

## THÈSE

Pour l'obtention du grade de  
DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE POITIERS  
UFR des sciences fondamentales et appliquées  
Pôle poitevin de recherche pour l'ingénieur en mécanique, matériaux et énergétique - PPRIMME  
(Diplôme National - Arrêté du 7 août 2006)

École doctorale : Sciences et ingénierie en matériaux, mécanique, énergétique et aéronautique -  
SIMMEA (Poitiers)  
Secteur de recherche : Génie mécanique, productique, transport

Présentée par :  
Thiêt Lập Nguyễn

### **Modélisation de l'interaction entre le coussinet et le corps de bielle**

Directeur(s) de Thèse :  
Dominique Souchet, Aurelian Fatu

Soutenue le 02 octobre 2013 devant le jury

Jury :

Président	<b>Olivier Bonneau</b>	Professeur des Universités, Université de Poitiers
Rapporteur	<b>François Robbe-Valloire</b>	Professeur, Supmeca Paris
Rapporteur	<b>Traian Cicone</b>	Profesorul, Universitatea politehnica, Bucarest
Membre	<b>Dominique Souchet</b>	Maître de conférences, Université de Poitiers
Membre	<b>Aurelian Fatu</b>	Maître de conférences, Université de Poitiers
Membre	<b>Bernard Villechaise</b>	Professeur des Universités, Université de Poitiers
Membre	<b>Abdelghani Maoui</b>	Docteur-Ingénieur chercheur, CETIM de Nantes
Membre	<b>Văn Bang Nguyễn</b>	Lecturer, ESTC, Hanoi, Vietnam

**Pour citer cette thèse :**

Thiêt Lập Nguyễn. *Modélisation de l'interaction entre le coussinet et le corps de bielle* [En ligne]. Thèse Génie mécanique, productique, transport. Poitiers : Université de Poitiers, 2013. Disponible sur Internet <<http://theses.univ-poitiers.fr>>

# THESE

pour l'obtention du Grade de  
DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE POITIERS  
(Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées)  
(Diplôme National - Arrêté du 7 août 2006)

Ecole Doctorale : **Sciences et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et  
Aéronautique (SI-MMEA)**

Secteur de Recherche : **Génie Mécanique, Productique, Transports**

Présentée par :

**Thiét Lập NGUYỄN**

\*\*\*\*\*

«MODELISATION DE L'INTERACTION ENTRE LE COUSSINET ET LE CORPS DE  
BIELLE»

\*\*\*\*\*

Directeur de thèse : Dominique SOUCHET  
Co-encadrant de thèse : Aurelian FATU

\*\*\*\*\*

Soutenue le 02 octobre 2013  
devant la Commission d'Examen

\*\*\*\*\*

## JURY

Traian CICONE, Professeur, Université "Politehnica" de Bucarest  
François ROBBE-VALLOIRE, Professeur, Supmeca Paris

Rapporteur  
Rapporteur

Olivier BONNEAU, Professeur, Institut P', Université de Poitiers  
Aurelian FATU, Maître de Conférences, Institut P', Université de Poitiers  
Abdelghani MAOUI, Docteur-Ingénieur Chercheur CETIM R&D, Nantes  
Vân Bang NGUYỄN, Maître de Conférences, ESTC, Hanoi, Vietnam  
Dominique SOUCHET, Maître de Conférences, HDR, Institut P',

Président  
Examinateur  
Examinateur  
Examinateur

Université de Poitiers  
Bernard VILLECHAISE, Professeur, Institut P', Université de Poitiers

Examinateur  
Examinateur



## AVANT PROPOS

Cette étude a été réalisée dans le Département Génie Mécanique et Systèmes Complexes de l'Institut Pprime (CNRS - Université de Poitiers – ENSMA, UPR 3346), dirigé par Monsieur Michel FILLON, Directeur de recherche CNRS et puis par Monsieur le Professeur Saïd ZEGHLOUL. Je tiens à les remercier pour m'avoir accueilli au sein de leur département.

Je suis extrêmement sensible à l'honneur que me font Monsieur Traian CICONE, Professeur à l'Université "Politehnica" de Bucarest et Monsieur François ROBBE-VALLOIRE, Professeur à Supmeca Paris en acceptant d'être rapporteurs de cette étude.

Je suis également très reconnaissant à Monsieur Bernard VILLECHAISE, Professeur à l'Université de Poitiers, pour l'intérêt qu'il porte à ce travail en acceptant de faire partie du jury de cette thèse, et pour l'intérêt constant qu'il a porté au déroulement de ce travail et plus particulièrement à la partie expérimentale.

Je suis également très reconnaissant à Monsieur Olivier BONNEAU, Professeur à l'Université de Poitiers, ainsi qu'à Monsieur Abdelghani MAOUI, Docteur-Ingénieur Chercheur au CETIM R&D, Nantes, pour l'intérêt qu'ils portent à ce travail en acceptant de faire partie du jury de cette thèse.

Un grand remerciement à Monsieur Vãn Bang NGUYỄN, Maître de Conférences, Directeur du Département Génie Mécanique de l'Ecole Supérieure de Transport et de Communication à Hanoi, pour m'avoir accordé ce séjour de trois ans en France et de pouvoir réaliser cette étude. Je tiens également à le remercier pour avoir bien voulu faire partie du jury de thèse.

Je voudrais remercier tout spécialement Monsieur Dominique SOUCHET, Maître de Conférences, HDR à Université de Poitiers, d'avoir accepté de diriger cette étude et suivi les études théoriques et expérimentales. Ses conseils, sa disponibilité ainsi que son soutien relationnel et moral m'ont été une aide précieuse durant l'étude et la réalisation de ce mémoire. Je suis également très reconnaissant pour ses aides de financement pour mes travaux et mes cours de français.

Je voudrais remercier tout particulièrement Monsieur Aurelian FATU, Maître de Conférences, à Université de Poitiers, d'avoir assuré un suivi constant. Sa grande capacité d'analyse et de synthèse, son expérience des logiciels de calculs, de la programmation numérique mais aussi sa grande disponibilité m'ont été d'une grande aide tout au long de ma thèse.

Je tiens à exprimer ma gratitude à Monsieur HAJJAM et à Monsieur FRANCISCO, chercheurs sur le site d'Angoulême, pour leurs conseils sur mon travail. Notamment à Monsieur HAJJAM qui m'a été d'un grand soutien moral pendant toute la durée de mon "séjour" en France, qui a toujours su trouver les mots pour m'encourager et m'a fait découvrir les bons côtés de la France.

Il m'est très agréable de remercier tous les membres du département pour l'amitié qu'ils m'ont manifestée et pour la contribution que chacun d'eux a pu m'apporter. Je ne saurais oublier tout le personnel de l'IUT d'Angoulême pour leur présence et leur soutien, ce qui m'a permis de travailler dans des conditions très confortables et agréables tout au long de cette étude.

Je remercie également le Gouvernement du Vietnam et le Ministère des Affaires Etrangères Français qui m'ont accordé une bourse pour assurer mes études. Mes remerciements s'adressent aussi à tous les membres du Crous Poitiers et de Campus France qui se sont occupés de moi pendant trois ans.

Un merci tout particulier à mes amis qui ont m'aidé à faire des expériences et qui m'ont été d'un grand soutien moral pendant toute la durée de la thèse.

A toute ma famille !

# SOMMAIRE

<b>Avant propos</b> .....	<b>3</b>
<b>Sommaire</b> .....	<b>5</b>
<b>Introduction générale</b> .....	<b>9</b>
<b>Chapitre I. Etude bibliographique</b> .....	<b>11</b>
I.1. Introduction .....	11
I.2. Eudes des paliers mono-corps .....	12
I.3. Eudes des paliers multi-corps.....	15
I.4. Conclusion.....	24
<b>Chapitre II. Couplage numerique entre les logiciels ACCEL et ABAQUS</b> .....	<b>27</b>
II.1. Introduction.....	27
II.2. Modélisation d'un probleme EHD .....	28
II.2.1. Equations de Reynolds.....	29
II.2.2. Conditions aux limites .....	32
II.2.3. Equations de l'équilibre de la charge.....	34
II.2.4. Epaisseur du film lubrifiant .....	35
II.2.5. Formulation numérique du problème EHD .....	38
II.2.6. Lubrification mixte .....	42
II.3. Calcul d'un contact avec frottement.....	44
II.3.1. Equations de contact .....	44
II.3.2. Calcul d'un contact dans la zone de « glissement de frottement ».....	47
II.3.3. Calcul d'un contact dans la zone d'adhérence.....	47
II.4. Couplage numérique entre ACCEL et ABAQUS.....	48
II.4.1. Principe générale du couplage .....	48
II.4.2. Validation du couplage entre Accel et Abaqus.....	52
II.5. Conclusion .....	63
<b>Chapitre III. Calculs paramétriques d'un palier composé</b> .....	<b>65</b>
III.1. Introduction .....	65
III.2. Palier soumis à une charge tournante .....	65
III.2.1. Modèle numérique du palier calculé .....	66
III.2.2. Comportement du contact entre le dos du coussinet et le logement.....	67

III.3. Palier soumis à une charge d'un moteur thermique .....	78
III.3.1. Déformation radiale des coussinets.....	82
III.3.2. Glissement tangentiel relatif .....	84
III.3.3. Influence du serrage des goujons .....	87
III.3.4. Influence du coefficient de frottement .....	88
III.3.5. Influence de l'épaisseur du coussinet.....	88
III.4. Conclusion .....	89
<b>Chapitre IV. Etude expérimentale sur le banc d'essai MEGAPASCALE .....</b>	<b>91</b>
IV.1. Introduction.....	91
IV.2. Description du banc d'essai MEGAPASCALE.....	92
IV.2.1. Broche de guidage .....	94
IV.2.2. Système de chargement des bielles.....	95
IV.2.3. Excentriques.....	97
IV.2.4. Centrales hydrauliques.....	98
IV.3. Mise en œuvre d'expérience .....	99
IV.3.1. Définition des caractéristiques des bielles .....	99
IV.3.2. Mise en place des bielles sur le banc d'essai .....	106
IV.3.3. Paramètres de fonctionnement.....	107
IV.4. Résultats.....	108
IV.4.1. Diagramme de charge .....	108
IV.4.2. Température .....	109
IV.5. Caractéristiques de la surface sur le dos des coussinets .....	113
IV.5.1. Traitement d'une mesure de surface .....	113
IV.5.2. Caractéristiques des surfaces d'un coussinet, avant et après essai .....	116
IV.6. Etude d'un palier pour des essais sur le banc MEGAPASCALE.....	121
IV.6.1. Validation entre le modèle numérique et la bielle d'essai .....	121
IV.6.2. Calcul d'un palier pour essais sur le banc MEGAPASCALE .....	127
IV.6.3. Comparaison entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux .....	130
IV.7. Conclusion .....	131
<b>Conclusion générale et perspectives .....</b>	<b>133</b>
<b>Références bibliographiques .....</b>	<b>137</b>
<b>Nomenclature .....</b>	<b>143</b>
<b>Liste des figures.....</b>	<b>145</b>

<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>152</b>
<b>Annexe 1. Formule numérique de la matrice de compliance .....</b>	<b>155</b>
<b>Annexe 2. Pression hydrodynamique de la lubrification mixte .....</b>	<b>158</b>
<b>Annexe 3. Pression de contact rugueux .....</b>	<b>159</b>
<b>Annexe 4. Description du logiciel ACCEL .....</b>	<b>161</b>
<b>Annexe 5. Eléments utilisés dans les modèles Abaqus .....</b>	<b>165</b>
<b>Annexe 6. Centrale de contrôleS et d'acquisitionS .....</b>	<b>166</b>
<b>Annexe 7. Détails de l'essai .....</b>	<b>167</b>
<b>Annexe 8. Mesures des surfaces .....</b>	<b>171</b>
<b>Annexe 9. Mesures des profils .....</b>	<b>185</b>



## INTRODUCTION GENERALE

Les contacts lubrifiés jouent un rôle important dans les systèmes mécaniques parce qu'ils réduisent principalement le frottement et évacuent la chaleur. Dans le cas de moteurs thermiques, 28% de la consommation totale d'énergie est perdue par les frottements mécaniques et 22.5% de ces pertes sont liées aux paliers [1] .

Dans les automobiles actuelles le palier de tête de bielle est soumis à des conditions de fonctionnement de plus en plus sévères. Au cours des années précédentes, le comportement du palier a été étudié en commençant par l'étude des paliers rigides jusqu'aux paliers flexibles. Les analyses du contact arbre-coussinet ont été effectuées en prenant en compte les effets de déformations élastique et thermique, de la variation de la viscosité ou de la forme du palier. Les études ont été principalement centrées sur le problème de traitement de l'équation de Reynolds pour analyser la lubrification (elasto)hydrodynamique (EHD) d'un palier mono-corps.

Cependant, la tête de bielle n'est pas un solide mono-corps mais un solide multi-corps. En outre, dans les moteurs modernes, les coussinets utilisés n'ont plus d'ergot anti-rotation (Figure 1). Le serrage non-adapté des vis d'assemblage et les discontinuités des solides peuvent produire des phénomènes indésirables, comme le glissement du coussinet dans son logement.



Figure 1. Bielle des moteurs d'automobile avec coussinets sans ergot

Depuis quelques années, l'effet du serrage des vis et le comportement du contact entre les différentes parties du palier est devenu un sujet d'intérêt pour les concepteurs de paliers. La difficulté de la modélisation du contact coussinet/logement réside principalement dans l'interaction entre les différents solides et les conditions de fonctionnements. La solution que nous proposons pour résoudre ce problème est le couplage entre ACCEL, un logiciel de calcul EHD, développé au Département Génie Mécanique et Systèmes Complexes de l'Institut Pprime et un logiciel commercial de calcul de structures.

Le premier chapitre de ce mémoire est dédié à une étude bibliographique de la modélisation des paliers, et notamment des paliers de tête de bielle. Les études antérieures sont classées en deux catégories. La première catégorie porte sur des études d'un palier mono-corps. Elles sont concentrées sur la résolution du problème de contact entre l'arbre et le coussinet. La deuxième catégorie aborde les travaux numériques et expérimentaux effectués sur les paliers multi-corps pour lesquels les auteurs considèrent l'influence du serrage des vis, du glissement relatif entre les solides et d'une éventuelle ouverture des contacts.

Le deuxième chapitre décrit la solution employée pour analyser un palier multi-corps. Deux types de contact sont à considérer : le contact lubrifié entre le rayon intérieur des coussinets et le maneton et le contact sec entre le dos des coussinets et le logement. La première partie de ce chapitre présente les théories employées et le logiciel développé pour résoudre le problème hydrodynamique. La partie suivante présente la théorie à définir pour modéliser un contact avec frottement ainsi que le logiciel utilisé. Après une description de chacun des deux logiciels, une méthode de couplage est présentée dans la troisième partie. Ce couplage considère les données et les sorties de chaque logiciel, et les équivalences possibles. Nous décrivons les tâches nécessaires pour réaliser une analyse. La dernière partie montre une validation de logiciel développé. Celle-ci nous assure que les importations des paramètres géométriques du logiciel Abaqus au logiciel Accel, et des champs de pression du logiciel Accel au logiciel Abaqus sont correctes.

Le troisième chapitre présente les calculs numériques des paliers multi-corps. Nous étudierons l'influence de plusieurs paramètres sur le comportement du contact coussinet/logement tels que l'épaisseur des coussinets, le coefficient de frottement, le serrage des goujons.... et ceci pour différents cas de chargement du palier.

Le dernier chapitre présente des essais que nous avons réalisés. Les bielles d'essai sont montées sur un banc développé au sein du département. Les caractéristiques de surface et de géométrie sont déterminées par des systèmes de mesures existants. Une dernière partie présente les résultats expérimentaux obtenus et les résultats numériques calculés pour les mêmes conditions d'essai afin de valider les modèles développés.

## Chapitre I.

## ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

### I.1. INTRODUCTION

Depuis des dizaines d'années, le problème des contacts lubrifiés dans les mécanismes a été de limiter le frottement et d'augmenter la durée de vie des machines. Se basant sur le rapport entre l'étendue de la zone de contact et les dimensions de la structure, les contacts lubrifiés peuvent être classés en deux catégories: les contacts hertiens et les contacts surfaciques.

- La première catégorie désigne les contacts dont l'étendue est très faible devant la dimension de la structure. Ce problème se rencontre dans le cas d'un contact sphère-plan ou cylindre-plan comme les roulements et les engrenages. Dans ce cas, la pression en contact engendre un effet local sur la structure.

- La deuxième catégorie comprend les dispositifs dont la zone de contact est assez étendue par rapport aux dimensions de la surface des solides. C'est typiquement le cas des paliers ou des butées,... Dans ces cas, les rayons de courbure des surfaces sont très proches. Les déformations provoquées par les pressions dans le film d'huile ont un effet local mais aussi un effet global sur toute la structure.

La lubrification est assurée par un film mince de lubrifiant s'intercalant entre les deux surfaces en contact. Le problème hydrodynamique est résolu en utilisant la loi de conservation de la masse, la loi fondamentale de la dynamique et la loi de comportement rhéologique. En outre, la loi de conservation de l'énergie est utilisée pour résoudre le problème thermique. L'équation des films minces à considérer est l'équation de Reynolds :

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

Le but est de calculer les différentes caractéristiques du film lubrifiant, comme par exemple : la pression dans le film, l'épaisseur du film lubrifiant, la capacité de charge (portance), le couple de frottement, le débit du fluide dans le contact,...

Parmi les contacts surfaciques lubrifiés fonctionnent en régime hydrodynamique, les paliers circulaires nous intéressent plus particulièrement (Fig. I.1).



une bielle rigide et une bielle élastique est donnée. En 1985, Fantino et Frêne [5] ont comparé le comportement dynamique de deux paliers de tête de bielle élastiques dans le cas d'un moteur à essence et d'un moteur diesel. Fantino et al. [6] en 1991 ont fait des calculs d'un palier de tête de bielle avec l'hypothèse du « palier court » et l'arbre indéformable, lubrifié par un fluide isovisqueux. Le palier fonctionne en régime transitoire et est soumis à une charge dynamique.

En 1984, Booker et Shu [7] ont proposé une nouvelle approche sur le calcul pratique des problèmes en lubrification élastohydrodynamique transitoire. L'approche est basée sur la méthode des éléments finis, est extrêmement général et directement applicable à toutes les géométries du film avec n'importe quelle complexité de chargement imposé à la surface. La même année, Goenka [8] a présenté une formulation par éléments finis pour analyser des paliers en régime transitoire. Cette formulation permet de réduire significativement le temps de calcul. Par la même méthode des éléments finis, Labouff et Booker [9] en 1985, ont publié une étude des paliers avec logement rigide et élastique soumis à une charge dynamique. Les effets de la densité des maillages ont été analysés.

En 1986, Goenka et Oh [10] ont abordé aussi le problème de la lubrification élastohydrodynamique. Leur méthode est basée sur le modèle de Rohde et Li [11]. La méthode de Newton-Raphson est utilisée pour traiter l'équation de Reynolds, et deux méthodes numériques (élément finis et différents finis) sont utilisées pour obtenir les solutions approximatives. En utilisant le même modèle de bielle et la charge cyclique appliquée de Goenka et Oh, Kumar et al. [12] ont présenté en 1990 une comparaison sur les résultats d'analyse élastohydrodynamique des différentes méthodes.

En 1988, McIvor et Fenner [13] ont montré que le choix des types d'éléments permet de réduire de manière appréciable les temps de calcul. Ils ont comparé deux types d'éléments : les éléments quadrilatères à 8 nœuds et les éléments triangulaires à 3 nœuds. Le calcul des éléments à 8 nœuds est plus rapide que l'autre. Un algorithme d'analyse des paliers flexibles a été présenté par ces mêmes auteurs en 1989 [14]. Dans cette méthode, ils utilisent des éléments isoparamétriques à 8 nœuds pour l'analyse de la lubrification et des éléments à 20 nœuds pour l'analyse structurale. Utilisant les maillages à 8 nœuds pour le film d'huile, en 1992, Fenner et al. [15] ont fait une étude d'un palier hautement chargé. Ils montrent que la déformation élastique augmente considérablement l'étendue ainsi que l'épaisseur du film d'huile et conduit à une réduction importante (ou significative) de la pression maximale dans le contact.

En 1991, Aitken et McCallion [16] [17] [18] montrent que les déformations des surfaces liées à l'élasticité de la bielle sont une composante non négligeable de la représentation de l'épaisseur de film du palier de tête de bielle. A côté de l'effet de l'élasticité du logement, l'inertie des composants influence aussi l'épaisseur du film d'huile. La lubrification en régime dynamique du palier de tête de bielle est réexaminée. Les auteurs ont fait une comparaison portant sur l'épaisseur du film entre les résultats issus de l'expérimentation et les prédictions numériques obtenues avec et sans la prise en compte de l'élasticité du logement.

En 1992, Torii et al. [19] ont publié une analyse EHD d'un palier prenant en compte non seulement les effets de la déformation élastique, mais aussi les formes du logement. Le palier est soumis à une charge verticale constante. Ils ont comparé les résultats issus du calcul

et de l'expérimentation. Ils montrent que l'orbite du centre de l'arbre change avec la vitesse de rotation et avec la forme du logement (citron ou discontinuité géométrique dans le plan de joint).

Guines [20] en 1994 et Bonneau et al. [21] en 1995, présentent une analyse EHD prenant en compte l'effet de l'inertie dans un palier de tête de bielle soumis à un chargement dynamique. Ils utilisent la méthode de Newton-Raphson et des éléments isoparamétriques à 8 nœuds pour analyser la lubrification. Des éléments isoparamétriques à 20 nœuds sont utilisés pour analyser l'élasticité de la structure 3-D. La déformation du logement est décomposée en deux différentes parties. La première est provoquée par la pression hydrodynamique et la seconde par les forces d'inertie. Pour déterminer les zones active et inactive du film, ils utilisent l'algorithme de Murty. L'algorithme, qui a été présenté par McIvor et Fenner [14], a été adapté pour modéliser une bielle plus flexible dans un moteur tournant à haut vitesse, et pour réduire les temps de calcul.

Ozasa et al. [23] et Susuki et al. [24] en 1995, Ozasa et al. [25] en 1997, ont effectué des études expérimentales sur une bielle réelle de moteur diesel et ils les ont comparées aux résultats théoriques. Cette étude présente un modèle de lubrification élastohydrodynamique de la bielle qui tient compte des effets d'inertie et des trous d'alimentation. L'effet de trous d'huile, à savoir un trou d'alimentation d'huile dans un palier et un orifice de jet d'huile, est considéré comme une condition aux limites dans la théorie de lubrification EHD. Les calculs de débit d'huile et du couple de frottement sont également inclus. Les auteurs présentent les orbites, les épaisseurs du film aux différentes vitesses, la pression maximale et la distribution de température dans le palier.

En 1999, Okamoto et al. [26] et les mêmes auteurs en 2000 [27] ont étudié l'effet de la largeur de tête de bielle et la largeur du palier sur le comportement d'un palier de tête de bielle d'un moteur diesel. Ils ont montré que la pression hydrodynamique, l'épaisseur du film, et la puissance dissipée dépendent de la largeur du palier.

Cho et al [28] en 1999 ont présenté une étude des effets thermiques sur l'épaisseur minimum du film d'huile dans un palier de tête de bielle. Ils ont comparé des résultats théoriques et expérimentaux. L'équation de l'énergie en régime transitoire est résolue. L'épaisseur minimale du film d'huile par cycle, déterminée en tenant compte des effets thermiques, est plus proche que celle obtenue en les négligeant.

