
- [100] Mguil S., Morestin, F., Brunet, M., 1998, "Mesure des déformations par corrélation directe d'images numériques, Congrès Photomécanique 98 Etude du Comportement des matériaux et des structures, pp. 361-368
- [101] Brigham, O., E., "The Fast Fourier Transform," Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1975
- [102] Optasanu, V., 1996, "Modélisation des phénomènes de cavitation et de séparation dans les films de lubrifiant," Rapport de DEA de mécanique, Université de Poitiers

- [103] Tanneau, G., Frêne, J., Berthe, D., Theoretical approach to roughness effects in the small-end bearing of a connecting-rod, Proceeding of the 11<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Butterworths 1985, pp. 64-69
- [104] Optasanu, V., Bonneau, D., 1999, "Finite Element Mass-Conserving Cavitation Algorithm in Pure Squeeze Motion. Validation / Application to a Connecting-Rod Small End Bearing," ASME, Journal of Tribology, à paraître
- [105] Ligier, J.-L., Grente, C., 1999, Communication privée

## LISTE DES FIGURES

Figure II-1. Repère cartésien.....	45
Figure II-2. Palier développé .....	46
Figure II-3. Palier circulaire.....	48
Figure II-4. Mécanismes d'apparition et de développement de la cavitation.....	51
Figure II-5. Mécanismes de séparation.....	53
Figure II-6. Conditions aux limites mécaniques sur la bielle. ....	56
Figure II-7. Zones de film et variation de la pression . ....	62
Figure III-1. Schéma fonctionnel du dispositif expérimental. ....	70
Figure III-2. Photographie frontale du dispositif d'étude .....	71
Figure III-3. Schéma de la liaison bielle d'étude – piston maître.....	72
Figure III-4. Schéma du dispositif d'éclairage, de prise d'images et des canaux d'alimentation et retour d'huile .....	74
Figure III-5. Photographie du carter et du support tournant de la bielle. ....	75
Figure III-6. Repère de la bielle, repère angulaire de l'alésage et sollicitations. ....	77
Figure III-7. Emplacement des jauges d'extensométrie pour la flexion. Les jauges pour la mesure de la traction / compression ont ultérieurement été collées sur les faces dans les plans parallèles à xOy. ....	78
Figure III-8. Montage pour l'étalonnage du capteur de traction / compression. ....	79
Figure III-9. Schéma de principe du montage optique utilisé pour la visualisation des champs d'isochromes (d'après [94]) .....	81

---

Figure III-10. Intensité lumineuse sur un sous-domaine de 10X10 pixels avant et après l'interpolation [79]. .....	83
Figure III-11. Schéma d'interpolation bilinéaire (d'après [79]) .....	83
Figure III-12. Modèle aléatoire. ....	84
Figure III-13. Déformation d'un sous-domaine.....	84
Figure III-14. Repères et vitesses de déplacement par rapport à la bielle maîtresse.....	95
Figure III-15. Positions de surfaces dans le repère de la caméra. ....	96
Figure III-16. Images à 0° et 420° d'angle de vilebrequin et zone témoin sur les deux images. ....	97
Figure III-17. Série de photos des champs d'isochromes dans la partie la plus chargée de la bielle, au moment de l'explosion, pour la bielle monobloc en PSM1.....	98
Figure III-18. Images du champs d'isochromes pour la bielle en PSM4 bicorps, au moment de l'explosion. ....	99
Figure III-19. Champ total d'isochromes reconstitué à partir de champs partiels, pour la bielle bi-corps en PSM4 .....	100
Figure IV-1. Organigramme de l'étude comparative entre le calcul et l'expérimentation.....	105
Figure IV-2. Sollicitation de flexion et de traction - compression pendant le fonctionnement à 150 tr/min. ....	106
Figure IV-3. Force de traction - compression avant et après filtrage.....	106
Figure IV-4. Force transversale avant et après filtrage. ....	107
Figure IV-5. Charge mesurée à 150 tr/min.....	107
Figure IV-6. Mesure de la viscosité en fonction de la température. ....	109
Figure IV-7. Images du champs d'isochromes pour la bielle en PSM1, au moment de l'explosion (négatifs des images).....	109