Piffeteau en 1999 [29] et puis Piffeteau et al. en 2000 [30], Souchet et Piffeteau en 2001 [31] ont présenté un algorithme basé sur la méthode des éléments finis pour résoudre le problème thermoélastohydrodynamique dans un palier de tête de bielle soumis à un chargement dynamique. Cette modélisation est basée sur une description unidimensionnelle de l'écoulement du fluide et bidimensionnelle des déformations thermoélastiques. Les auteurs résolvent en même temps l'équation des films minces couplée à celle de l'élasticité et à l'équation de l'énergie dans le film et l'équation de la chaleur dans les solides. La température suivant la direction axiale du palier est supposée constante. Les phénomènes liés à la cavitation ne sont pas considérés. En 2001, Bonneau et Hajjam [32] ont développé un algorithme basé sur le modèle de JFO (Jakobson-Floberg et Olsson) et sur une discrétisation des équations par la méthode des éléments finis. Cet algorithme permet de définir les zones de rupture et de reformation du film lubrifiant dans les contacts élastohydrodynamiques. Les auteurs proposent

une équation de Reynolds modifiée capable de modéliser aussi bien les zones actives que les zones inactives du film. Les résultats présentés sont obtenus pour un palier d'une bielle de moteur de formule 1, dans des conditions sévères de fonctionnement.

En 2004, Michaud [35] a élargi le problème thermoélastohydrodynamique bidimensionnel à une modélisation tridimensionnelle dans le cas de paliers soumis à un chargement dynamique. Le modèle est développé en écrivant, l'équation de Reynolds bidimensionnelle dans les zones actives et inactives du film, les équations tridimensionnelles de l'énergie et de la chaleur pour calculer la pression et des températures dans le film et dans les solides.

En 2005, Fatu [36] a étudié les influences respectives des effets non-newtoniens et piezo-visqueux pour des paliers soumis à des conditions sévères de fonctionnement. Il a aussi mis au point deux modèles thermiques : le premier fournit une information 2D de la température dans le contact, quand le second plus élaboré, permet d'obtenir une information 3D de la température. Ainsi, il a comparé des résultats en utilisant le modèle EHD, deux modèles TEHD 3D avec et sans les effets non-newtoniens.

### **I.3. EUDES DES PALIERS MULTI-CORPS**

Le premier travail dédié à l'étude des paliers multi-corps a été présenté en 1982 par Pierre-Eugène [38] . C'est seulement pendant les dix dernières années que ce problème a été de nouveau abordé. Les modèles sont de plus en plus élaborés. Les études prennent en compte le serrage des vis d'assemblages ainsi que le glissement relatif à l'interface de contact.

Pierre-Eugène [38] a présenté en 1982 des résultats expérimentaux de la déformation d'un palier "maquette". Il a moulé une tête de bielle en élastomère silicone à deux composants. Le module d'élasticité du matériau composant la bielle est faible, la pièce se déforme après démontage et la géométrie du palier est modifiée par les contraintes internes au cours du temps. Pour éliminer les contraintes internes, un traitement thermique a été effectué. Dans cette étude, l'auteur a fait une comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats théoriques de trois formes de palier: une forme simple de type coussinet, une forme réelle en une partie, une forme réelle en deux parties assemblées par des boulons. Le couple de serrage appliqué sur chaque boulon est déterminé dans une étude sur l'effort de serrage limite et des déformations. La force de serrage minimale est calculée à partir des caractéristiques mécaniques et dimensionnelles des matériaux. La force de serrage maximale est fixée par la limite élastique du matériau employé en tenant compte des concentrations de contraintes au niveau du filetage. Le palier en deux parties est lubrifié par un lubrifiant isovisqueux. Pierre-Eugène a montré dans cette étude que lorsque le couple de serrage est plus important, la déformation de la bielle est plus élevée (Fig. I.2).

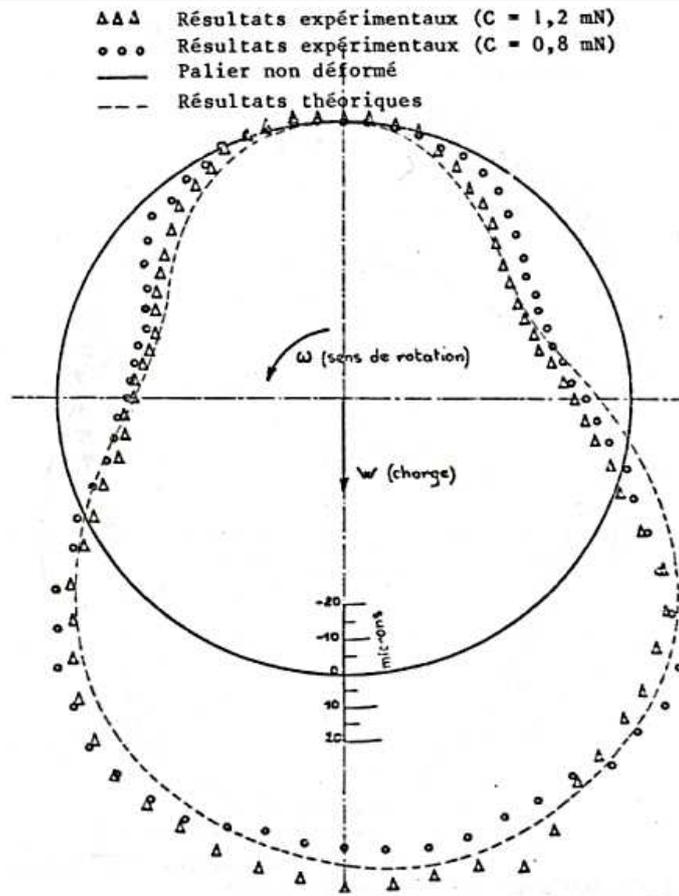


Fig. I.2. Comparaison sur la déformation du palier en deux parties soumis à une charge de 300N [38]

En 2001, Rebora et Stefani [39] ont étudié l'influence de la force de serrage des vis liant le chapeau et le corps du palier de tête de bielle d'un moteur thermique sur le comportement élastohydrodynamique. Ils ont utilisé la méthode des éléments finis et la méthode de Newton-Raphson pour résoudre des équations de Reynolds et l'équation d'équilibre de la charge. Les auteurs ont comparé différentes hypothèses : palier rigide, palier élastique sans pré-serrage et palier élastique pré-serré. La discrétisation par éléments finis de la bielle étudiée est représentée sur la (Fig. I.3).

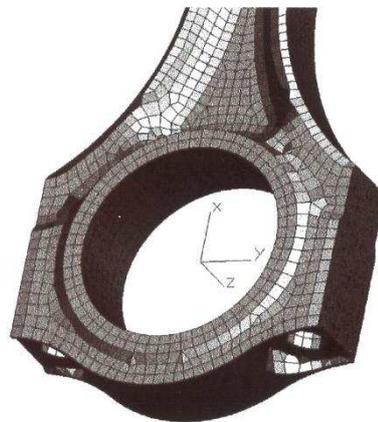


Fig. I.3. Modèle de FEM du palier de tête de bielle [39]

Dans cette étude, la bielle est considérée comme un monobloc et donc, la discontinuité de structure au plan de joint entre le chapeau et le corps est négligée. Deux types d'éléments ont été utilisés pour les maillages : des éléments isoparamétriques à 8-nœuds pour la discrétisation du film et 20-nœuds pour la discrétisation de la structure. Les auteurs montrent que, dans les régions très compliantes, comme le chapeau, l'élasticité du palier produit une croissance de l'épaisseur minimale du film quand la charge dynamique est dirigée vers ces régions. Si la déformation du palier devient plus importante, l'épaisseur minimale du film sera diminuée. En 2002, Stefani et Rebora [40] ont présenté une analyse par éléments finis d'un palier de tête de bielle d'un moteur diesel, utilisé dans la marine, soumis à une charge dynamique et une pré-charge des vis. La bielle est toujours considérée comme un solide mono-corps. En 2003, Stefani [41] a présenté une nouvelle étude des effets de la pré-charge et de l'inertie sur un palier de tête de bielle. Les problèmes visés sont les contraintes dans la bielle (Fig. I.4) et la déformation de la bielle soumise à la pré-charge ou au pré-serrage des vis (Fig. I.5).

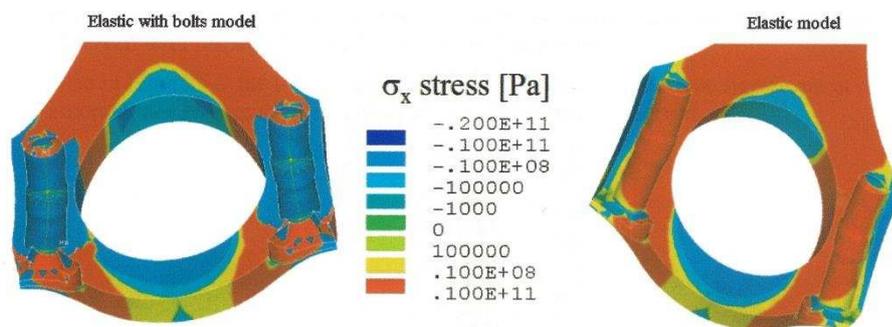


Fig. I.4. Contraintes dans la tête de bielle soumise au pré-serrage [41]

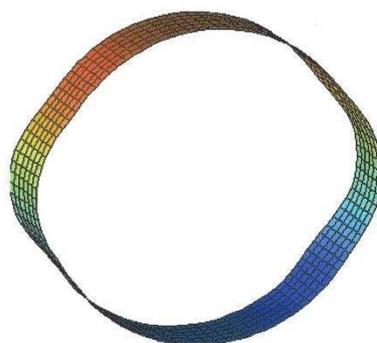


Fig. I.5. Déformation de la tête de bielle soumise à un pré-serrage [41]

En 2004, Stefani et Rebora [42] ont proposé un algorithme qui permet de modéliser l'ouverture et le glissement entre le chapeau et le corps de bielle. Il permet aussi d'analyser les effets des paramètres du film aux discontinuités à l'interface de contact. Cette méthode est utilisée pour analyser des paliers de moteur avec un modèle 3-dimensions. Cependant, elle donne de bons résultats si on utilise un modèle 2-dimensions. Le chapeau et le corps sont maillés séparément. A l'interface de contact du modèle, ils introduisent les éléments de contact point à point. A titre d'exemple, la déformation élastique du palier pour un angle de vilebrequin

de  $360^\circ$  avec un coefficient de frottement de 0,25 est calculée et présentée avec un facteur de grossissement de 75 sur la (Fig. I.6).

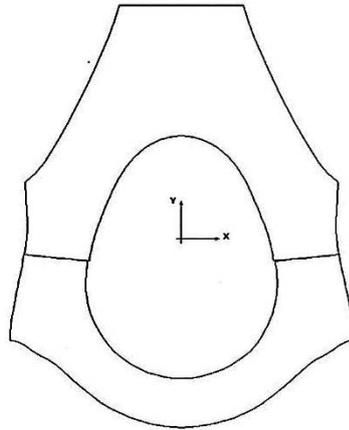


Fig. I.6. Déformation du palier pour un angle de  $360^\circ$  de vilebrequin [42]

La même année (2004), Wang et al. [43] présentent une étude du palier de tête de bielle composé d'un corps, de coussinets, de goujons et d'un axe du pied. Le calcul prend en compte la déformation initiale due au serrage des vis d'assemblage (Fig. I.7).

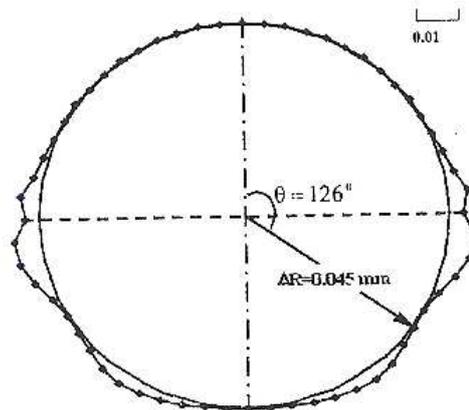


Fig. I.7. Forme initiale des coussinets soumis au serrage des vis [43]

Ils considèrent l'influence des effets inertie et la déformation globale de la bielle sur les paramètres de lubrification. Tous ces paramètres ont une influence non-négligeable dans l'étude des performances des paliers. Ils utilisent le logiciel Abaqus pour calculer la déformation élastique et les contraintes des surfaces de contact. Pendant le cycle de fonctionnement, la forme du coussinet inférieur est différente à la forme du coussinet supérieur (Fig. I.8).

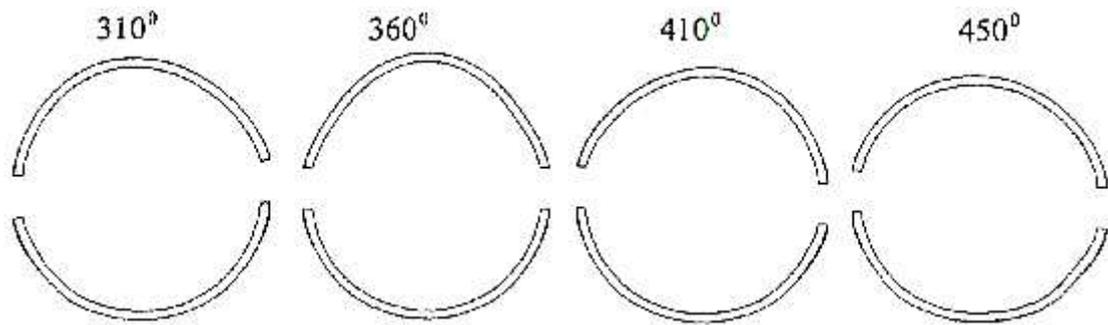


Fig. I.8. Formes des coussinets pendant un cycle de fonctionnement [43]

Dans une autre étude, les mêmes auteurs [44] déterminent les performances des paliers de tête de bielle avec des formes non-circulaires. Ils emploient la méthode des différences finies pour résoudre l'équation de Reynolds. L'orbite du centre de l'arbre, l'épaisseur du film et la pression dans le contact pendant le cycle de fonctionnement sont calculés et les résultats sont comparés entre un palier élastique et un autre rigide.

En 2002, Hoang [45] et Hoang et al. [46] ont présenté une modélisation expérimentale de la lubrification thermoélastohydrodynamique d'un palier maquette de tête de bielle, composé de 4 parties : la tête de bielle, le chapeau, et les deux goujons (Fig. I.9).. Cette étude a été développée par Souchet et al. [47] en 2004. Ce travail a complété et amélioré un montage existant pour pouvoir mesurer simultanément l'épaisseur du film, la pression dans le film lubrifiant, la température des différents éléments, et les efforts dans la partie centrale de la bielle. Les résultats expérimentaux ont été comparés aux résultats numériques donnés par un logiciel de calcul EHD (ACCEL :Analyse et Calcul des Contacts Elastiques Lubrifiés).



Fig. I.9. Tête de bielle de 4 parties en matériau PLM4 [45]

Cette étude a aussi montré qu'il apparaît des contraintes de serrage sous l'influence des vis. Ces contraintes s'ajoutent aux contraintes internes. Les champs des contraintes sous forme de franges d'isochrome ont été obtenus par photoélasticimétrie.

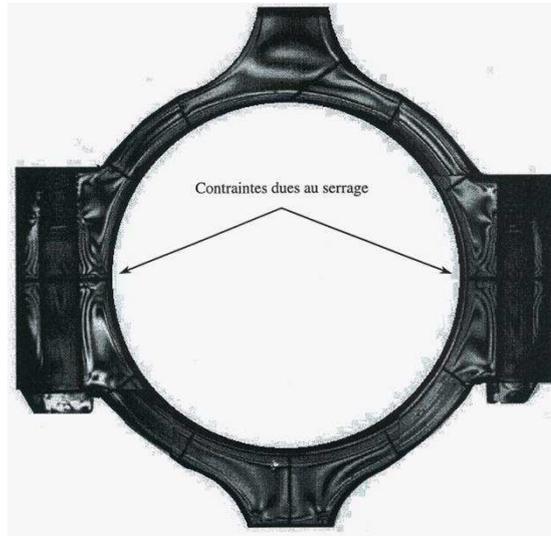


Fig. I.10. Champs d'isochrome du palier [45]

Pour prolonger les études expérimentales et numériques des paliers de tête de bielle plusieurs corps, une étude du plan de joint du palier de tête de bielle a été effectuée par Tran [48] en 2006 et Tran et al. [49] en 2007. Dans cette étude, Tran a utilisé la maquette développée par Hoang [45]. Un modèle numérique modélisant les quatre solides a été réalisé (Fig. I.11) et un algorithme numérique général a été développé pour calculer le glissement et l'ouverture dans le plan de joint.

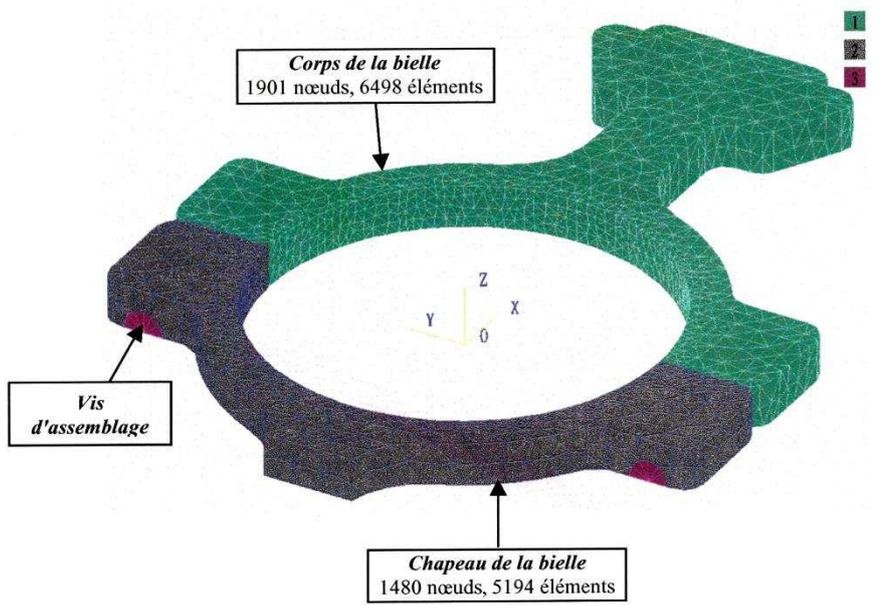


Fig. I.11. Modèle numérique du palier 4 solides [48]

Les deux problèmes traités sont le « problème normal » et le « problème tangentiel » dans la zone de contact entre le chapeau et le corps de bielle (plan de joint). Le « problème normal » du contact consiste à déterminer les zones ouvertes, les zones fermées et à calculer le champ de contraintes normales sur l'aire de contact et les déplacements normaux (Fig. I.12). Le « problème tangentiel » détermine les zones d'adhérence, les zones de glissement et calcule les contraintes tangentielles et les glissements relatifs.

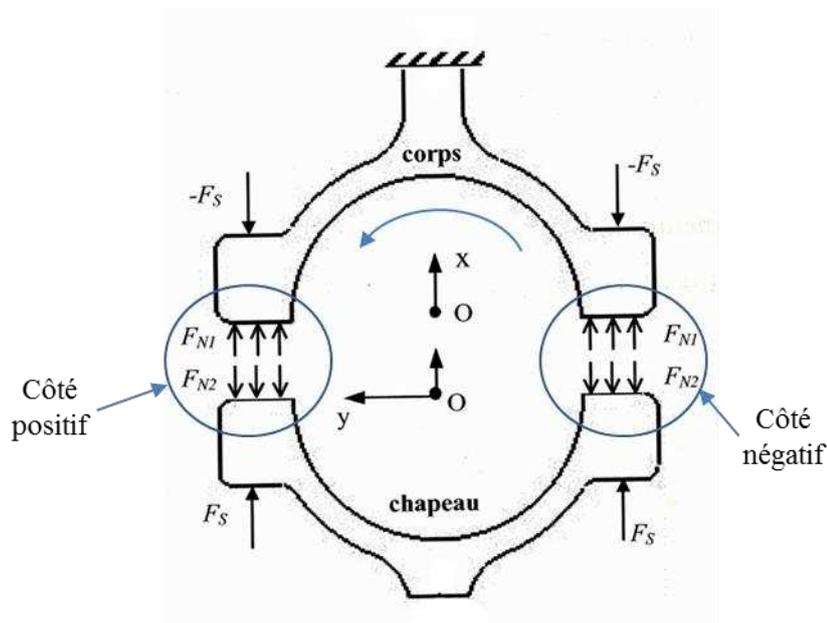


Fig. I.12. Forces appliquées dans le contact normal du plan de joint [48]

Pour valider le modèle numérique, des études expérimentales ont été effectuées. L'épaisseur du film d'huile et les discontinuités dans le plan de joint (l'ouverture et le glissement entre le corps et le chapeau de la bielle) sont déterminées par des méthodes de corrélation et traitement numérique des images.

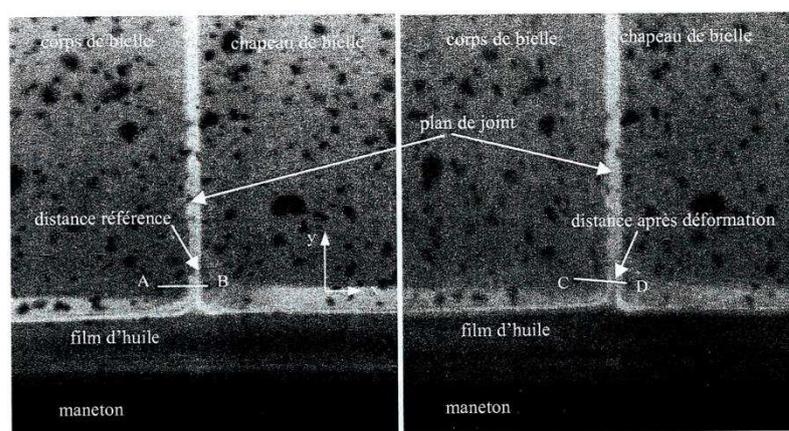


Fig. I.13. Discontinuités des déplacements dans le plan de joint [48]

Les valeurs de l'épaisseur, de l'ouverture et du glissement sont dépendants du serrage des vis. Les discontinuités de déplacement de la surface de contact sont très petites et sensibles aux conditions de fonctionnement. L'ouverture et le glissement de la surface de contact au côté positif sont plus importants qu'au côté négatif (cf. Fig. I.12). Ce phénomène peut être expliqué par le fait que le champ de pression prend en compte le sens de rotation et des charges plus élevées du côté positif de la bielle.

L'ouverture et le glissement augmentent avec l'accroissement de la vitesse de rotation et diminuent lorsque l'intensité de la pré-charge des vis est plus forte. Pour une pré-charge de vis faible, des discontinuités de déplacement sont stables pour une vitesse de rotation de 100 tours par minute et deviennent aléatoires lorsque les vitesses de rotation sont plus importantes. Ces

déplacements semblent donc augmenter avec la vitesse de rotation. Ce comportement instable peut être expliqué par une pré-charge insuffisante des vis, ce qui autorise des déplacements relatifs entre le corps et le chapeau au niveau de la surface de contact.

En 2006, Ligier et Antoni [50] ont étudié le phénomène du micro-glissement cumulatif dans le palier de tête de bielle. L'accumulation est obtenue par l'observation du micro-glissement à l'interface de contact des composants pendant le cycle de chargement. Ce phénomène est généré par la flexion des solides. Les auteurs ont proposé un modèle éléments finis 2D d'un coussinet et d'une tête de bielle (Fig. I.14a). Le contact entre le coussinet et le logement est modélisé en utilisant la loi de Coulomb "standard" et une loi de Coulomb modifiée, qui permet la prise en compte d'un micro-glissement dit élastique, justifié par une déformation élastique des rugosités en contact. (Fig. I.14b).

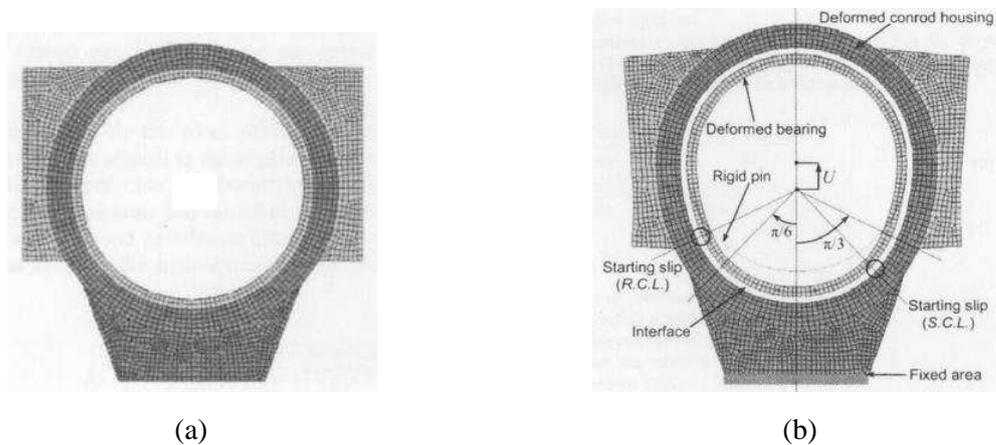


Fig. I.14. Modèle simplifié (a) et micro-glissement (b) du palier de tête de bielle [50]

En 2007, Antoni et al. [51] ont présenté une étude théorique de l'accumulation des glissements tangentiels relatifs à l'interface de contact de deux solides sous chargements cycliques. Le modèle étudié est un palier de tête de bielle de moteurs contemporains. Dans ce modèle, le coussinet peut tourner à l'intérieur du logement (Fig. I.15).

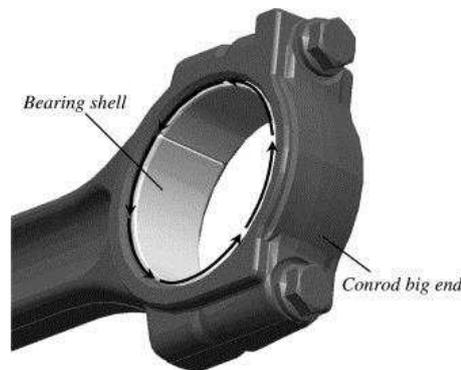


Fig. I.15. Micro-glissement cumulatif dans un palier de tête de bielle [51]

Antoni et al. montrent que le micro-glissement cumulatif entre les deux solides existe et dépend de la position circonférentielle de la charge tournante.

En 2008, Antoni et al. [52] ont présenté une étude du glissement relatif du contact entre deux solides circulaires. Dans cette étude un simple modèle à 2-dimensions de tête de bielle est

considéré. Il se compose de deux solides circulaires élastiques maintenus par contact avec frottement et par une précontrainte Le déplacement relatif des solides est analysé lorsque le solide interne, représentant le coussinet, est soumis à une charge concentrée radiale, rotative, et cyclique. Le solide externe, qui représente la tête de bielle, est fixée ponctuellement (Fig. I.16a). La charge radiale rotative représente la charge appliquée sur le maneton pendant un cycle moteur (Fig. I.16b).

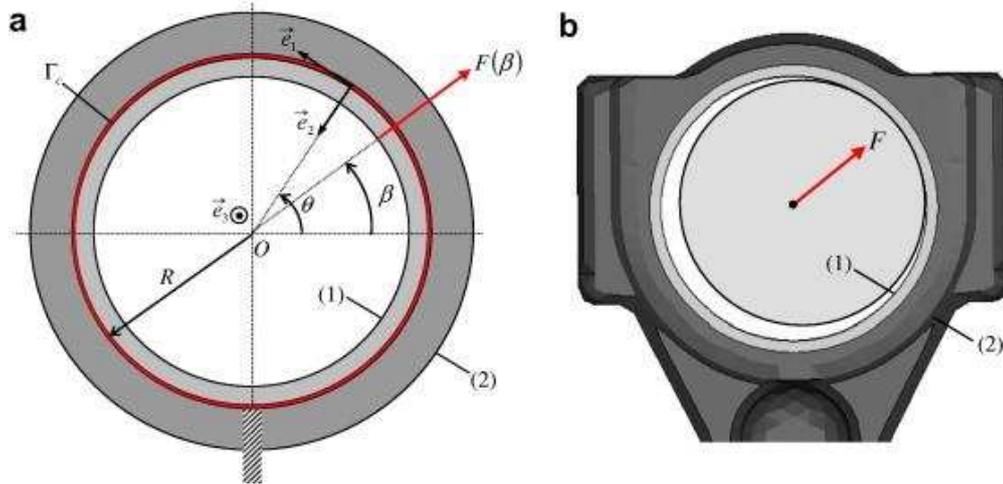


Fig. I.16. Contact des faisceaux circulaires (a) et modèle de tête de bielle (b) [52]

Ligier et Dutfoy en 2010 [53] et les mêmes auteurs en 2011 [54] [55] ont effectué des essais des bielles réelles pour étudier le grippage, l'usure et la tenue d'un coussinet de tête de bielle. Parallèlement à des travaux sur banc d'essai, les auteurs ont réalisé des simulations numériques (Fig. I.17).

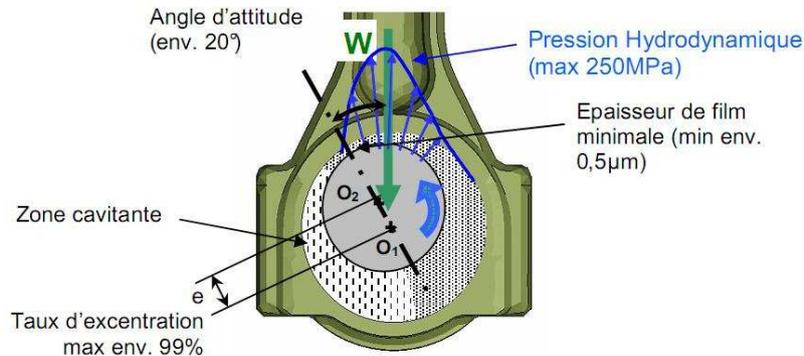


Fig. I.17. Schéma d'une tête de bielle [54]

Ils ont pu montrer que pour un régime de rotation faible les efforts d'inertie sont négligeables. Les contraintes dans le palier et le glissement du coussinet à l'intérieur du logement sous l'effet de la charge appliquée sont mis en évidence (Fig. I.18) et (Fig. I.19).

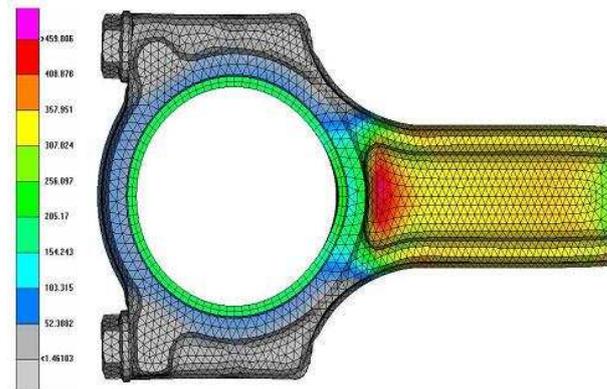


Fig. I.18. Contrainte de chargement de la bielle [55]

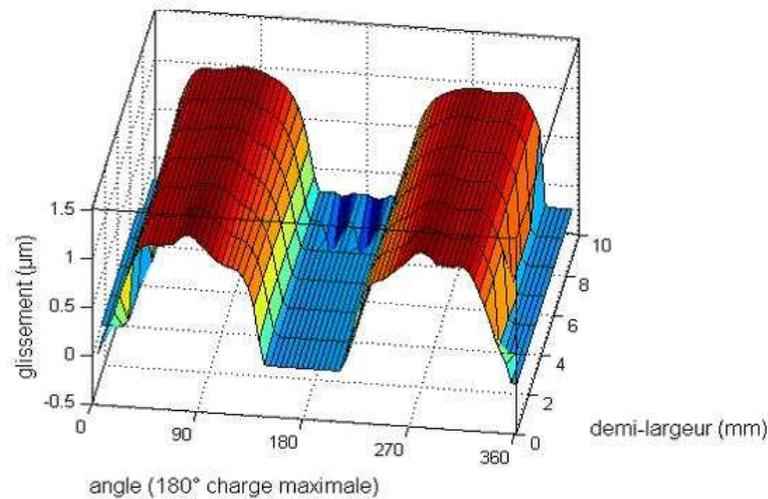


Fig. I.19. Glissement relatif [55]

#### I.4. CONCLUSION

Les études théoriques sur les paliers de tête de bielle prennent en compte des conditions aux limites et des conditions de fonctionnement de plus en plus proche des conditions réelles. Beaucoup d'études expérimentales ont été effectuées pour valider les modèles numériques.

Dans certaines modélisations, les composants sont considérés comme des solides totalement rigides. Il n'y a pas d'effet de la déformation sur l'épaisseur du film d'huile et sur la pression dans le contact. Dans les études élastohydrodynamique (EHD) et thermoélastohydrodynamique (TEHD), on prend en compte l'effet des déformations élastiques des pièces sur le comportement du palier. Les études précédentes ont montré que l'épaisseur du film et la pression dans le film lubrifiant sont influencées par la déformation élastique du palier, par l'effet thermique et par le comportement piézo-visqueux du lubrifiant. La modélisation correcte des phénomènes de rupture de film et reformation est aussi un élément très important.

Dans les paliers mono-corps, on a défini l'orbite du centre de l'arbre, l'épaisseur et la pression du film d'huile dans les cas où ils fonctionnent sous un chargement statique ou un

chargement dynamique. On a défini aussi la déformation du coussinet dans le cycle de fonctionnement. Différent des paliers mono-corps, les paliers composés de plusieurs corps prennent en compte le problème de contact entre les différents solides. Il y a des modèles numériques utilisant une décomposition de la bielle en deux ou quatre solides. Différentes caractéristiques ont été modélisées : l'ouverture et le glissement du plan de joint entre le chapeau et le corps de bielle, le micro-glissement relatif entre le coussinet et le logement, la forme des coussinets dans le cycle de fonctionnement du moteur, ... On note aussi que le serrage des vis provoque des contraintes initiales dans les solides et le changement de la forme du coussinet.

Dans les études théoriques du comportement de la lubrification EHD, THD, TEHD des paliers, l'algorithme le plus utilisé est l'algorithme de Newton-Raphson. Pour résoudre l'équation de Reynolds, les méthodes choisies le plus souvent sont la méthode des éléments finis ou/et celle des différences finies.

Dans la littérature, le contact entre le dos du coussinet et le logement n'est pas souvent abordé.

Nous disposons aujourd'hui d'un logiciel très performant (ACCEL), permettant le calcul TEHD des paliers de tête de bielles. Cependant, ce logiciel ne permet pas la modélisation multi-corps. Le but de ce travail est de réaliser le couplage entre ACCEL et un second logiciel (ABAQUS) permettant la modélisation du contact unilatéral, avec frottement, entre les coussinets et le corps de bielle.



## Chapitre II. COUPLAGE NUMERIQUE ENTRE LES LOGICIELS ACCEL ET ABAQUS

### II.1. INTRODUCTION

Les paliers de tête de bielle des moteurs d'automobile comprennent deux contacts différents : un contact lubrifié hydrodynamique entre les coussinets et le vilebrequin et un contact sec entre le dos des coussinets et le logement (Fig. II.1).

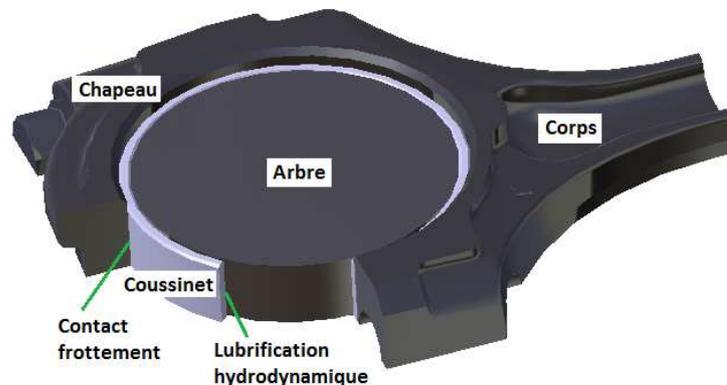


Fig. II.1. Différents contacts d'un palier composé

Le premier contact est résolu en employant les théories d'un palier hydrodynamique de longueur finie. Ce palier est rigide ou élastique, soumis à un chargement statique ou dynamique et lubrifié par un lubrifiant iso-visqueux ou piezo-visqueux,...

Le deuxième contact est résolu en considérant la loi de frottement de Coulomb. La méthode des éléments finis est souvent utilisée pour calculer des liaisons de ce type de contact.

Malgré l'existence de différents logiciels, il n'existe pas de logiciel permettant de résoudre ces deux contacts ensemble. Un couplage entre plusieurs logiciels pour effectuer un calcul total est donc nécessaire. Dans ce chapitre, nous présentons une description de deux logiciels (ACCEL et ABAQUS) et une méthode de couplage entre les deux.

La première partie de ce chapitre est dédiée à la présentation des modèles utilisés pour prédire le comportement d'un palier lubrifié. Ces modèles sont intégrés dans le logiciel ACCEL. La partie suivante présente la théorie utilisée pour résoudre un contact avec frottement. La dernière partie est dédiée à la présentation du couplage, entre ACCEL et le logiciel ABAQUS, utilisé pour traiter le contact coussinets/bielles.

## II.2. MODELISATION D'UN PROBLEME EHD

Le film d'huile entre deux surfaces de contact lubrifiées joue un rôle très important. Il permet de diminuer le cisaillement, le frottement et donc la température du contact. Dans les mouvements de rotation à grandes vitesses, le film d'huile peut séparer totalement les deux surfaces en contact. Dans ces cas, il n'y a aucun frottement sec entre les surfaces : on parle d'un régime de lubrification hydrodynamique.

Les pressions hydrodynamiques engendrent des déformations élastiques des parois qui changent l'épaisseur de film : c'est la lubrification élastohydrodynamique (EHD). De plus, la température provoque d'une part la diminution de la viscosité, le fluide est donc moins porteur, et d'autre part des déformations thermiques des pièces en contact. Si cet effet est également pris en compte dans la modélisation, on parle de lubrification thermo-élastohydrodynamique (TEHD).

La résolution d'un problème TEHD nécessite la détermination simultanée du champ de pression existant dans le film, du champ de température, et des variations d'épaisseur de film qui sont engendrées par ces pressions et températures.

Les équations qui doivent être résolues simultanément sont :

- le comportement hydrodynamique : les champs de pression hydrodynamique du fluide dans le contact ainsi que la localisation des zones actives et inactives dans le contact sont calculées à l'aide de l'équation de Reynolds ;
- le comportement thermique : les champs de température sont définis par les équations au sein du fluide et dans les solides au contact du film ;
- l'équilibre de la charge : la trajectoire de l'arbre est définie en se basant sur l'équation de la dynamique dans le palier;
- la géométrie du film d'huile : l'épaisseur du film est déterminée en considérant les déformations élastiques et thermiques des surfaces en contact.

Les difficultés rencontrées dans l'analyse de la lubrification (EHD, TEHD) d'un palier de tête de bielle comprennent le problème de non-linéarité, la complication due au problème thermique et la variation du chargement appliqué.

La non-linéarité est une première grande difficulté rencontrée dans le calcul du palier. Par exemple, la pression hydrodynamique régnant dans le film d'huile entraîne des déformations élastiques des surfaces en contact qui engendrent une modification de l'épaisseur du film ; cette modification entraîne alors un changement du champ de pression.

La résolution de l'équation de Fourier est une deuxième difficulté car elle est aussi non linéaire. En effet d'une part cette équation est directement en relation avec les gradients de pression par l'intermédiaire des composantes de la vitesse des particules du fluide et d'autre part la viscosité fait intervenir la température lors du traitement de l'équation de Reynolds.

Le chargement dynamique provoque une troisième difficulté. Lorsque les paliers de tête de bielle fonctionnent en régime dynamique, la charge appliquée varie en module et en direction; la trajectoire de l'arbre à l'intérieur du coussinet est une inconnue du problème et dépend des champs de pression et d'épaisseur de film dans le palier.

Dans cette étude nous allons réduire notre étude à un problème EHD. Ainsi, par la suite, nous allons présenter :

- l'équation de Reynolds reliant les champs de pression et de remplissage au champ d'épaisseur,
- l'équation de l'équilibre de l'arbre reliant les champs de pression aux charges appliquées,
- l'équation de l'élasticité reliant les champs de pression au champ de déformations des solides.

### II.2.1. Equations de Reynolds

L'équation de Reynolds est l'équation de base pour la résolution du problème hydrodynamique. Elle permet de déterminer les caractéristiques d'un écoulement en film mince visqueux. Elle est donc utilisée pour modéliser le comportement d'un palier hydrodynamique. Cette équation est déduite des équations de Navier-Stokes et de continuité, en tenant compte d'un certain nombre d'hypothèses restrictives qui permettent d'établir l'équation généralisée de la mécanique des films minces visqueux ([2] , [56] ):

- le milieu est continu,
- le fluide est newtonien c'est-à-dire que la contrainte de cisaillement est proportionnelle au taux de cisaillement ; la viscosité dynamique  $\mu$  peut varier avec la pression et/ou la température,
- l'écoulement est laminaire,
- les forces massiques extérieures sont négligeables,
- les forces d'inertie au sein du film lubrifiant sont négligeables,
- il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact,
- les rayons de courbure des parois sont grands par rapport à l'épaisseur moyenne du film.

La figure (Fig. II.2) représente un contact entre deux parois (1) et (2), dans le repère Oxyz.

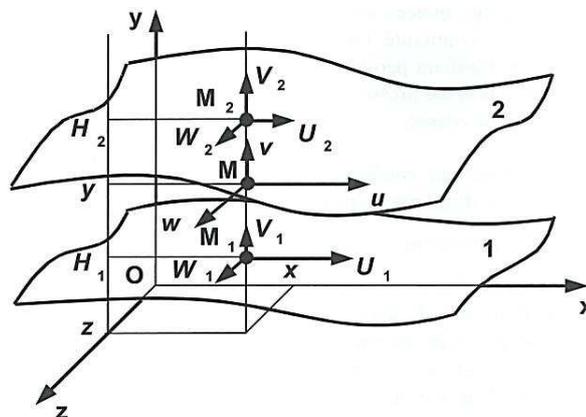


Fig. II.2. Système d'axes générale [56]

$M, M_1, M_2$  sont respectivement un point dans le film et deux sur chaque paroi (1) et (2) du contact ;  $u, U_1, U_2, v, V_1, V_2, w, W_1, W_2$  sont respectivement les composantes de la vitesse des points  $M, M_1, M_2$  selon les directions  $x, y, z$  ;  $H_1, H_2$  sont respectivement les hauteurs des parois (1) et (2) selon l'axe  $y$ .

Les composantes de la vitesse et la pression au point  $M$  sont fonctions de la position du point et du temps, et donc notées respectivement  $u(x, y, z, t), v(x, y, z, t), w(x, y, z, t)$  et  $p(x, y, z, t)$ . En posant la vitesse  $V_1$  de la paroi 1 suivant la direction  $y$  comme nulle, et en admettant que la masse volumique et la viscosité soient constantes selon l'épaisseur du film, l'équation de Reynolds s'écrit comme ci-dessous [55] :

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

où  $p$  est la pression hydrodynamique ;  $\rho$  la masse volumique du fluide ;  $U_1$  et  $U_2$  sont respectivement les vitesses suivant la direction  $x$  des parois 1 et 2 ;  $W_1$  et  $W_2$  sont respectivement les vitesses suivant l'axe  $z$  des parois 1 et 2 ;  $V_2$  est la vitesse relative suivant la direction  $y$  de la paroi 2 à la paroi 1 (Fig. II.3);  $h$  est l'épaisseur de film,  $t$  est la variable de temps et  $\mu$  est la viscosité dynamique.

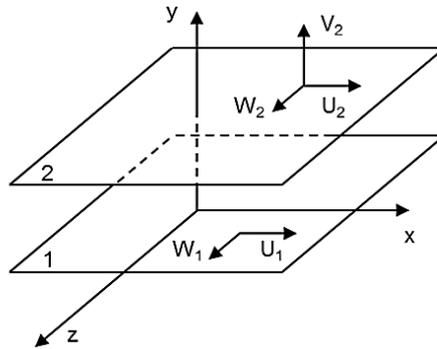


Fig. II.3. Vitesses des parois en repère cartésien

En considérant les vitesses  $W_1$  et  $W_2$  nulles suivant la direction axiale du palier ( $z$ ) et en plaçant l'origine du système d'axes sur une de deux parois de contact dont l'axe  $x$  est la direction circonférentielle et l'axe  $y$  est la direction radiale, le palier peut être développé comme sur la figure ci-dessous (Fig. II.4) :

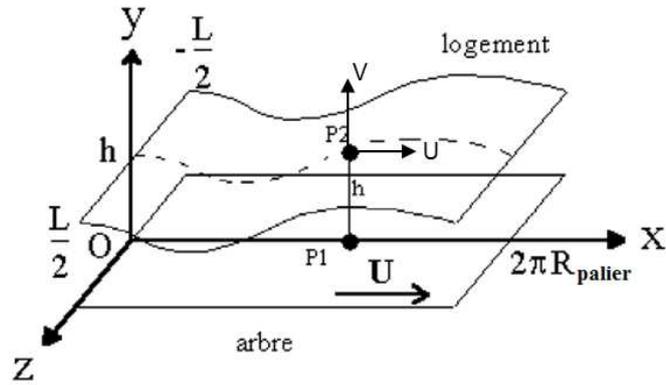


Fig. II.4. Système d'axes du palier développé [36]

Dans ce système, on pose  $U, V$  comme les vitesses relatives suivant l'axe  $x$  et  $y$  du logement par rapport à l'arbre ;  $L$  est la largeur du palier.

On suppose que la masse volumique est constante suivant l'épaisseur  $h$ . Dans le cas d'un fluide incompressible iso-visqueux, la masse volumique peut être éliminée. L'équation de Reynolds (Eq. II.1) prend alors la forme simplifiée suivante [32] :

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

où  $p$  est la pression hydrodynamique ;  $h$  est l'épaisseur de film ;  $U$  est la vitesse relative suivant l'axe  $x$  ;  $t$  est le temps et  $\mu$  est la viscosité dynamique.

Cette équation permet de définir simplement les champs de pressions dans un palier rigide (Fig. II.5).

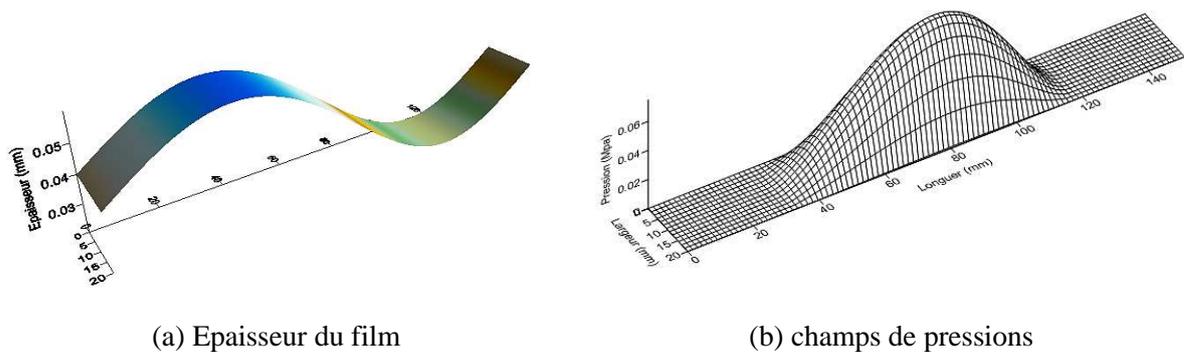


Fig. II.5. Palier rigide

Dans le film lubrifiant des paliers hydrodynamiques, il existe globalement deux types de zones:

- les 'zones actives' où le fluide occupe la totalité de l'espace entre les parois du contact; les surfaces sont séparées par de l'huile sous pression ;
- les 'zones inactives' où le fluide occupe une partie de l'espace entre les parois du contact; les surfaces sont séparées par un mélange d'huile et de gaz.

Dans les zones inactives, la pression hydrodynamique est constante et égale à la pression de cavitation ou à la pression ambiante. L'équation (Eq. II.2) devient alors:

$$U \frac{\partial(\rho_m h)}{\partial x} + 2 \frac{\partial(\rho_m h)}{\partial t} = 0 \quad \text{Eq. II.3}$$

où  $\rho_m$  est la masse volumique du mélange homogène de fluide et de gaz [56] .