---

Figure IV-8. Modélisation bidimensionnelle de la bielle en éléments finis .....	110
Figure IV-9. Champ d'isochromes calculé avec la méthode des éléments finis (unités des courbes de niveau : kPa) .....	112
Figure IV-10. Comparaison entre les champs d'isochromes obtenus numériquement et expérimentalement pour le maillage contenant 72 nœuds sur l'alésage. (unités des courbes de niveau : kPa) .....	113
Figure IV-11. Maillage fin de la bielle. ....	114
Figure IV-12. Profil de l'alésage (relevé à l'aide d'une MMT) (unités : mm).....	115
Figure IV-13. Comparaison entre les champs d'isochromes obtenus numériquement et expérimentalement pour un maillage fin de la bielle (unités des courbes de niveau : kPa). .....	116
Figure IV-14. Champ de pression calculé. ....	117
Figure IV-15. Champ d'épaisseur calculé. ....	117
Figure IV-16. Réseau de franges calculé pour des jeux radiaux de 0,15 mm et 0,25 mm. (unités des courbes de niveau : kPa).....	119
Figure IV-17. Réseaux de franges d'isochromes calculé pour deux valeurs de la viscosité (unités des courbes de niveau : kPa).....	120
Figure IV-18. Evolution de la position de la surface de la caméra avec et sans de la dérive thermique.....	122
Figure IV-19. Diagramme de charge à 200 tr/min. ....	123
Figure IV-20. Evolution de l'épaisseur du film pour un point se trouvant à 0° sur l'alésage. ....	124
Figure IV-21. Déformé amplifiée (environ 1000 fois) de l'alésage pour 0° et 360° d'angle de vilebrequin.....	125
Figure IV-22. Déformé radiale de l'alésage pour 0° et 360° d'angle de vilebrequin.....	125
Figure V-1. Géométrie des plaques oscillantes paraboliques. ....	130
Figure V-2. Vue en coupe des plaques, frontières et zones de film .....	130

---

Figure V-3. Comparaison sur la position de la frontière de cavitation. ....	133
Figure V-4. Position de la frontière de cavitation Comparaison avec les résultats de Boedo et Booker pour les plaques oscillantes circulaires.....	135
Figure V-5. Comparaison pour la position de la frontière de cavitation .....	136
Figure V-6. Comparaison sur la fraction de liquide du mélange .....	137
Figure V-7. Plan partiel du pied de bielle fourni par la Société Renault.....	139
Figure V-8. Maillage du pied de bielle et de son axe (moitié supérieure).....	140
Figure V-9. Conditions aux limites structurelles de la bielle et de son axe.....	141
Figure V-10. Diagrammes de charge à 2000 et 4500 tr/min (représentation polaire).....	142
Figure V-11. Surpressions pour un trou situé à 50° (comme dans Figure V-7) .....	143
Figure V-12. Epaisseur minimale à 370° d'angle de vilebrequin pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min. ....	144
Figure V-13. Pression maximale à 370° d'angle de vilebrequin pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min. ....	146
Figure V-14. Déformation radiale élastique à 370° d'angle de vilebrequin pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min. ....	146
Figure V-15. Evolution de l'épaisseur minimale pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min. ....	147
Figure V-16. Evolution de la pression maximale pour un axe rigide et un lubrifiant piézovisqueux, à 2000 tr/min. ....	147
Figure V-17. Evolution de l'épaisseur minimale pour un axe élastique et un lubrifiant piézovisqueux, à 4500 tr/min en l'absence de l'usure. ....	148
Figure V-18. Tendence asymptotique de l'évolution de l'usure maximale du palier à 4500 tr/min pour un axe élastique et un lubrifiant piézovisqueux .....	149
Figure V-19. Usure du palier avec axe élastique après 5 cycles de fonctionnement à 4500 tr/min.....	150