En considérant la variable de remplissage  $= \frac{\rho_m h}{\rho}$ , où  $\rho$  est la masse volumique du fluide, l'équation (Eq. II.3) s'écrit :

$$U \frac{\partial r}{\partial x} + 2 \frac{\partial r}{\partial t} = 0 \quad \text{Eq. II.4}$$

Afin de traiter simultanément des zones actives et inactives dans le palier, on peut regrouper les équations (Eq. II.2) et (Eq. II.4) en une seule en utilisant une variable universelle  $D$ . Cette méthode est proposée par Bonneau et Hajjam [32] :

$$F \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial D}{\partial x} \right) + F \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial D}{\partial z} \right) = U \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} + (1 - F) \left( U \frac{\partial D}{\partial x} + 2 \frac{\partial D}{\partial t} \right) \quad \text{Eq. II.5}$$

où  $F$  est un coefficient dépendant de la zone du film :

- Pour les zones actives, la pression s'établit et s'équilibre avec la charge appliquée :

$$\begin{cases} D = p - p_{ref} \\ F = 1 \end{cases} \quad \text{Eq. II.6}$$

où  $p_{ref}$  est la pression de référence égale à la pression de cavitation ou de séparation. Cette pression est toujours inférieure à la pression  $p$  dans le film, c'est-à-dire si  $p > p_{ref}$  alors  $D \geq 0$ .

- Pour les zones inactives, la loi de conservation du débit massique est appliquée :

$$\begin{cases} D = r - h \\ F = 0 \end{cases} \quad \text{Eq. II.7}$$

Dans la zone inactive, la masse volumique du mélange  $\rho_m$  ne peut pas être supérieure à la masse volumique  $\rho$  du fluide, c'est-à-dire si  $\frac{\rho_m}{\rho} \leq 1$  alors  $r = \frac{\rho_m h}{\rho} \leq h$  et  $D \leq 0$ .

### II.2.2. Conditions aux limites

La détermination des champs de pression hydrodynamique dans le film lubrifiant implique la connaissance des pressions aux frontières du domaine de résolution. Les conditions aux limites utilisées pour résoudre l'équation de Reynolds sont basées sur la séparation des zones actives et inactives. Dans les zones actives  $\Omega$ , la pression s'établit et s'équilibre avec la charge appliquée. Dans les zones inactives  $\Omega_o$ , la pression hydrodynamique est constante et

égale à la pression de cavitation ou à la pression ambiante selon qu'il y ait cavitation ou séparation.

La figure (Fig. II.6) présente les différentes zones dans un palier développé. La frontière de passage de la zone active  $\Omega$  à la zone inactive  $\Omega_0$  est notée  $\Omega^-$ . Celle de la zone inactive  $\Omega_0$  à la zone active  $\Omega$ , est notée  $\Omega^+$ . Pour une même ordonnée  $y$ , il existe un point de rupture de film à  $x_r$  et un point de reformation située à  $x_f$ .

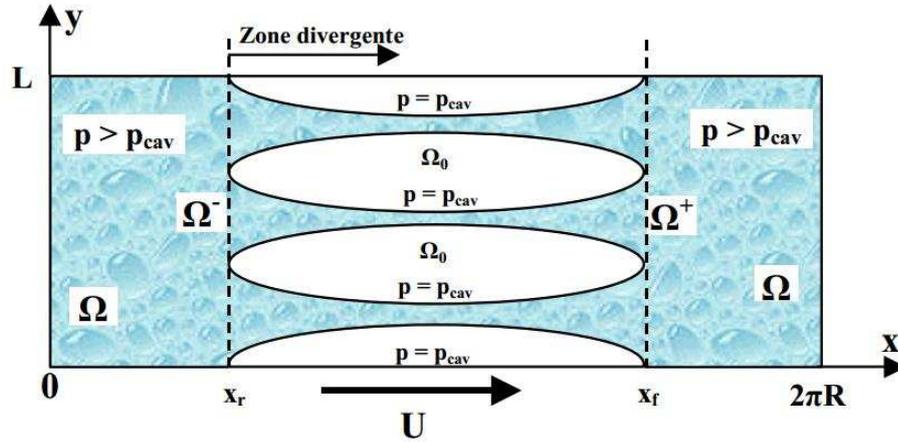


Fig. II.6. Zones actives  $\Omega$  et zones inactives  $\Omega_0$  du palier développé [36]

Les conditions de limite appliquées pour résoudre l'équation de Reynolds sont :

- sur les frontières en contact avec l'extérieur ( $y=0$  et  $y=L$ ) :  
 $p = p_0$ , où  $p_0$  est la pression ambiante extérieure,
- sur les frontières  $x = 0$  et  $x = 2\pi R$ :

$$D_{x=0,z} = D_{x=2\pi R,z}, \text{ soit une continuité de la fonction } D,$$

- les conditions de Reynolds pour les frontières de rupture et de reformation de film sont :

$$p = p_{cav} ; \left. \frac{\partial p}{\partial n} \right|_{(x,z)=(x_r,z_r)}^- = 0, \text{ où } p_{cav} \text{ est la pression de cavitation et } \vec{n} \text{ est la normale à la frontière entre les zones active et inactive.}$$

- la conservation du débit massique sur les frontières de rupture  $\Omega^-$ :

$$(r-h)|_{x_r}^+ - \frac{2(r-h)}{U} \Big|_{x_r}^+ V(\Omega^-) = 0 \quad \text{Eq. II.8}$$

- la conservation du débit massique sur les frontières de reformation  $\Omega^+$ :

$$\frac{h^3}{6\mu U} \frac{dp}{dx} \Big|_{x_f}^- + (r-h)|_{x_f}^- - \frac{2(r-h)}{U} \Big|_{x_f}^- V(\Omega^+) = 0 \quad \text{Eq. II.9}$$

où  $V(\Omega^-)$  et  $V(\Omega^+)$  sont respectivement les vitesses des frontières de rupture et de reformation du film d'huile.

### II.2.3. Equations de l'équilibre de la charge

Le chargement appliqué sur les paliers de tête de bielles de moteur thermique est dynamique. Son module et sa direction sont variables à tout instant. Un cycle de chargement d'un moteur 4 temps s'établit sur une rotation de  $720^\circ$  du vilebrequin. Le pic de charge se situe vers un angle de vilebrequin de  $360^\circ$  ce qui correspond à la phase d'explosion du moteur qui engendre une forte compression de la bielle. Un exemple du diagramme de charge est présenté dans la figure ci-dessous (Fig. II.7).

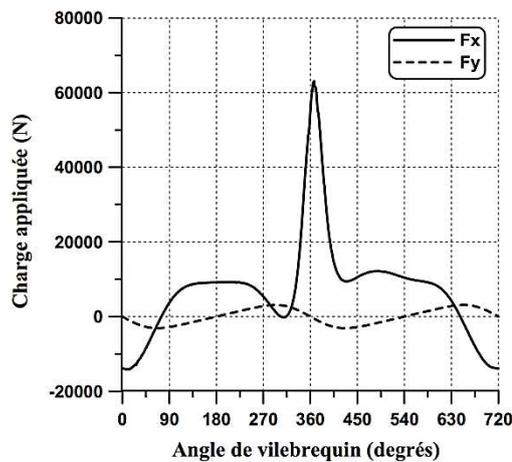


Fig. II.7. Diagramme de charge appliquée sur un palier de tête de bielle [36]

A chaque instant du cycle de fonctionnement, les charges appliquées au système et sur chacune de ses différentes composantes sont équilibrées. Les charges appliquées sont :

- la force  $\vec{F}_p$  résultant du champ de pression hydrodynamique exercée dans le film lubrifiant,
- la force  $\vec{F}_{ext}$  comprenant les forces appliquées au niveau du palier ainsi que les forces d'inertie des pièces.

En négligeant la contrainte de cisaillement entre le fluide et les parois, la somme des forces peut s'écrire par l'équation suivante :

$$\vec{F}_{ext} + \vec{F}_p = \vec{F}_{ext} + \iint_S p \vec{n} ds = \vec{0} \quad \text{Eq. II.10}$$

où  $p$  est la pression régnant dans le film et  $\vec{n}$  est la normale intérieure à la zone  $ds$  de la surface  $S$ .

En considérant un palier non-aligné sous charge dynamique dont le logement est immobile, le déplacement du centre de l'arbre est très petit par rapport à son rayon, les équations d'équilibre de la charge de l'arbre projetées dans les deux directions  $x$  et  $y$ , sont :

$$\begin{cases} \iint_S p \cos\theta \, ds - F_x = 0 \\ \iint_S p \sin\theta \, ds - F_y = 0 \end{cases} \quad \text{Eq. II.11}$$

où  $F_x$  et  $F_y$  sont les résultantes des forces extérieures définies par le diagramme de charge.

La trajectoire du centre de l'arbre du palier de tête de bielle déformable d'un moteur thermique à 4 temps sous chargement dynamique est présentée sur la figure ci-dessous (Fig. II.8) :

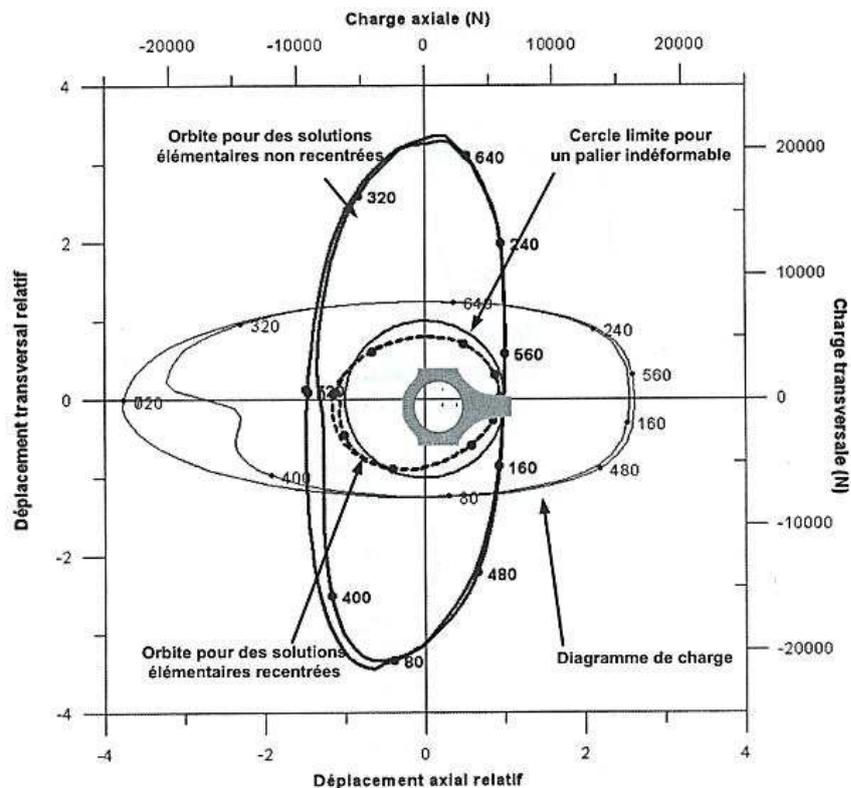


Fig. II.8. Charge appliquée sur le palier de tête de bielle et trajectoire du centre de l'arbre [56]

#### II.2.4. Epaisseur du film lubrifiant

Dans un palier circulaire, il y a toujours un jeu radial  $C = R_c - R_a$ , où  $R_c$  et  $R_a$  sont respectivement les rayons du coussinet et de l'arbre. A chaque instant  $t$  du fonctionnement, les coordonnées suivant  $x$  et  $y$  du centre de l'arbre  $O_a$  par rapport au centre du coussinet  $O_c$  sont  $e_x$  et  $e_y$  (Fig. II.9).

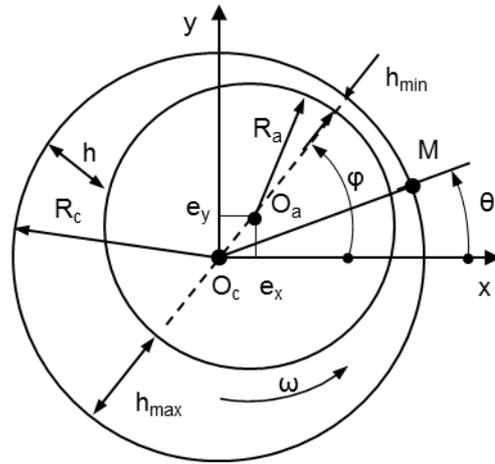


Fig. II.9. Section droite du palier circulaire rigide

L'épaisseur du film  $h_0$  au point  $M$  d'un palier rigide est définie par l'expression suivante :

$$h_0(\theta, z, t) = C - e_x \cos \theta - e_y \sin \theta \quad \text{Eq. II.12}$$

où  $\theta$  est la position angulaire du point  $M$ ,  $z$  est la coordonnée de la section.

$\theta = x/R$ , où  $x$  est la coordonnée circonférentielle et  $R$  le rayon moyen du palier (Fig. II.10).

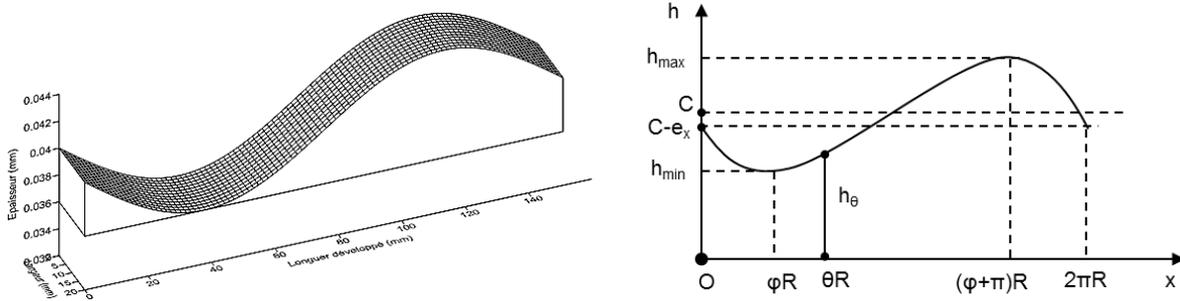


Fig. II.10. Epaisseur d'un palier rigide développé

On note que  $e$  et  $\varepsilon = e/C$  sont respectivement l'excentricité et l'excentricité relative entre les centres de l'arbre  $O_a$  et du coussinet  $O_c$  ( $e < C$ ).

$$\begin{cases} h_{min} = C - e \\ h_{max} = C + e \end{cases}$$

Les excentricités relatives suivant les directions  $x$  et  $y$  sont :

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{e_x}{C} \\ \varepsilon_y = \frac{e_y}{C} \end{cases}$$

l'équation (Eq. II.12) s'écrit alors :

$$h_0(\theta, z, t) = C (1 - \varepsilon_x \cos \theta - \varepsilon_y \sin \theta) \quad \text{Eq. II.13}$$

En prenant en compte les déformations élastiques et thermiques des surfaces en contact, l'épaisseur totale du film lubrifiant dans le cas d'un problème TEHD peut s'écrire :

$$h(\theta, z, t) = h_0(\theta, z, t) + h_e(\theta, z, t) + h_T(\theta, z, t) \quad \text{Eq. II.14}$$

où :

- $h_0(\theta, z, t)$  est l'épaisseur du film pour le cas d'un palier rigide,
- $h_e(\theta, z, t)$  est la déformation élastique des solides engendrée par les pressions hydrodynamiques dans le film d'huile et les effets inertiels [21] ,
- $h_T(\theta, z, t)$  est la déformation due à la dilatation thermique des solides.

#### II.2.4.1. Déformations élastiques

Les déformations des solides du palier (du logement et de l'arbre) sont liées à deux origines différentes. La première origine est le champ de pression hydrodynamique dans le film et la deuxième est l'effet inertiel du au mouvement.

Pour calculer les déformations élastiques dues à la pression hydrodynamique on utilise la technique des matrices de souplesse par la méthode des éléments finis (MEF). Les déformations élastiques de la paroi du film au niveau du coussinet dues aux champs de pression s'obtiennent à partir de la relation :

$$\{d_e\} = [S]\{p\} \quad \text{Eq. II.15}$$

où  $\{d_e\}$  est le vecteur des déformations élastique,  $\{p\}$  est le vecteur des pressions aux nœuds,  $[S]$  est la matrice de souplesse (ou de compliance) [56] .

Dans le cadre de ce travail, l'arbre est considéré comme un solide indéformable et uniquement l'élasticité du coussinet a été prise en compte. Le déplacement radial d'un point situé sur une surface de contact dépend de toutes les forces qui s'appliquent sur tous les autres points de cette même surface. Pour déterminer le déplacement radial de tous les nœuds du maillage d'une surface on a calculé la matrice de compliance  $[C]$  en appliquant successivement des forces unitaires en chacun des  $n$  nœuds de la surface de la structure en contact avec le film. Le déplacement d'un nœud  $j$  est déterminé par une combinaison linéaire de toutes ces solutions élémentaires. L'épaisseur du film résultant de la déformation élastique en un nœud  $j$  est donnée par l'expression suivante :

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

où  $C(j, k)$  est le déplacement normal du nœud  $j$  du à une force unitaire normale appliquée en nœud  $k$ . Le vecteur des forces appliquées  $f_k$  en nœud  $k$  est déterminé par

l'intégration du champ de pression hydrodynamique du film. Les conditions aux limites choisies dans le calcul des matrices de compliance dépendent du paramètre géométrique de la bielle étudiée et des conditions réelles de fonctionnement du palier.

A cause de la haute vitesse de rotation du vilebrequin, la bielle est soumise à un effet inertiel non négligeable. La force d'inertie s'applique sur toute la structure de la bielle pour chaque angle  $\alpha$  et pour chaque cas de vitesse unitaire de rotation  $d\omega$ . Les déformations élastiques  $h_j(\alpha)$  au point  $j$  dues aux forces inertielles sont calculées à partir de l'expression de la position d'un point de la structure et de la position angulaire du vilebrequin :

$$h_j(\alpha) = \delta_j(\alpha)\omega^2 \quad \text{Eq. II.17}$$

où  $\delta_j(\alpha)$  est le déplacement radial du nœud  $j$  du à la force d'inertie à l'angle  $\alpha$  du vilebrequin.

La déformation élastique des solides engendrée par les pressions hydrodynamiques dans le film d'huile et les forces d'inertie au nœud  $j$  est donc :

$$h_{ej}(\alpha) = \sum_{k=1}^n C(j, k) f_k + \delta_j(\alpha)\omega^2 \quad \text{Eq. II.18}$$

#### II.2.4.2. Température de fonctionnement du palier

Pour calculer la température de fonctionnement du palier on utilise le modèle thermique "global". Ce modèle ne permet d'obtenir qu'une température moyenne et approximative pour le palier, sans savoir où se trouve le point le plus chaud ou comment évolue le champ local thermique du film.

La température moyenne du palier est déterminée en appliquant une méthode du bilan énergétique global [57] Cette méthode est basée sur l'équilibre entre d'une part la quantité de chaleur entrant dans le domaine occupé par le fluide et créée au sein du film par le cisaillement et d'autre part la chaleur évacuée sur la durée d'un cycle du moteur.

En négligeant des entrées de lubrifiant par les bords du palier, à la fin du chaque cycle de rotation, la nouvelle température du palier est donnée par l'expression :

$$T_p = T_{alim} + \frac{f_T P_l}{Q \rho C_p} \quad \text{Eq. II.19}$$

où  $T_{alim}$  est température du fluide d'alimentation,  $f_T$  est le coefficient qui définit le pourcentage de la chaleur évacué par le lubrifiant,  $P_l$  est la puissance dissipée pendant le cycle,  $Q$  est le débit de fuite,  $\rho$  est la masse volumique et  $C_p$  est la chaleur massique du fluide.

#### II.2.5. Formulation numérique du problème EHD

Les équations d'un problème EHD ont été présentées dans les paragraphes précédents. Ce sont des équations aux dérivées partielles qui ne peuvent pas être traitées par des méthodes

analytiques. Il existe différentes méthodes numériques qui peuvent résoudre ce type d'équations comme la méthode des différences finies ou la méthode des éléments finis. Dans les formulations ci-dessous, la méthode des éléments finis est utilisée.

### II.2.5.1. Formulation de l'équation de Reynolds

Dans un palier hydrodynamique, les champs de pression qui s'exercent sur les surfaces élastiques et les formes du film lubrifiant sont interdépendants. L'épaisseur  $h$  du film doit alors être déterminée en même temps que la pression hydrodynamique. La non connaissance a priori de la localisation des zones actives et inactives du film conduit à la définition de deux problèmes distinctes qui seront résolus alternativement jusqu'à la convergence des résultats :

- Problème 1 (P1) : L'épaisseur du film est connue, la localisation des zones actives et inactives doit être déterminée ;
- Problème 2 (P2) : La localisation des zones actives et inactives est connue, les champs de pression et l'épaisseur de film sont recherchés.

Ces deux problèmes peuvent s'insérer dans un même problème dans le cas non stationnaire, lié à un chargement dynamique. En raison du fonctionnement en dynamique du palier de bielles, ces problèmes doivent être résolus à chaque pas de temps.

Le problème (P1) est défini pour résoudre l'équation de Reynolds modifiée (Eq. II.5). Le problème (P2) est résolu en considérant l'équation de Reynolds (Eq. II.2) et les relations reliant l'épaisseur du film à la pression. En raison de la similitude entre ces équations, les développements qui conduisent à la discrétisation par la méthode des éléments finis sont principalement présentés pour l'équation de Reynolds généralisée.

Pour résoudre le problème P1, on considère la forme intégrale de l'équation (Eq. II.5) qui peut s'écrire sous la forme :

$$E(D) = \int_{\Omega} W \left\{ -F \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial D}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial D}{\partial z} \right) \right] + \left( U \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) + (1 - F) \left( U \frac{\partial D}{\partial x} + 2 \frac{\partial D}{\partial t} \right) \right\} d\Omega \quad \text{Eq. II.20}$$

où  $\Omega$  est l'ensemble du domaine fluide ;  $W$  est une fonction suffisamment différentiable définie sur  $\Omega$ .

La réduction de l'ordre de dérivabilité des fonctions (formulation faible) et le rendu naturel des conditions aux limites de rupture et de réformation du film sont obtenus en intégrant par partie certains termes de l'équation (Eq. II.20) et en ajoutant des intégrales complémentaires définies sur les frontières de transition entre les zones actives et inactives [32] :

$$\begin{aligned}
 E(D) = \int_{\Omega} \left[ F \frac{h^3}{6\mu} \left( \frac{\partial W}{\partial x} \frac{\partial D}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial z} \frac{\partial D}{\partial z} \right) + W \left( U \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \right. \\
 \left. - (1 - F)UD \frac{\partial W}{\partial x} \right] d\Omega - 2 \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} (1 - F)WD d\Omega
 \end{aligned}
 \tag{Eq. II.21}$$

Les fonctions  $W$  sont choisies nulles sur la frontière  $\partial\Omega$ , ce qui permet de ne pas faire apparaître les termes complémentaires des intégrations par parties. La solution du problème P1 est obtenue en recherchant les fonctions  $D$  qui minimisent la fonction  $E(D)$  et satisfont aux conditions aux limites sur les frontières extérieures  $\partial\Omega$  du film et telles que  $E(D) = 0$ . La résolution de cette équation permet d'obtenir la localisation des zones actives et inactives du film.

L'utilisation de la méthode des éléments finis permet d'intégrer de façon implicite toutes les conditions aux limites que doivent satisfaire l'équation de Reynolds modifiée.

Le domaine fluide  $\Omega$  est discrétisé en  $n_e$  éléments finis. L'équation (Eq. II.21) peut alors s'écrire pour le nœud  $j$  d'un élément fini :

$$\begin{aligned}
 E_j(\Omega_e) = \sum_{m=1}^{npg} \left\{ \frac{h^3}{6\mu} \sum_{k=1}^{nn_e} \left( \frac{\partial W_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial W_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) F_k D_k \right. \\
 + W_{mj} \left[ U \frac{\partial h_m}{\partial x} + \frac{h_m(t) - h_m(t - \Delta t)}{\Delta t} \right] \\
 - \sum_{k=1}^{nn_e} \frac{\partial W_{mj}}{\partial x} N_{mk} (1 - F_k) D_k \\
 - \frac{2}{\Delta t} \sum_{k=1}^{nn_e} W_{mj} N_{mk} \{ [1 - F_k(t)] D_k(t) \\
 \left. - [1 - F_k(t - \Delta t)] D_k(t - \Delta t) \} \right\} \Delta\Omega_m
 \end{aligned}
 \tag{Eq. II.22}$$

où  $npg$  est le nombre de points de Gauss sur l'élément  $\Omega_e$ ;  $nn_e$  est le nombre de nœuds par élément ;  $W_{mj}$  est la fonction de pondération relative au nœud  $j$  ;  $N_{mk}$  est la fonction d'interpolation du nœud  $k$  appartenant à  $\Omega_e$  ;  $F_k$  représente l'état actif ou inactif du nœud  $k$ ,  $F_k$  prend la valeur 1 pour une zone active et la valeur 0 pour une zone inactive. Les fonctions de pondération sont considérées égales aux fonctions de formes.  $W_{mj}$  et  $N_{mk}$  sont évaluées au point de Gauss  $m$ . Lorsque la totalité des nœuds de l'élément  $\Omega_e$  est en zone active, l'élément est dit actif et dans ce cas les fonctions d'interpolation sont choisies comme fonctions de pondération. Dans le cas contraire, en raison du caractère hyperbolique de l'équation à résoudre, les fonctions de pondération sont des fonctions polynomiales décentrées vers l'amont relativement à la vitesse  $U$  de la surface mobile.

La somme de toutes les fonctions  $E(D)$  élémentaires écrite sur chacun de nœud des éléments du domaine  $\Omega$  conduit à un système d'équations linéaires en  $D$ , s'écrit sous la forme matricielle suivante :

$$\{R\} = [M]\{D\} + \{S\} \quad \text{Eq. II.23}$$

où  $\{R\}$  est le vecteur des résidus de l'équation de Reynolds modifiée ;  $\{D\}$  est le vecteur de la variable universelle ; et  $\{S\}$  est le vecteur des seconds membres de l'équation. La matrice  $[M]$  est de rang  $n$  ; soit  $n$  le nombre total de nœuds définis sur le domaine étudié  $\Omega$ . Les termes de la matrice  $[M]$  et du vecteur  $\{S\}$  s'écrivent :

$$M_{jk} = \sum_{n=1}^{n_e} \sum_{m=1}^{npg} \left\{ \frac{h^3}{6\mu} \sum_{k=1}^{nn_e} \left( \frac{\partial N_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial N_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) F_k \right. \\ \left. + \sum_{k=1}^{nn_e} \frac{\partial N_{mj}}{\partial x} N_{mk} (1 - F_k) \right. \\ \left. - \frac{2}{\Delta t} \sum_{k=1}^{nn_e} N_{mj} N_{mk} [1 - F_k(t)] \right\} \Delta\Omega_m \quad \text{Eq. II.24}$$

$$S_j = \sum_{n=1}^{n_e} \sum_{m=1}^{npg} \left\{ N_{mj} \left[ U \frac{\partial h_m}{\partial x} + 2 \frac{h_m(t) - h_m(t - \Delta t)}{\Delta t} \right] \right. \\ \left. + \frac{2}{\Delta t} \sum_{k=1}^{nn_e} N_{mj} N_{mk} [1 - F_k(t - \Delta t)] D_k(t - \Delta t) \right\} \Delta\Omega_m \quad \text{Eq. II.25}$$

Pour la résolution du problème P2, on considère que le domaine d'intégration est restreint aux zones actives pour lesquelles on a  $F_k = 1$  et l'expression (Eq. II.22) se réduit alors :

$$E_j(\Omega_e) = \sum_{m=1}^{npg} \left\{ \frac{h^3}{6\mu} \sum_{k=1}^{nn_e} \left( \frac{\partial W_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial W_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) D_k \right. \\ \left. + W_{mj} \left[ U \frac{\partial h_m}{\partial x} + \frac{h_m(t) - h_m(t - \Delta t)}{\Delta t} \right] \right\} \Delta\Omega_m \quad \text{Eq. II.26}$$

Pour les zones actives, les éléments utilisés sont des éléments quadratiques à 8 nœuds car les fonctions de forme de type quadratique décrivent mieux les variations de pression dans le palier que les éléments linéaires [13] . Pour les zones inactives du palier, les éléments utilisés sont des éléments linéaires à 4 nœuds car la résolution s'effectue en décentrant les fonctions d'interpolations, et les fonctions d'interpolations linéaires sont facilement décentrées. Les éléments quadratiques à 8 nœuds des zones actives sont divisés en 4 éléments quadrangulaires

à 4 nœuds. La valeur des paramètres au nœud central est éventuellement obtenue par interpolation.

### II.2.6. Lubrification mixte

Pour des cas de fonctionnement sévères (faible vitesse et/ou fort chargement), l'épaisseur minimale du film lubrifiant dans les paliers de moteurs automobiles est très faible. Dans ces cas, les rugosités des deux surfaces en contact (coussinet et arbre) jouent un rôle important parce qu'elles modifient l'épaisseur minimale du film. Le régime de lubrification n'est donc pas purement hydrodynamique. Une partie du palier peut fonctionner en régime dit de lubrification mixte.

Les rugosités d'une surface du coussinet et leurs paramètres sont présentés dans la figure (Fig. II.11). L'épaisseur du film d'un contact rugueux est présentée dans la figure (Fig. II.12).

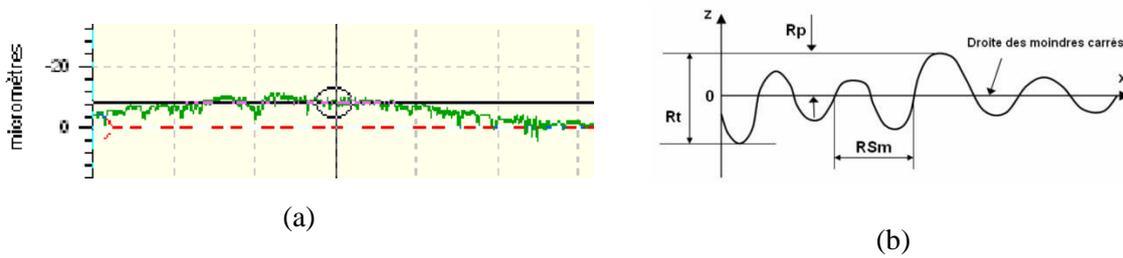


Fig. II.11. Rugosités : a) surface du coussinet ; b) paramètres rugueux [58]

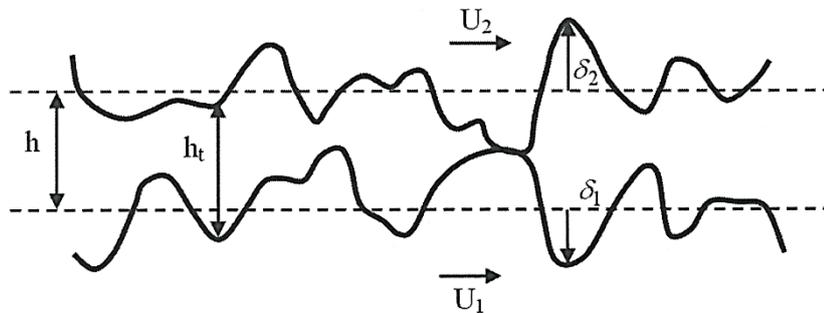


Fig. II.12. Contact rugueux (Source [58] ).

Dans cette figure,  $h$  est l'épaisseur nominale entre les lignes moyennes des surfaces en contact ;  $h_t$  représente l'épaisseur totale du film ;  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  sont les rugosités des deux parois par rapport à leurs lignes moyennes respectives ;  $U_1$ ,  $U_2$  sont respectivement les vitesses des deux parois.

L'épaisseur locale du film et la rugosité combinée des deux surfaces  $\delta$  sont définies par (Eq. II.27) et (Eq. II.28) :

$$h_t = h + \delta_1 + \delta_2 \quad \text{Eq. II.27}$$

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \quad \text{Eq. II.28}$$

La relation entre  $h$  et  $\delta$  d'une part induit des variations de pression, et d'autre part engendre des possibilités de contact direct entre les deux surfaces au niveau des aspérités les plus hautes. Ces changements influencent le couple de frottement du contact. Le régime de lubrification du contact est représenté par une distance moyenne adimensionnée entre les deux surfaces en contact qui est déterminée par :

$$\bar{h} = \frac{h}{\sigma} \quad \text{Eq. II.29}$$

où  $\sigma$  est l'écart-type combiné de la rugosité combinée et s'écrit :

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad \text{Eq. II.30}$$

où  $\sigma_1$  et  $\sigma_2$  sont respectivement les écart-types des deux rugosités  $\delta_1$  et  $\delta_2$ , en supposant que  $\delta_1$  et  $\delta_2$  ont une distribution des hauteurs gaussiennes, avec une valeur moyenne nulle.

Selon la valeur de  $\bar{h}$ , la lubrification du contact est classée en trois régimes (Fig. II.13):

- $\bar{h} > 3$  : régime hydrodynamique dont les deux surfaces en contact sont complètement séparées par un film d'huile mince continu,
- $3 \geq \bar{h} > 0,5$  : régime mixte dont une partie du palier fonctionne en régime hydrodynamique mais il existe aussi des zones où les aspérités des surfaces entrent directement en contact avec une rupture locale du film lubrifiant. La portance du contact est donc assurée à la fois par les pressions hydrodynamiques et également par les pressions de contacts directs entre les aspérités,
- $\bar{h} \leq 0,5$  : régime limite dont la portance du contact est essentiellement assurée par les zones de contact direct entre les aspérités des deux surfaces.

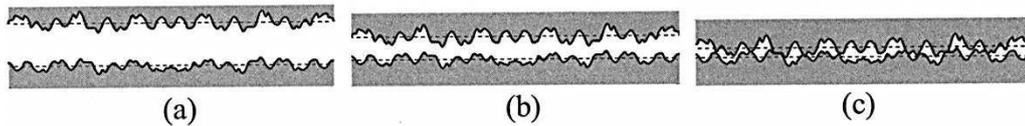


Fig. II.13. Régimes de lubrification [56]

(a) : hydrodynamique, (b) : mixte, (c) : limite

La caractérisation des régimes de lubrification peut être représentée à l'aide de la Courbe de Stribeck (Fig. II.14) qui exprime la relation entre le coefficient de frottement  $f$  et le nombre de Hersey  $H_s$ . Pour un palier, le nombre de Hersey s'écrit :

$$H_s = \frac{\mu\omega}{p} \quad \text{Eq. II.31}$$

où  $\mu$  est la viscosité de l'huile en  $Pa \cdot s$  ;  $\omega$  est la fréquence de rotation relative en radian par seconde ; et  $p$  est la pression moyenne en  $Pa$ .

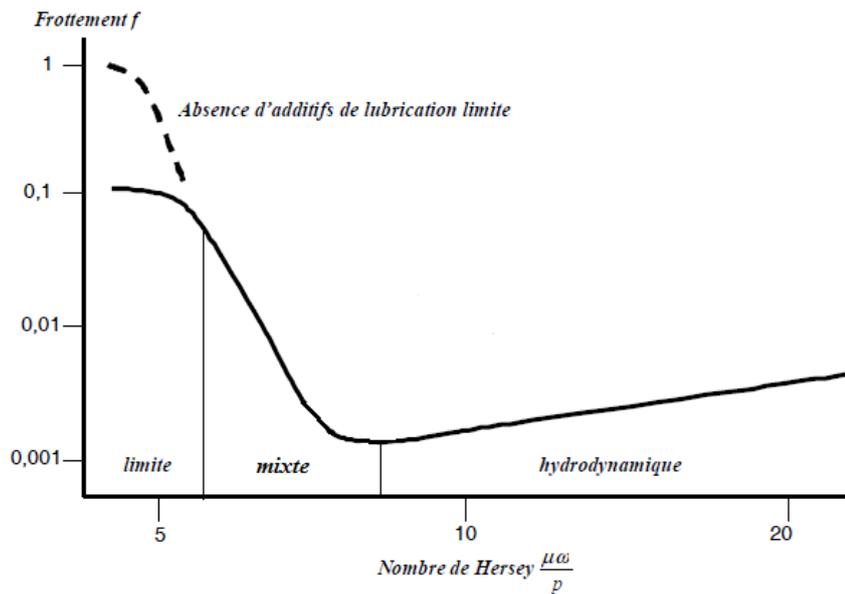


Fig. II.14. Courbe de Stribeck et régimes de lubrification [56]

Dans les zones où les valeurs de  $H_s$  sont faibles (faible vitesse et/ou fort chargement), il existe de nombreux contacts directs entre les aspérités des surfaces, le coefficient de frottement est important, c'est le régime limite. En augmentant ensuite la valeur de  $H_s$ , le coefficient de frottement diminue et la part hydrodynamique prend de l'importance, c'est le régime mixte. Lorsque l'épaisseur du film d'huile devient suffisante, les aspérités des surfaces n'ont plus d'importance sur le contact et le frottement croît linéairement avec  $H_s$ , comme le fait la contrainte de cisaillement dans le film lubrifiant dans le cas d'un fonctionnement hydrodynamique.

La figure (Fig. II.14) montre que les plus faibles frottements sont obtenus pour le régime de lubrification mixte. Les paliers des moteurs à combustion interne fonctionnent principalement dans ce régime afin de réduire les pertes d'énergie et l'usure des pièces.

## II.3. CALCUL D'UN CONTACT AVEC FROTTEMENT

### II.3.1. Equations de contact

La liaison entre le dos du coussinet et le logement est modélisée comme un contact sec de deux surfaces. Pour définir ce contact, on applique la théorie de frottement basée sur la loi de Coulomb.

En considérant que les solides sont déformables, la technique du contact entre les deux surfaces (le dos du coussinet et le logement) est présentée sur la figure (Fig. II.15).

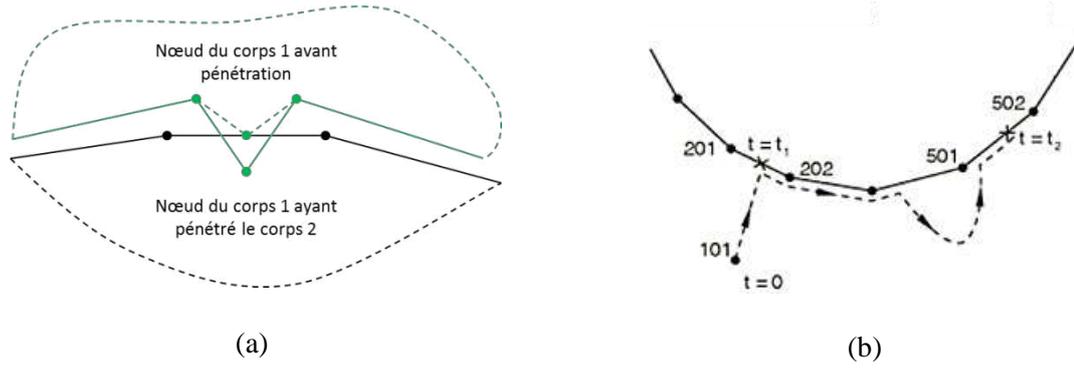


Fig. II.15. Technique du contact : normal (a) et tangentiel (b)

Sur la zone de contact d'un solide, les déplacements relatifs et les forces dans les directions normale et tangentielle s'écrivent :

$$\vec{u} = u_N \cdot \vec{n} + \vec{u}_T \quad \text{Eq. II.32}$$

$$\vec{F} = F_N \cdot \vec{n} + \vec{F}_T \quad \text{Eq. II.33}$$

où  $\vec{u}_T$ ,  $\vec{F}_T$  sont respectivement le déplacement relatif et la force tangentielle ;  $u_N$ ,  $F_N$  sont les valeurs algébriques du déplacement et de la force dans la direction normale d'une surface de contact de normale extérieure  $\vec{n}$ . Dans un contact unilatéral sans pénétration du solide dans l'obstacle, la condition de contact est  $u_N \leq 0$  ( $u_N = 0$  quand le contact est établi); la force normale exercée par l'obstacle sur le solide est une compression, c'est-à-dire  $F_N \leq 0$  ( $F_N = 0$  en cas de décollement). La force tangentielle satisfait à la condition de la loi de Coulomb:

$$\|\vec{F}_T\| \leq f |F_N| \quad \text{Eq. II.34}$$

où  $f$  est le coefficient de frottement.

$$\text{Si } \|\vec{F}_T\| < f |F_N| \text{ alors } \dot{\vec{u}}_T = \vec{0}$$

$$\text{Si } \|\vec{F}_T\| = f |F_N| \text{ alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } \dot{\vec{u}}_T = -\lambda \vec{F}_T$$

Le déplacement relatif comprend deux composantes : la composante normale représente la pénétration ou l'ouverture ( $h$ ), la composante tangentielle représente le glissement relatif ( $\gamma$ ). La contrainte de contact comprend deux composantes : une composante normale à la surface représentant la pression de contact ( $p$ ), et une composante tangentielle représentant la contrainte de cisaillement équivalente ( $\tau_{eq}$ ).

La variation de la pression de contact en fonction de  $h$  est donnée par la relation suivante :

$$\begin{cases} p = 0; & h \geq c \\ p = \frac{p_0}{\exp(1) - 1} \left\{ \left( \frac{h}{c} + 1 \right) \left[ \exp \left( \frac{h}{c} + 1 \right) - 1 \right] \right\}; & h < c \end{cases} \quad \text{Eq. II.35}$$

où  $c$  est le jeu de contact rugueux qui définit la distance à laquelle le contact commence ;  $p_0$  est la pression quand  $h = 0$  (Fig. II.16a).

La contrainte de cisaillement équivalente s'écrit:

$$\tau_{eq} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad \text{Eq. II.36}$$

où  $\tau_1, \tau_2$  sont les contraintes suivant les deux directions tangentielles.

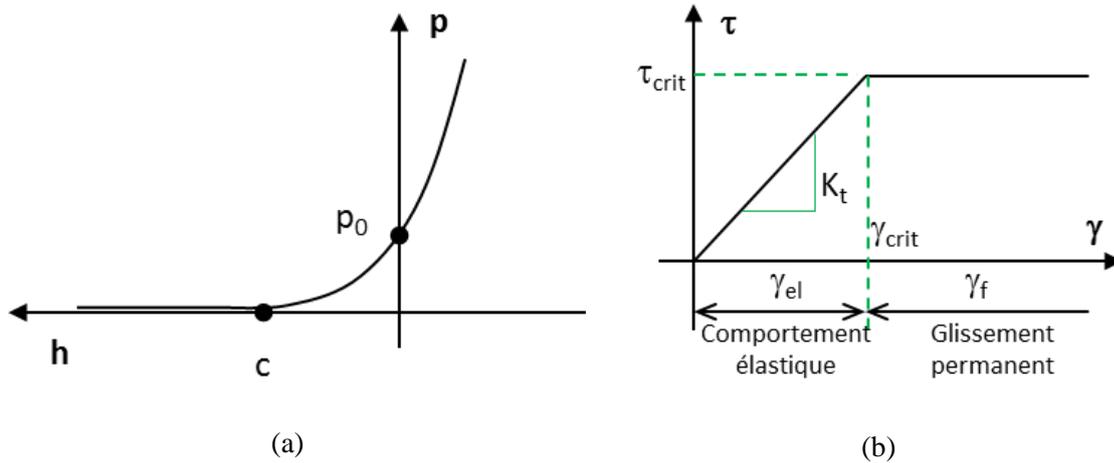


Fig. II.16. Force de contact : normale (a) et tangentielle (b)

La contrainte critique est définie en fonction de la pression de contact  $p$  et du coefficient de frottement  $f$ :

$$\tau_{crit} = fp \quad \text{Eq. II.37}$$

Le glissement relatif de frottement ( $\gamma_f$ ) n'existe que si la contrainte équivalente ( $\tau_{eq}$ ) accède à la contrainte critique  $\tau_{crit}$  ( $\tau_{eq} = \tau_{crit}$ ). Par contre, si la contrainte ( $\tau$ ) est inférieure à la valeur critique, le glissement est élastique<sup>(1)</sup> ( $\gamma_{el}$ ) ; Il est donné par :

$$\tau = \frac{\tau_{crit}}{\gamma_{crit}} \gamma_{el} = K_t \gamma_{el} \quad \text{Eq. II.38}$$

où  $K_t = \frac{\tau_{crit}}{\gamma_{crit}}$  est la raideur tangentielle de surface ;  $\gamma_{crit}$  est le glissement relatif où  $\tau = \tau_{crit}$  (Fig. II.16b).

<sup>(1)</sup> Glissement élastique est utilisé par la suite (bien qu'abusivement) pour décrire le comportement tangential de l'interface avant le glissement relatif : il désigne une déformation tangentielle élastique qui peut apparaître pour des contraintes tangentielles inférieures à la contrainte critique.

### II.3.2. Calcul d'un contact dans la zone de « glissement de frottement »

Dans le cas où la contrainte tangentielle équivalente ( $\tau_{eq}$ ) accède à la valeur critique ( $\tau_{crit}$ ), il existe le glissement de frottement entre les deux surfaces de contact. Si le frottement est isotrope, la direction des contraintes de cisaillement est de la même direction que le glissement. Le taux de glissement tangentiel au nœud  $j$  suivant la direction  $i$  ( $i = 1; 2$ ) s'écrit :

$$\dot{\gamma}_{ij} = \frac{\tau_{ij}}{\tau_{eq}^j} \dot{\gamma}_{eq}^j \quad \text{Eq. II.39}$$

où  $\tau_{ij}$  est la contrainte tangentielle au nœud  $j$  suivant la direction  $i$ ;  $\tau_{eq}^j$  est la contrainte équivalente au nœud  $j$ ;  $\dot{\gamma}_{eq}^j$  est la magnitude de la vitesse de glissement qui est défini par :

$$\dot{\gamma}_{eq}^j = \sqrt{\dot{\gamma}_{1j}^2 + \dot{\gamma}_{2j}^2} \quad \text{Eq. II.40}$$

### II.3.3. Calcul d'un contact dans la zone d'adhérence

Dans le cas où la contrainte tangentielle équivalente ( $\tau_{eq}$ ) est inférieure à la contrainte critique ( $\tau_{crit}$ ), il n'existe que le glissement élastique entre les deux surfaces. La conception de ce comportement est décrite dans la figure (Fig. II.17).

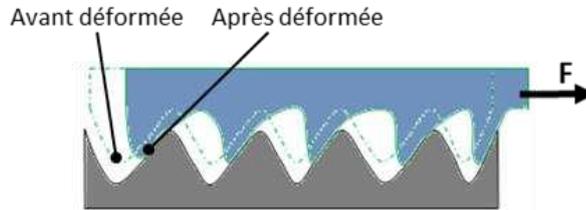


Fig. II.17. Conception du glissement élastique

A partir de l'équation (Eq. II.38), la contrainte tangentielle suivant la direction  $i$  ( $i = 1; 2$ ) s'écrit :

$$\tau_i = \frac{\tau_{crit}}{\gamma_{crit}} \gamma_i = K_t \gamma_i \quad \text{Eq. II.41}$$

Si le frottement est isotrope, l'incrément de glissement  $\Delta\gamma_i$  est défini par :

$$\Delta\gamma_i = \frac{\tau_i}{\tau_{crit}} \sqrt{(\bar{\gamma}_1 + \Delta\gamma_1)^2 + (\bar{\gamma}_2 + \Delta\gamma_2)^2} - \bar{\gamma}_i \quad \text{Eq. II.42}$$

où  $\bar{\gamma}_i$  est la caractéristique initiale du glissement élastique du contact après le montage. L'incrément équivalent  $\Delta\gamma_{eq}$  est écrit :

$$\Delta\gamma_{eq} = \sqrt{(\bar{\gamma}_1 + \Delta\gamma_1)^2 + (\bar{\gamma}_2 + \Delta\gamma_2)^2} - \gamma_{crit} \quad \text{Eq. II.43}$$

## II.4. COUPLAGE NUMERIQUE ENTRE ACCEL ET ABAQUS

### II.4.1. Principe générale du couplage

Le logiciel Accel peut résoudre les contacts lubrifiés. Il prend en compte les effets thermiques dans le fluide lubrifiant, les déformations élastiques des solides qui engendrées par les champs de pression. Les paramètres calculés sont l'épaisseur du film d'huile, la pression dans le film, la déformation du logement, les forces nodales sur l'interface de contact, le couple de frottement, le débit, etc... Le logiciel Abaqus permet de définir des structures mécaniques contenant différentes liaisons et contacts secs. Donc, un couplage entre Accel et Abaqus permet de résoudre ensemble deux contacts : le contact lubrifié entre les coussinets et l'arbre et le contact sec entre les coussinets et le logement.