Figure V-20. Epaisseur de film et pression à 360° et à 420° d'angle de vilebrequin, après usure .....	150
Figure V-21. Pression maximale avant et après usure à 4500 tr/min.....	151
Figure V-22. Epaisseur minimale de film pour un axe élastique, à 4500 tr/min .....	152
Figure V-23. Pression et épaisseur de film. ....	153
Figure V-24. Evolution de l'épaisseur minimale à 2000 tr/min. ....	153
Figure V-25. Résultats à 370° d'angle de vilebrequin .....	155
Figure V-26. Evolution de la pression maximale pour le cas rigide et élastique (axe et bielle). .....	156
Figure V-27. Pression maximale à 2000 tr/min pour un axe élastique ou rigide après rodage. .....	156
Figure V-28. Epaisseur minimale à 2000 tr/min pour un axe élastique ou rigide après rodage. .....	157
Figure V-29. Influence de la position des trous d'alimentation sur l'épaisseur minimale de film d'huile à 4500 tr/min (après rodage) .....	158
Figure V-30. Influence de la position des trous d'alimentation sur l'épaisseur minimale de film d'huile à 2000 tr/min (après rodage) .....	158

## RESUME

La lubrification des paliers compliants tels les paliers de bielle doit prendre en compte les effets hydrodynamiques ainsi que les déformations élastiques des structures. Pour pouvoir juger de la validité des modèles numériques existants, des comparaisons avec des phénomènes réels doivent être faites. De telles comparaisons nécessitent l'utilisation de dispositifs expérimentaux et de méthodes de mesure.

Afin d'effectuer une comparaison avec les résultats numériques, un dispositif expérimental original a été réalisé. Ce dispositif respecte la cinématique du système bielle - manivelle et utilise des modèles schématiques de bielle. Il fournit des résultats sur les phénomènes élastohydrodynamiques sous chargement dynamique.

Les méthodes de mesure utilisées sont la photoélasticimétrie et la corrélation d'images numériques. La première est utilisée pour visualiser l'état des contraintes générées dans la structure du modèle de bielle par la pression du film de lubrifiant et la seconde sert à mesurer l'épaisseur du film d'huile dans le palier.

La comparaison avec la modélisation numérique montre une très bonne concordance entre le réseau de franges d'isochromes visualisé expérimentalement et celui calculé numériquement. Quant à l'épaisseur de film, la concordance est bonne sur tout le cycle sauf sur  $30^\circ$  d'angle de vilebrequin avant et après l'explosion. Cette non-concordance est mise au compte de la viscoélasticité du matériau.

La partie numérique de ce travail consiste en l'étude des phénomènes d'écrasement du film de lubrifiant par la modification du code de calcul existant. Après une comparaison avec une étude simple analytique, qui valide la justesse de la modélisation numérique, le problème de la lubrification des paliers de pied de bielle est abordé. L'influence des divers caractéristiques telles que l'élasticité de l'arbre, la piézoviscosité du lubrifiant, la position des cuvettes d'alimentation, est également étudiée.

## ABSTRACT

The elastic bearings lubrication such as the connecting-rod bearings must consider the hydrodynamic effects as well as the elastic deformations of the structures. In order to appreciate the validity of the existent numerical models, comparisons with real phenomena must be done. These comparisons need the employment of experimental devices and measurement methods.

In order to proceed to a comparison with numerical results, an original experimental device has been built. This device respects the connecting-rod / crankshaft kinematics and uses schematic connecting-rod models.

The used methods are the photoelasticity and the digital image correlation method. The first is used in order to visualise the stress generated by the pressure field inside the model and the second is employed to measure the lubricant film thickness.

The comparison with the numerical results shows very good agreement between the calculated and measured isochromes fringe pattern, which means that the film pressure is correctly calculated. The film thickness shows good agreement on almost all the functioning cycle but less at  $30^\circ$  before and after the explosion moment. The viscoelasticity is considered to be responsible of this behaviour.

The numerical part of this work is based on the squeeze film phenomena study by the modification of existent numerical algorithm. After a comparison with an analytic study, which supports the validation of the numerical code, the problem of the connecting-rod small end bearing is considered. The influence of the shaft elasticity, of the piezoviscosity of the lubricant, the location of the supply holes is studied too.