Le processus général de mise en œuvre du couplage est présenté dans la figure ci-dessous (Fig. II.18).

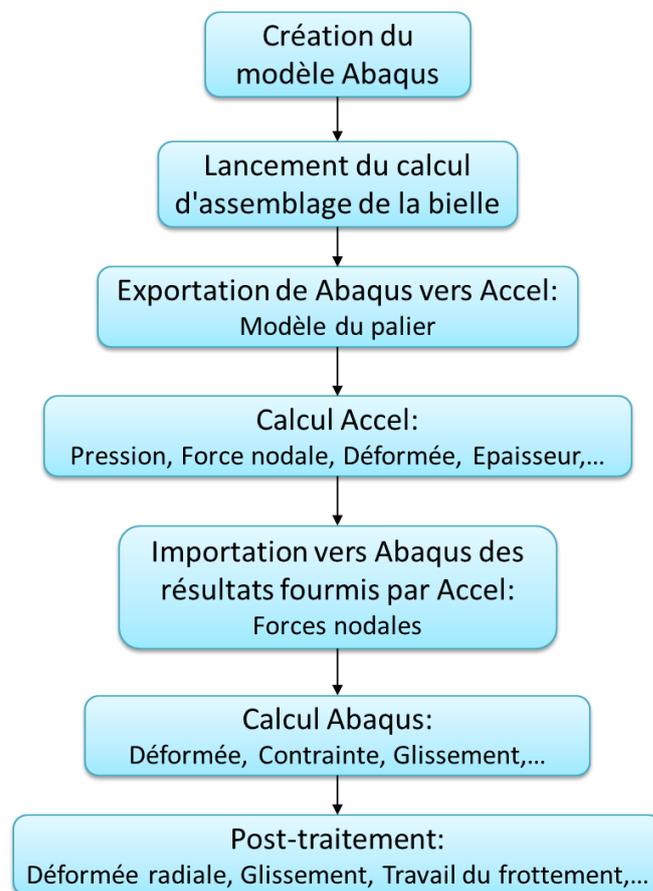


Fig. II.18. Processus général du couplage

Le logiciel Abaqus permet d'exécuter un script écrit dans le langage Python. Un code de couplage en langage Python a donc été développé pour faire le lien entre les deux logiciels (Fig. II.19).

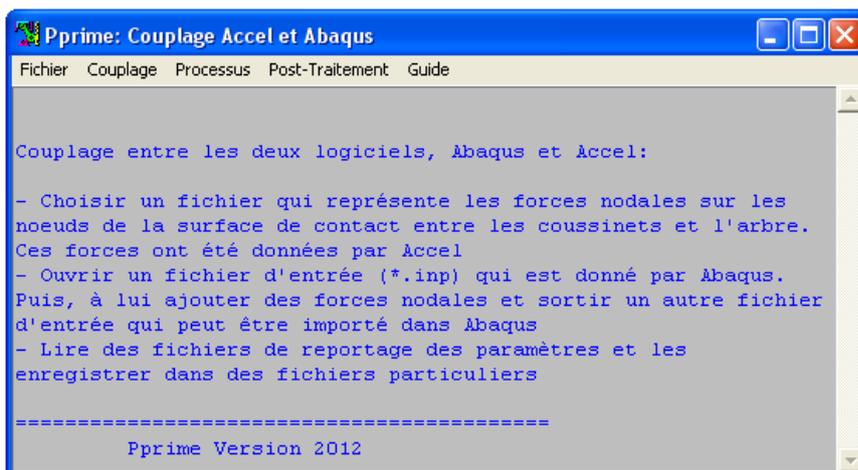


Fig. II.19. Fenêtre de couplage exécuté depuis Abaqus

Depuis cette fenêtre, on peut lancer un calcul Accel, exécuter une analyse Abaqus, exporter et importer des résultats entre les deux logiciels, et effectuer des post-traitements.

Pour avoir un modèle de calcul, les pièces (un corps de bielle, un chapeau, deux coussinets inférieur et supérieur, et deux goujons) et un assemblage du palier sont créés. La convention du repère est définie sur la (Fig. II.20):

- + L'origine O est située au centre du palier, sur l'axe du palier et dans le plan de symétrie ;
- + Ox est l'axe du palier. Dans un modèle de demi-palier, x est positif ;
- + La direction Oy part de la tête de bielle vers le pied de bielle ;
- + Oz est disposé de telle sorte que la base soit directe.

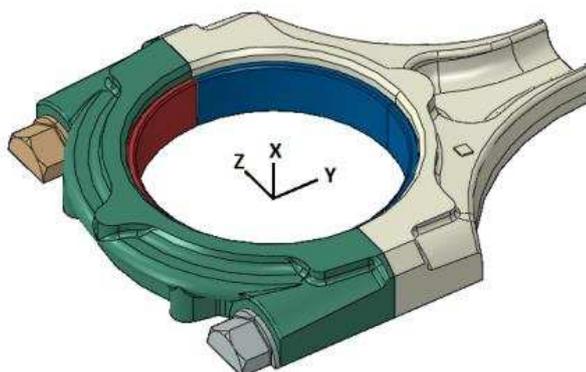


Fig. II.20. Modèle du palier de tête dans Abaqus avec son repère

Les contraintes de position assurent l'exactitude des coïncidences, des contacts surfaciques, et des décalages entre les pièces.

Ce modèle sera maillé indépendamment en éléments solides (C3D) pour chacune des pièces (Fig. II.21). Les types d'éléments utilisés sont présentés dans l'Annexe 4.

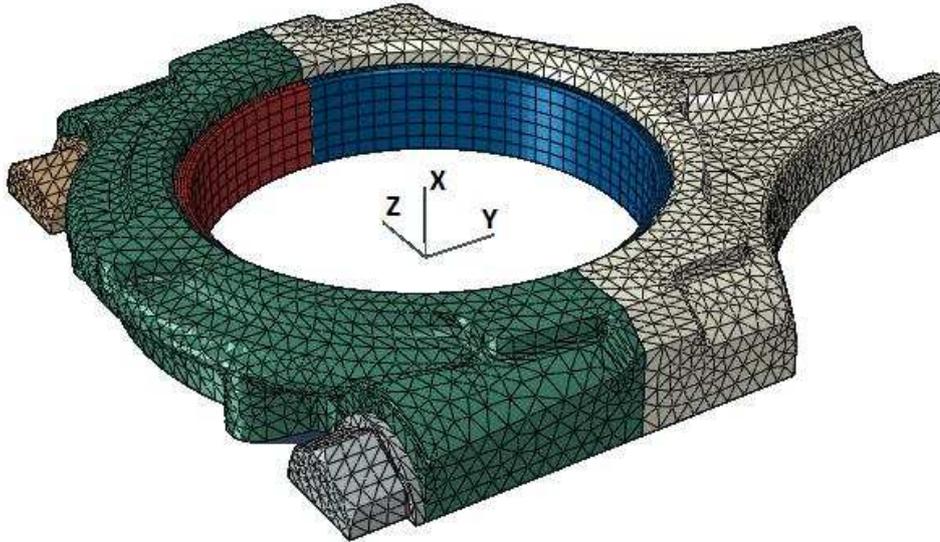
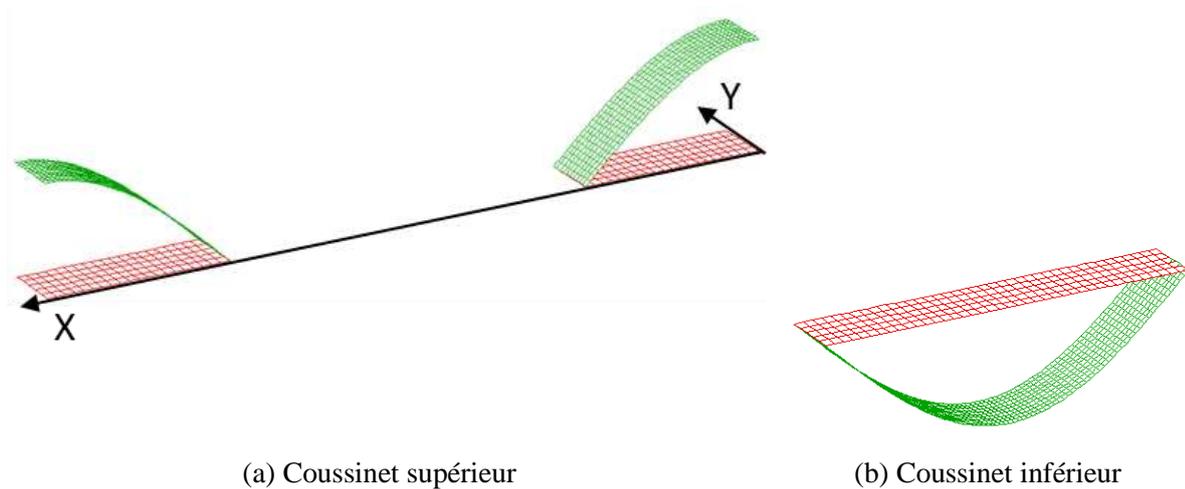


Fig. II.21. Modèle des éléments quadratiques C3D du palier

Il existe toujours une pression d'assemblage (pré-pression) entre le dos du coussinet et son logement. Cette pression est engendrée par la différence de la longueur du coussinet et du logement, et par le serrage des vis d'assemblage. Un pré-calcul Abaqus sera lancé pour modéliser l'assemblage du palier multi-corps. Ce pré-calcul permet de contrôler les paramètres géométriques et matériels, les conditions de limite, et les maillages de chaque pièce qui seront exportés vers Accel. Les coordonnées des nœuds et la table de connectivité des éléments des coussinets inférieur et supérieur seront récupérées pour créer les maillages surfaciques des nœuds des coussinets sur l'interface de contact avec l'arbre. Ces maillages seront vérifiés et importés vers Accel comme des données d'entrée (Fig. II.22).



(a) Coussinet supérieur

(b) Coussinet inférieur

Fig. II.22. Maillages surfaciques des coussinets

Les coordonnées du nœud  $j$  aux surfaces de contact sont définies par :

$$\begin{cases} x_a^j = R \cdot \theta_i \\ y_a^j = x_N^i \end{cases} \quad \text{Eq. II.44}$$

où  $R$  est le rayon de la surface de contact défini par :

$$\begin{cases} R = \min\left(\sqrt{y_N^i{}^2 + z_N^i{}^2}\right); \text{ surface intérieure} \\ R = \max\left(\sqrt{y_N^i{}^2 + z_N^i{}^2}\right); \text{ surface extérieure} \end{cases} \quad \text{Eq. II.45}$$

-  $\theta_i$  : position circonférentielle du nœud  $i$  définie par :

$$\theta_i = \begin{cases} \arccos\left(\frac{y_N^i}{R}\right); \text{ si } z_N^i \geq 0 \\ 2\pi - \arccos\left(\frac{y_N^i}{R}\right); \text{ si } z_N^i < 0 \end{cases} \quad \text{Eq. II.46}$$

-  $x_N^i, y_N^i, z_N^i$  : coordonnées du nœud  $i$  dans le repère 3D du modèle Abaqus

Après avoir saisi des données, un calcul EHD (ou TEHD) est lancé avec le logiciel Accel. Ce calcul peut être effectué pour un palier fonctionnant sous différentes conditions de vitesse de rotation, de chargement, de caractéristiques et d'alimentation de fluide,... Le calcul EHD permet de définir le comportement hydrodynamique d'un palier lubrifié à chaque position du vilebrequin pour un cycle de fonctionnement. Ainsi on peut calculer les champs de pression, la déformation du coussinet, l'épaisseur du film d'huile,... Les forces nodales aux nœuds de contact dans le repère 3D sont calculées par intégration du champ de pression par élément :

$$F_i = \int_{\Delta s} p \cdot ds \quad \text{Eq. II.47}$$

et ses composantes suivant 2 directions  $y$  et  $z$  sont :

$$\begin{cases} F_y^i = F_i \cdot \sin\theta_i \\ F_z^i = F_i \cdot \cos\theta_i \end{cases} \quad \text{Eq. II.48}$$

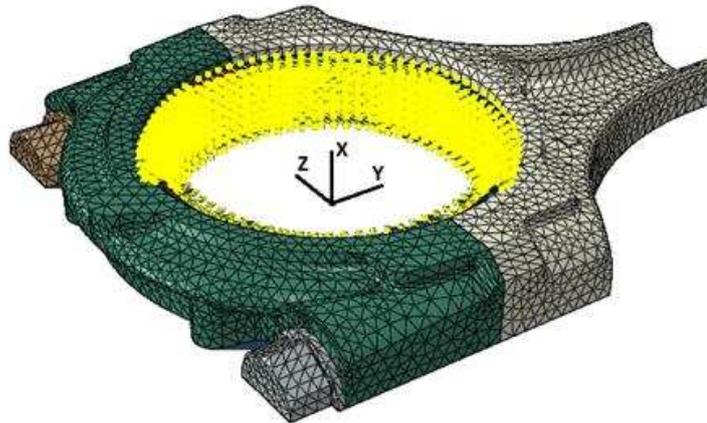


Fig. II.23. Forces nodales appliquées sur le palier

Les forces nodales données par le calcul Accel sont récupérées, puis appliquées aux nœuds correspondant à la surface de contact du modèle Abaqus (Fig. II.23). Cette étape est effectuée en complétant le fichier d'entrée créé lors de la simulation de l'assemblage de la bielle. Si l'analyse Abaqus est finie, le module Abaqus/CAE est utilisé pour visualiser les résultats et exporter des fichiers de rapport. Parmi les paramètres qui peuvent être calculés on a : le glissement relatif, la déformation élastique, la pression du contact, la contrainte de cisaillement, ... Pour une meilleure visualisation des résultats, certains paramètres sont post-traités par le code de couplage. Par exemple, la déformation radiale  $D_i$  au nœud  $i$  définie par :

$$D_i = D_2^i \cdot \cos\theta_i + D_3^i \cdot \sin\theta_i \quad \text{Eq. II.49}$$

où  $D_2^i, D_3^i$  sont respectivement les déformations au nœud  $i$  suivant les axes  $y$  et  $z$ .

$$\begin{cases} D_2^i = U_2^i - U_{2o}^i \\ D_3^i = U_3^i - U_{3o}^i \end{cases} \quad \text{Eq. II.50}$$

où  $U_2^i, U_3^i$  sont respectivement les déplacements au nœud  $i$  suivant les axes  $y$  et  $z$  ;  $U_{2o}^i, U_{3o}^i$  sont les déplacements initiaux.

Ces résultats post-traités peuvent être exploités par Accel ou les autres logiciels (Surfer, MS Excel, Grapher, ...).

#### II.4.2. Validation du couplage entre Accel et Abaqus

Pour valider la démarche, une première modélisation est réalisée pour un palier circulaire mono-corps (Fig. II.24). Ce palier ayant 3 solides : logement, coussinet inférieur, et coussinet supérieur. Les paramètres géométriques du palier étudié sont donnés dans le tableau (Table II.1) :

Rayon du palier ( $R_{palier}$ )	24.5 mm
Largeur du palier ( $B$ )	25.0 mm
Rayon du logement ( $R_{log}$ )	26.5 mm
Épaisseur du logement ( $h_{log}$ )	7.0 mm
Épaisseur du coussinet ( $h_{couss}$ )	2.0 mm
Module d'élasticité du logement ( $E_{log}$ )	199000 MPa
Coefficient de Poisson du logement ( $\nu_{log}$ )	0.29
Masse volumique du logement ( $m_{log}$ )	7800 kg/m <sup>3</sup>
Module d'élasticité du coussinet ( $E_{couss}$ )	206000 MPa
Coefficient de Poisson du coussinet ( $\nu_{couss}$ )	0.30
Masse volumique du coussinet ( $m_{couss}$ )	7800 kg/m <sup>3</sup>

Table II.1. Paramètres géométriques et matériaux du palier étudié

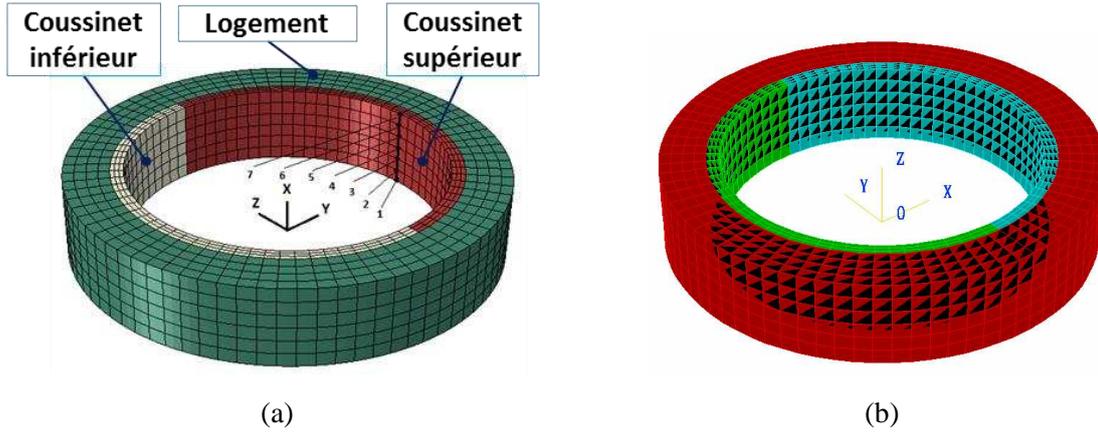


Fig. II.24. Modèle palier mono-corps de 3 parties a) Abaqus et b) Accel

Les modèles sont coupés dans le plan de symétrie du palier. Donc, les valeurs axiales maximales sont :

$$\begin{cases} B_1 = 0,0 \text{ (mm)} \\ B_2 = \frac{B}{2} = 12,5 \text{ (mm)} \end{cases}$$

Le coussinet est modélisé en deux parties. La première partie (coussinet supérieur) contient des nœuds où  $\theta \in \left[\frac{3\pi}{2}; \frac{\pi}{2}\right]$  et la deuxième (coussinet inférieur) contient des nœuds pour  $\theta \in \left[\frac{\pi}{2}; \frac{3\pi}{2}\right]$  (Fig. II.24).

Pour vérifier les surfaces de contacts développées, on définit des coordonnées des nœuds qui appartiennent aux surfaces des coussinets inférieur et supérieur en contact avec l'arbre en utilisant l'expression (Eq. II.44). Les coordonnées extrêmes suivant la direction  $y$  s'écrivent :

$$\begin{cases} y_a^{min} = \min(x_N^i) \\ y_a^{max} = \max(x_N^i) \end{cases} \quad \text{Eq. II.51}$$

et les coordonnées suivant la direction  $x$  correspondant aux coussinets inférieur et supérieur s'écrivent :

$$\begin{cases} x_a^{1j} = \sqrt{y_N^{1i^2} + z_N^{1i^2} \cdot \theta_1^i} \\ x_a^{2j} = \sqrt{y_N^{2i^2} + z_N^{2i^2} \cdot \theta_2^i} \end{cases} \quad \text{Eq. II.52}$$

où  $y_N^{1i}$ ,  $z_N^{1i}$ ,  $y_N^{2i}$ ,  $z_N^{2i}$  sont les coordonnées qui appartiennent aux surfaces intérieures respectivement des coussinets inférieur et supérieur ; et  $\theta_1^i$ ,  $\theta_2^i$  sont définis par (Eq. II.46).

Les maillages surfaciques des surfaces intérieures des coussinets sont vérifiés (Fig. II.25) et importés sur Accel.

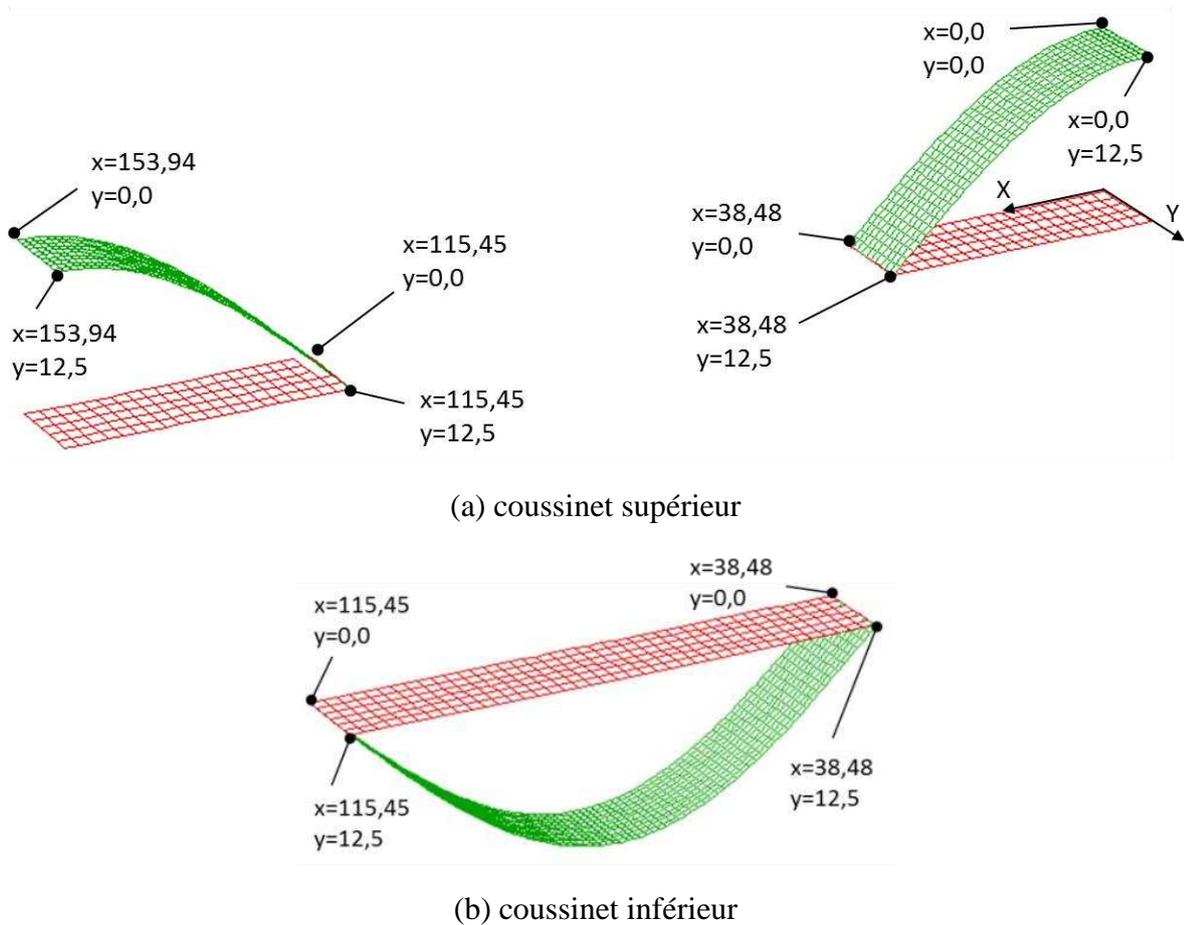


Fig. II.25. Vérification des maillages surfaciques

Le calcul EHD du palier a été effectué pour tous les 5 degrés de rotation. Le palier est lubrifié par un fluide ayant une viscosité de 0,01 Pa.s. Il fonctionne à une vitesse de rotation de 3000 tours/min (Table II.2). Le chargement appliqué est présenté dans la figure (Fig. II.26).

Charge tournante ( $W$ )	10000 N
Vitesse de rotation ( $n$ )	3000 tours/min
Pression d'alimentation du fluide ( $p_{al}$ )	0,1 MPa
Jeu radial minimal du coussinet supérieur ( $C$ )	0,02 mm
Rugosité de l'arbre ( $\delta_{arbre}$ )	0,0001 mm
Rugosité du coussinet ( $\delta_{couss}$ )	0,0002 mm
Coefficient de frottement ( $f$ )	0,02

Table II.2. Paramètres de fonctionnement du palier étudié

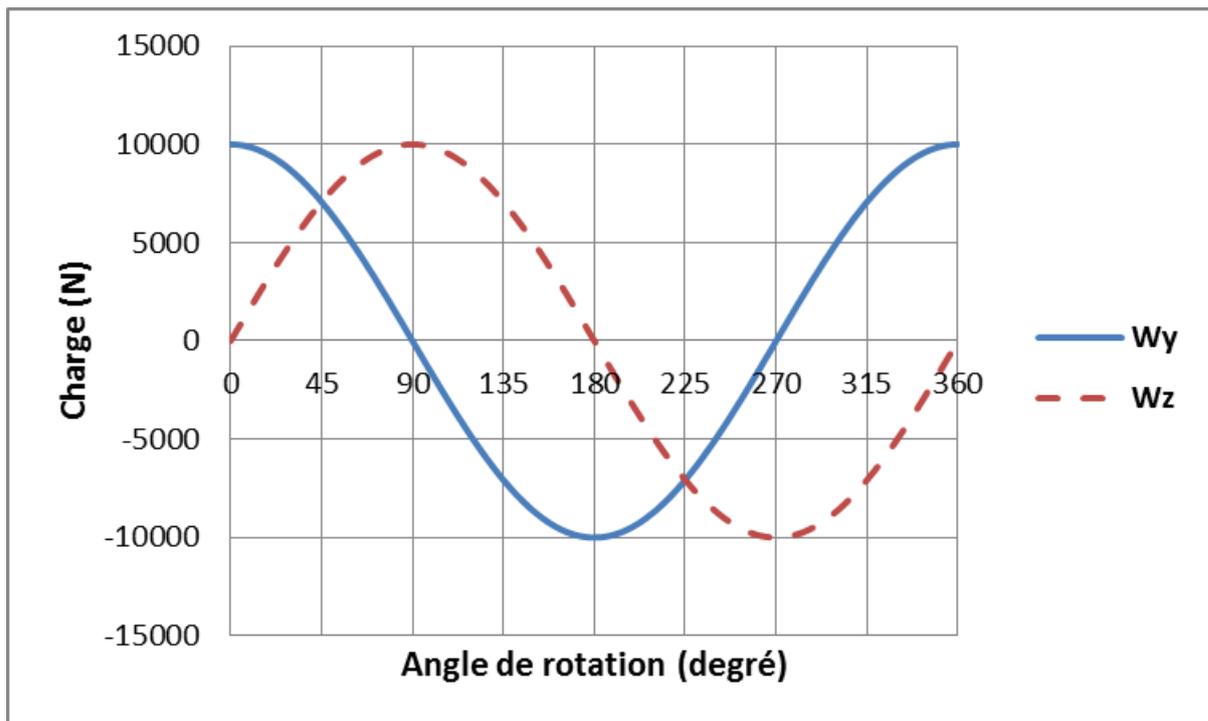


Fig. II.26. Diagramme de charge (repère Abaqus)

La pression hydrodynamique est calculée continuellement pour un cycle de rotation, et puis transformée en force nodale pour chaque position de rotation. La figure (Fig. II.27) représente les champs de pression dans le film lubrifiant correspondant à  $0^\circ$  de rotation. La figure (Fig. II.28) représente la pression aux nœuds (Fig. II.24) pour la même position circumférentielle. Le nœud 1 se situe dans le plan médian du palier et le nœud 7 sur le bord.

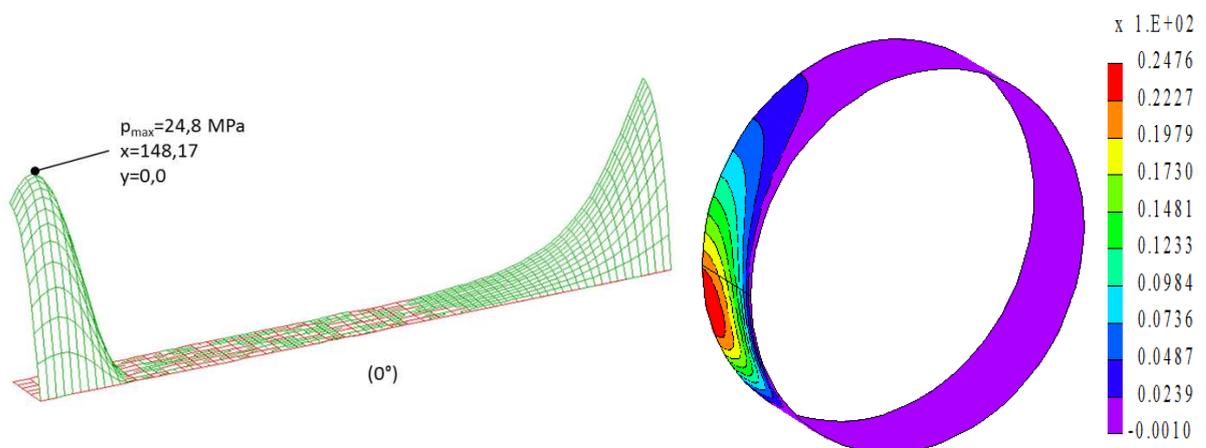


Fig. II.27. Champs de pression à  $0^\circ$  de rotation (MPa)

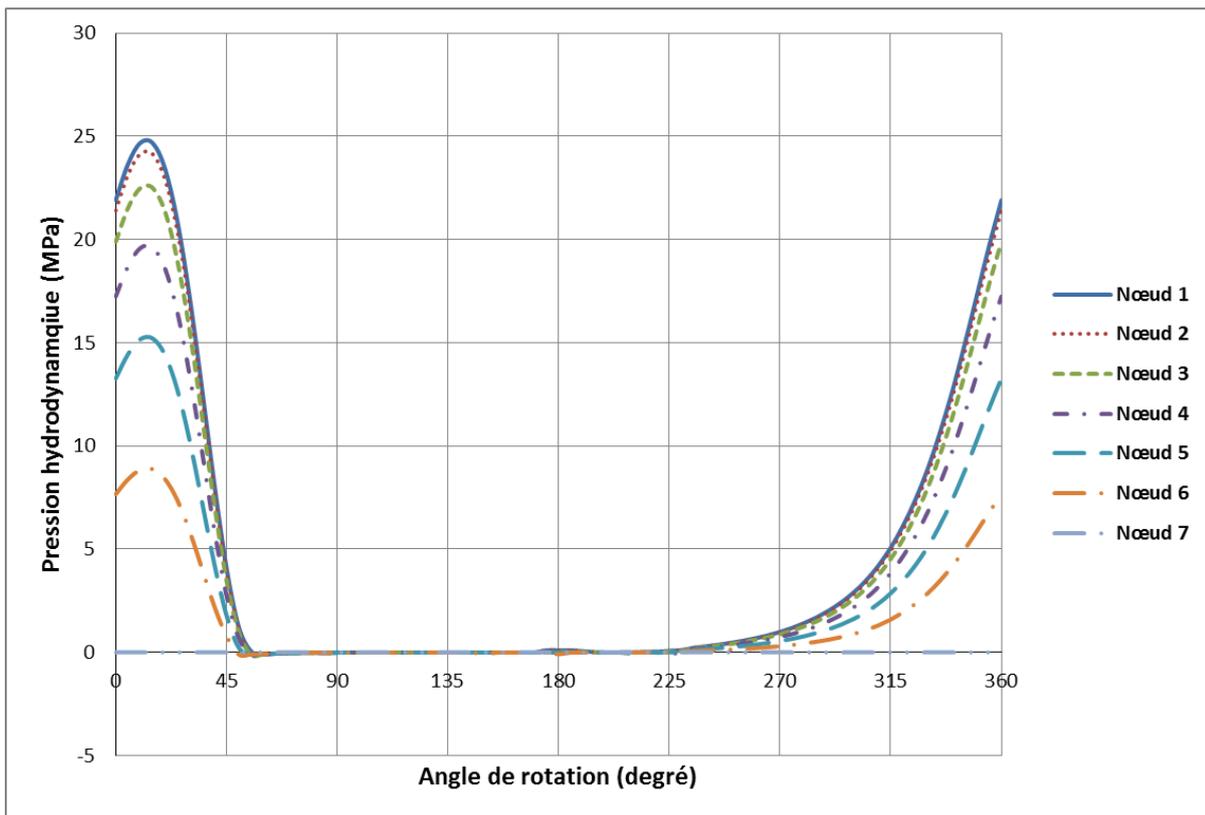


Fig. II.28. Pression pour un cycle de rotation aux nœuds où  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24)

La déformation du coussinet est récupérée et comparée entre les deux modèles (Accel et Abaqus). Le champ des déformations du coussinet correspondant à  $0^\circ$  de rotation est présenté sur la figure (Fig. II.29), et la déformation radiale aux nœuds pour la même position circconférentielle est représentée dans la figure (Fig. II.30) ci-dessous.

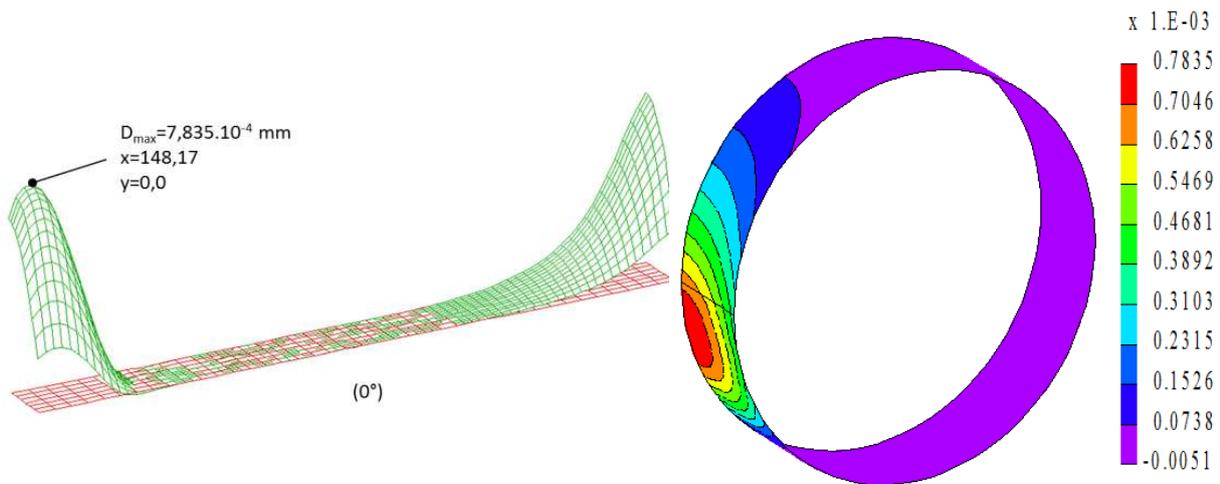


Fig. II.29. Champs de déformation à  $0^\circ$  de rotation (mm)

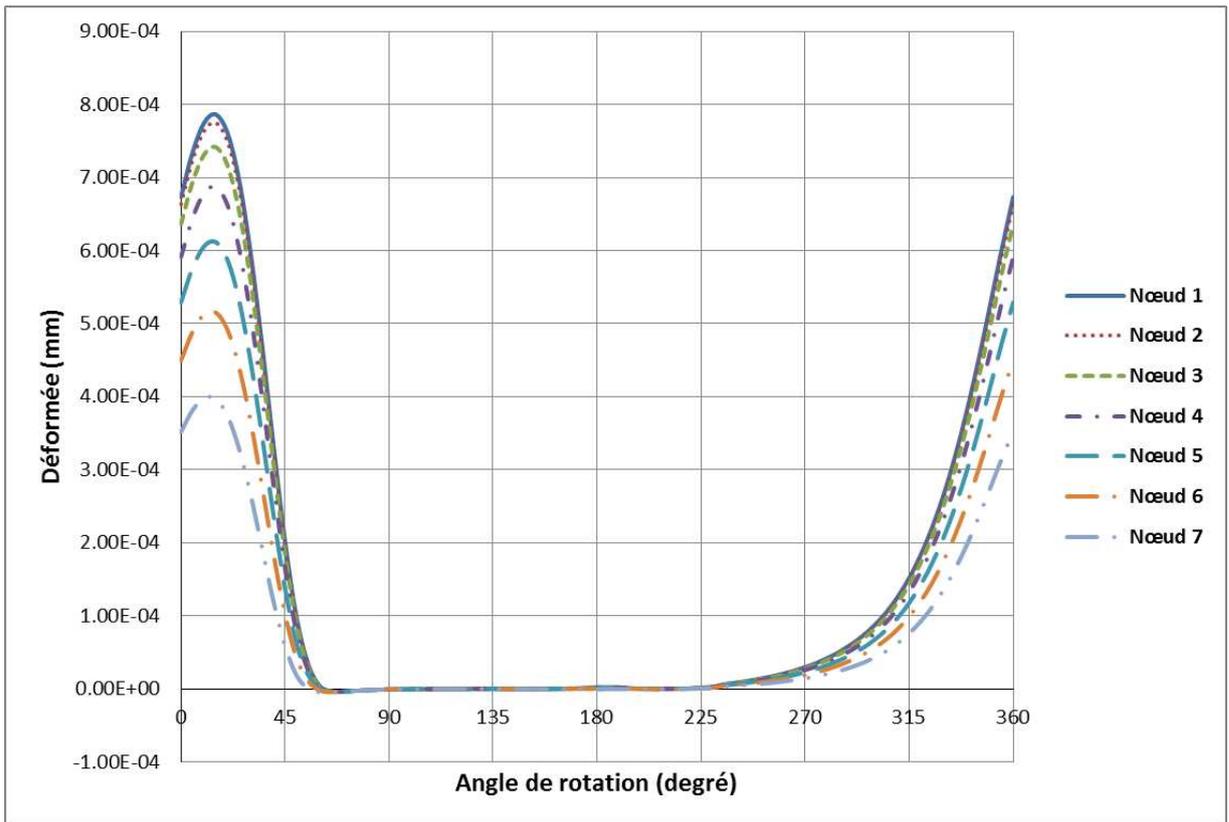


Fig. II.30. Déformée radiale pour un cycle de rotation aux nœuds où  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24)

Les forces nodales calculées par Accel ont été appliquées aux nœuds à l'intérieur du coussinet du modèle Abaqus (Fig. II.31). La déformation du palier correspondant au  $0^\circ$  de rotation est présentée à la figure (Fig. II.32).

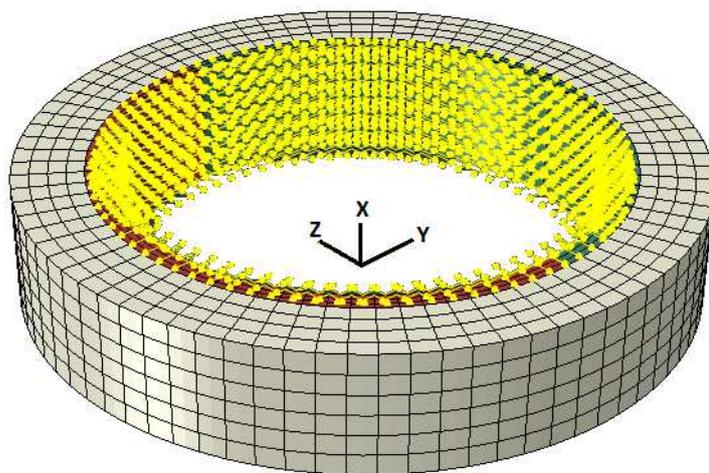


Fig. II.31. Charge importée depuis Accel à Abaqus

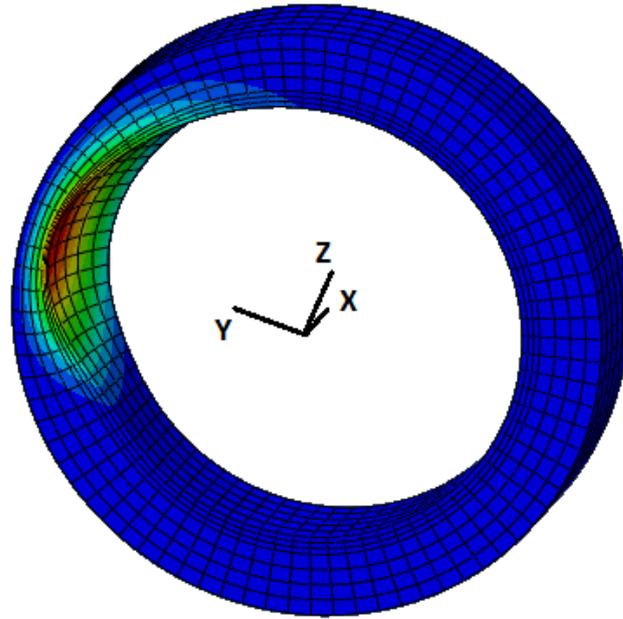
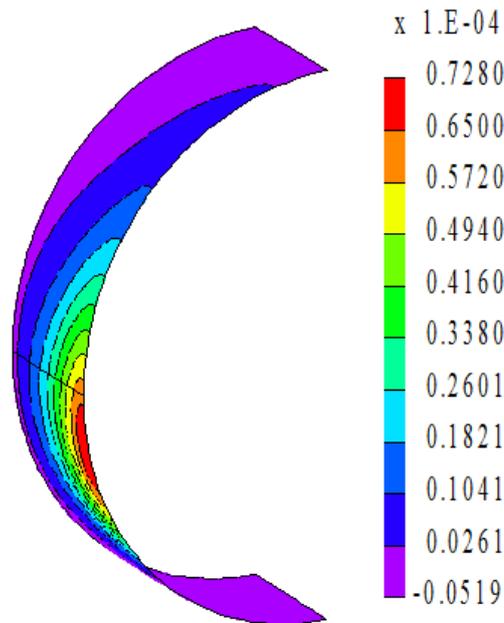
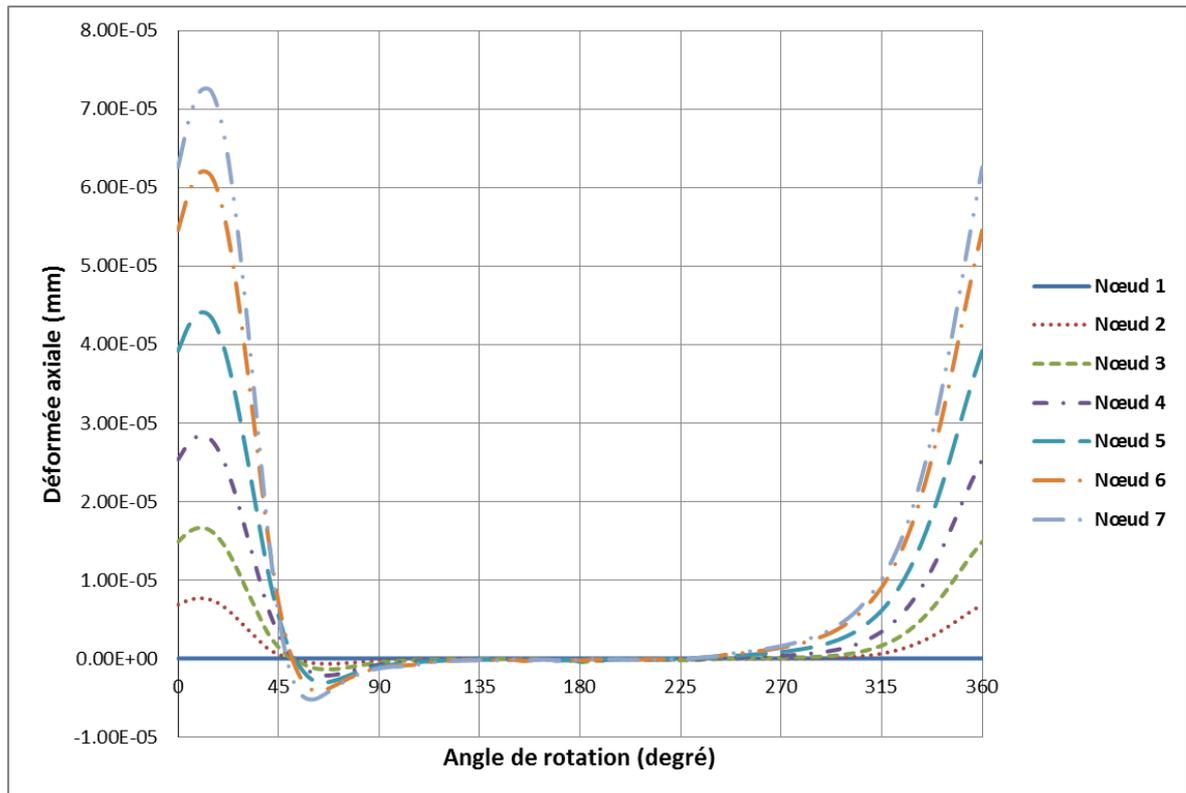


Fig. II.32. Déformation du palier à 0° d'angle de rotation

Le paramètre utilisé pour comparer les deux logiciels est la déformation radiale du logement. Tout d'abord, on définit les déplacements suivant les 3 directions  $x, y, z$  (Fig. II.33, Fig. II.34, Fig. II.35) puis on calcule les déformations radiales correspondantes. Pour définir la déformation radiale, on utilise l'expression (Eq. II.49).

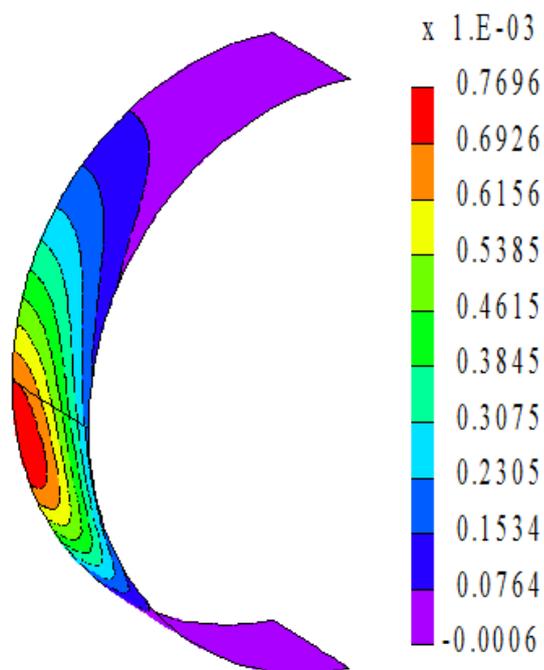


(a) Déformation à 0° de rotation (mm)

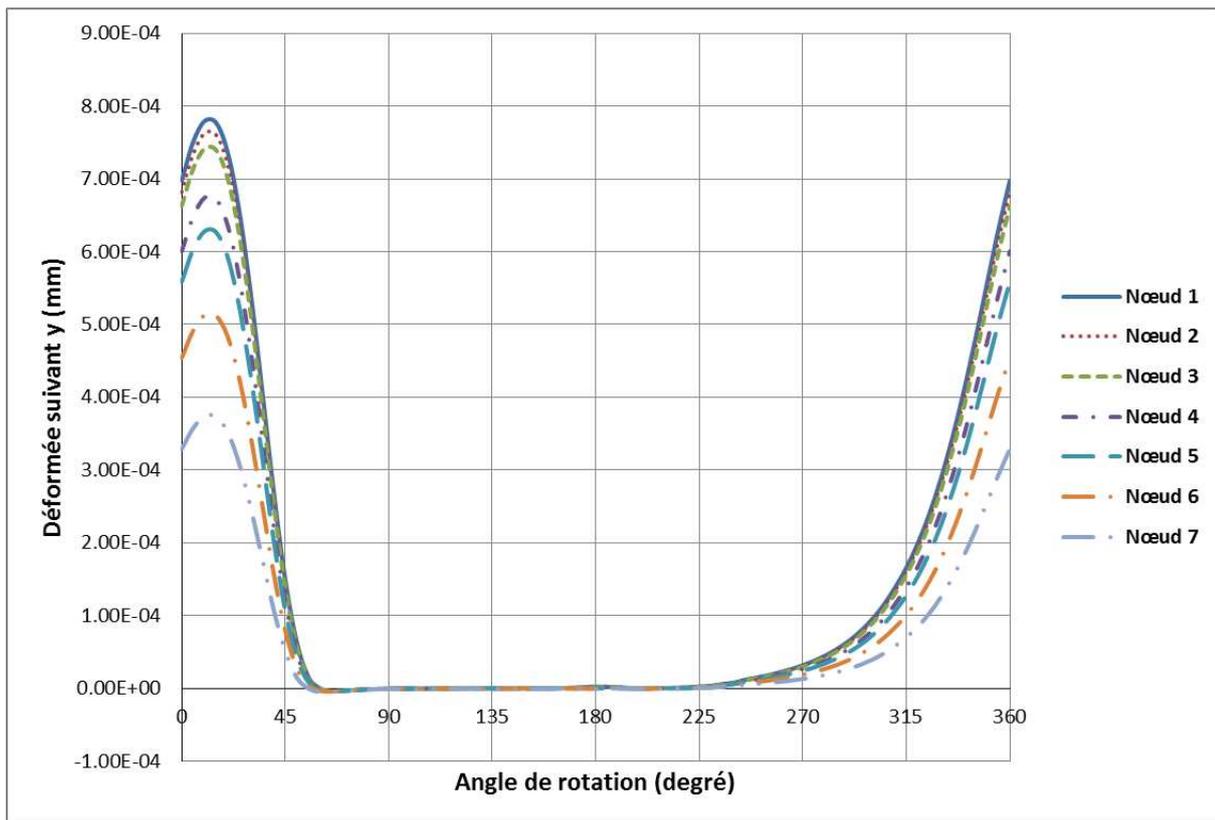


(b) Déformation pour un cycle de rotation

Fig. II.33. Déformation axiale de la surface de contact du logement, position circconférentielle  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24a)

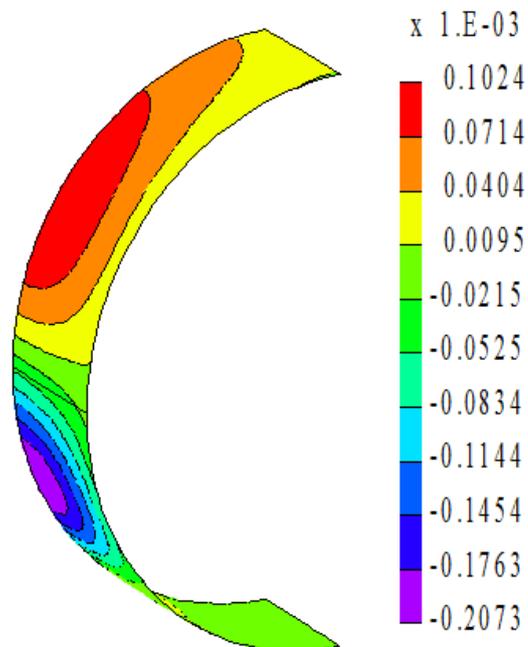


(a) Déformation à  $0^\circ$  de rotation (mm)

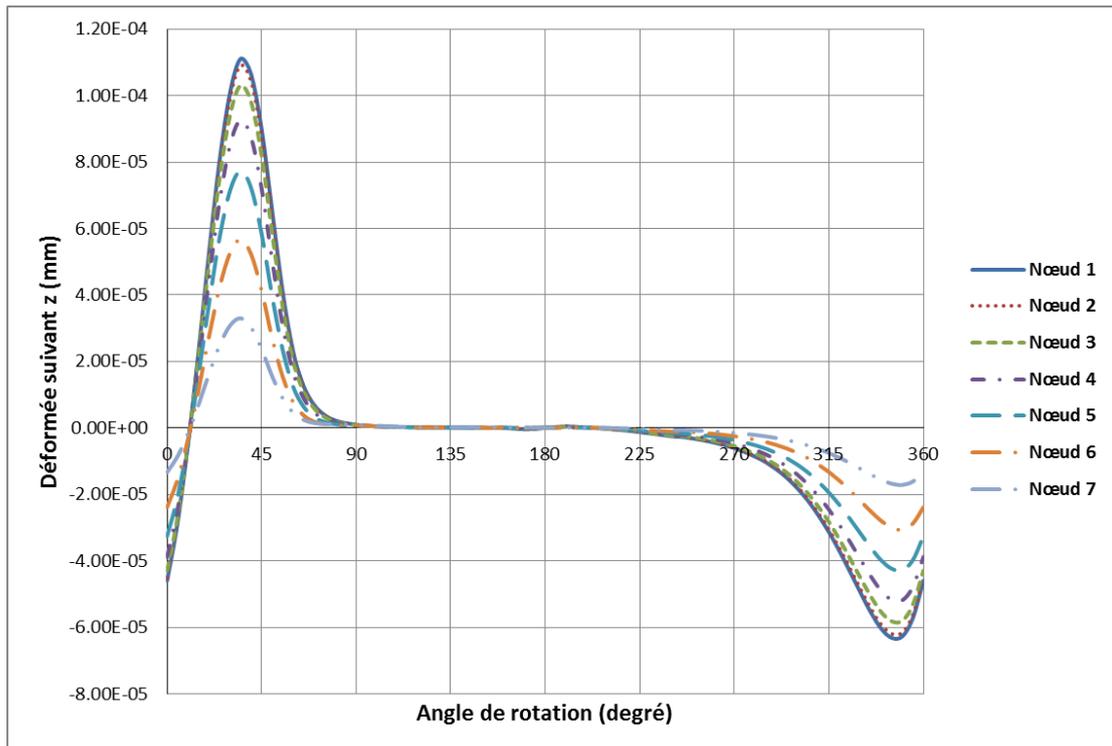


(b) Déformation pour un cycle de rotation

Fig. II.34. Déformation suivant y position circonférentielle  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24a)



(a) Déformation à  $0^\circ$  de rotation (mm)



(b) Déformation pour un cycle de rotation

Fig. II.35. Déformation suivant l'axe z position circonférentielle  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24a)

La figure (Fig. II.36) représente la déformation radiale aux nœuds où  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24a). Cette déformation permet de la comparer à celle du calcul Accel qui a été présentée à la Fig. II.30 ci-dessus.

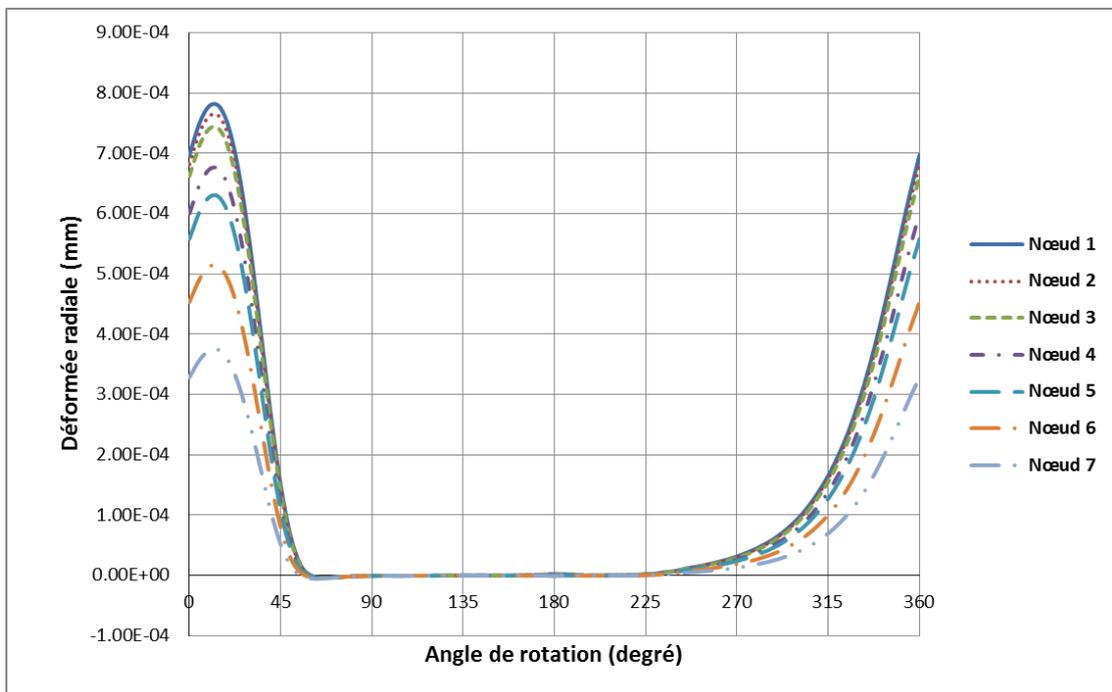


Fig. II.36. Déformation radiale pour un cycle de rotation à la position circonférentielle  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24)

Comme on peut l'observer sur les Fig. II.37 et Fig. II.38, le champ de déformations du logement calculé par Abaqus est identique à celui calculé par Accel.

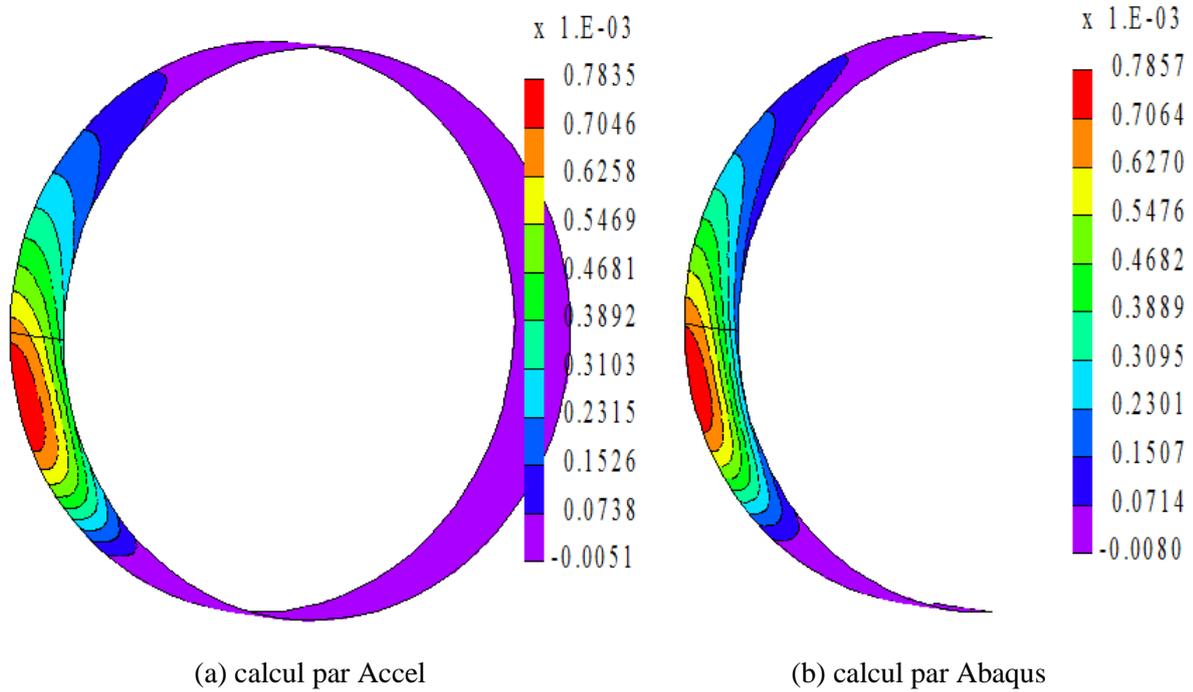


Fig. II.37. Champ de déformation radiale du palier soumis un champ de pression (mm)

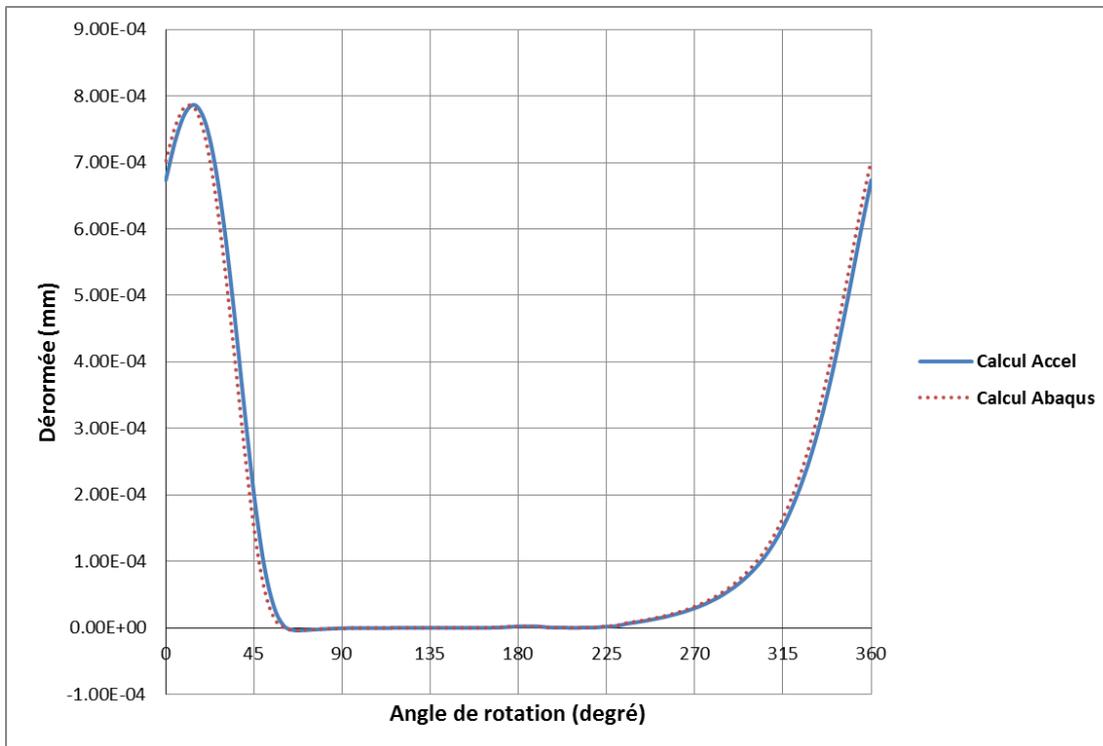


Fig. II.38. Comparaison de la déformation radiale pour un cycle de rotation au nœud 1 (cf. Fig. II.24a)

## II.5. CONCLUSION

Pour résoudre le problème hydrodynamique du contact entre le coussinet et l'arbre, les formulations numériques de la méthode des éléments finis ont été utilisées. La pression hydrodynamique est calculée en résolvant l'équation de Reynolds. L'épaisseur de film lubrifiant est dépendante de la pression par la déformation des surfaces. Les modèles théoriques sont intégrés dans le logiciel Accel.

Le problème du contact avec frottement entre le dos du coussinet et le logement est traité en utilisant la loi de Coulomb. Les glissements tangentiels suivant les deux directions principales sont calculé avec le logiciel Abaqus.

Un couplage entre le logiciel Accel et le logiciel Abaqus permet de résoudre le problème des paliers composés. Un code de couplage, qui peut être exécuté depuis Abaqus, a été réalisé. Ce code permet de connecter les deux logiciels et traite les résultats de l'analyse Abaqus.

Pour valider le couplage entre les deux logiciels, un premier calcul a été effectué pour un palier mono-corps, soumis à une charge tournante de 10 kN. Les déplacements de la surface des coussinets ont été calculé par Accel et ensuite comparés à des résultats obtenus avec Abaqus, en important les forces nodales données par Accel. La bonne concordance des résultats valide les techniques développées.

Des calculs paramétriques obtenus dans le cas des paliers multi-corps sont présentés dans le chapitre suivant.



### III.1. INTRODUCTION

Le comportement du contact entre les différents solides dans un palier composé dépend de plusieurs paramètres tels que les géométries des pièces, le serrage des vis d'assemblage, le coefficient de frottement entre les différents matériaux, la charge appliquée,... Des calculs paramétriques vont donc permettre de voir l'influence de chacun d'entre eux sur le contact du palier.

Dans le chapitre précédent, le couplage entre le logiciel Accel et le logiciel Abaqus a été validé. Les résultats du calcul Accel sont récupérés et importés dans le modèle Abaqus. Les champs de pression appliqués à l'intérieur du coussinet varient de façon continue et peuvent engendrer un glissement relatif du coussinet par rapport au logement.

La première partie de ce chapitre présente le comportement du contact entre le coussinet et le logement d'un palier lisse composé de 4 solides fonctionnant sous une charge tournante mais constante en module. La partie suivante présente les calculs d'un palier de tête de bielle fonctionnant sous un chargement de moteur thermique..

### III.2. PALIER SOUMIS A UNE CHARGE TOURNANTE

Le premier calcul est effectué avec un chargement constant tournant, appliqué à un palier circulaire. Le diagramme de charge est présenté dans la figure (Fig. III.1) ci-dessous :

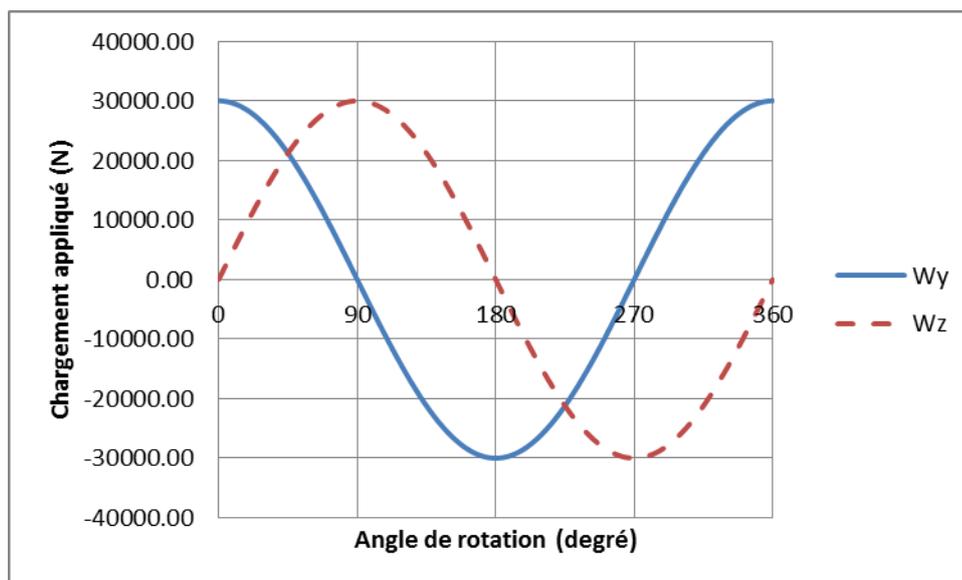


Fig. III.1. Diagramme de charge

Le calcul EHD du palier a été effectué pour tous les 5 degrés de rotation. Le palier lubrifié par un fluide, ayant une viscosité de 0,01 Pa.s à 80°, fonctionne à une vitesse de rotation de 3000 tours/min (Table III.1).

Charge tournante ( $W$ )	30000 N
Vitesse de rotation ( $n$ )	3000 tours/min
Pression d'alimentation du fluide ( $p_{al}$ )	0,1 MPa
Jeu radial minimal du coussinet supérieur ( $C$ )	0,02 mm
Rugosité $R_q$ de l'arbre ( $\delta_{arbre}$ )	0,0001 mm
Rugosité $R_q$ du coussinet ( $\delta_{couss}$ )	0,0002 mm

Table III.1. Paramètres de fonctionnement du palier étudié

### III.2.1. Modèle numérique du palier calculé

- Modèle du coussinet :

Pour avoir un bon contact entre le coussinet et le logement du palier, le rayon et la longueur des coussinets sont toujours supérieurs à ceux du logement (Fig. III.2). La différence ( $\Delta Long$ ) entre la longueur développée d'un coussinet (demi-coussinet,  $Long_{couss}$ ) et d'un demi-logement (du chapeau ou du corps,  $Long_{log}$ ) est définie par :

$$\Delta Long = Long_{couss} - Long_{log}$$

Dans les paliers de tête de bielle réelle, la différence sur la longueur est de 0,03 à 0,09 millimètre.

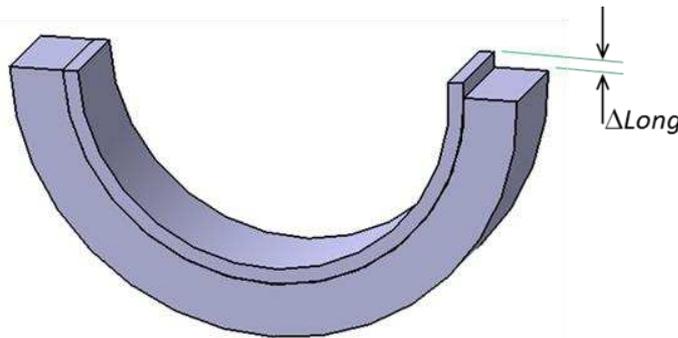


Fig. III.2. Différence de longueur entre le coussinet et le logement

Le comportement du contact dépend de chacune des caractéristiques du coussinet. Par exemple, plus la différence de longueur est grande plus la pression engendrée au contact est importante.

- Modèle du palier

Dans cette partie, nous utilisons le modèle d'un demi-palier constitué de quatre solides : le logement supérieur et inférieur et deux coussinets. Le demi-palier est coupé dans le plan de

symétrie  $Oyz$ , correspondant au plan médian du palier. Les solides sont modélisés par des éléments finis de type brique quadratique à 20 nœuds, avec 5 éléments suivant l'axe  $Ox$  (direction axiale) et 40 éléments suivant la circonférence. Les nœuds appartenant au dos du coussinet dans le plan  $Oxy$  sont numérotés de 1 à 6 (Fig. III.3). Les surfaces qui sont étudiées dans notre analyse de contact sont le dos du coussinet et l'intérieur du logement.

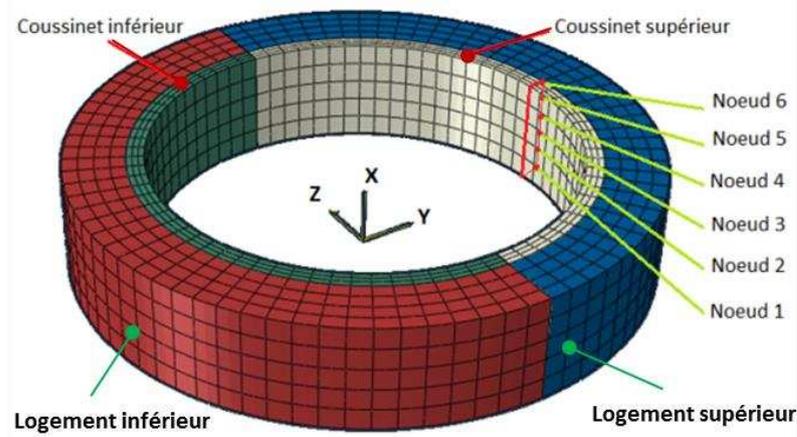


Fig. III.3. Palier de quatre solides

Les caractéristiques géométriques et des différents matériaux du palier sont donnés dans le tableau (Table II.1).

Rayon du logement ( $R_{log}^{in}$ )	26,5 mm
Epaisseur du logement ( $h_{log}$ )	7,0 mm
Rayon du coussinet ( $R_{palier}$ )	24,5 mm
Largeur du palier ( $B$ )	25,0 mm
Module d'élasticité du logement ( $E_{log}$ )	199000 MPa
Coefficient de Poisson du logement ( $\nu_{log}$ )	0,29
Module d'élasticité du coussinet ( $E_{couss}$ )	206000 MPa
Coefficient de Poisson du coussinet ( $\nu_{couss}$ )	0,30

Table III.2. Paramètres géométriques et des matériaux du palier étudié

### III.2.2. Comportement du contact entre le dos du coussinet et le logement

Le comportement du contact entre le coussinet et le logement dépend de plusieurs paramètres. Dans un premier temps, nous nous intéresserons à la déformation normale (ou radiale) du coussinet au niveau de contact avec le logement et ensuite au glissement relatif du coussinet par rapport au logement.

### III.2.2.1. Déformation normale

La déformation normale au nœud  $i$  du coussinet engendrée par la charge appliquée est définie par :

$$D_{chg}^i = D_i - D_o^i \quad \text{Eq. III.1}$$

où  $D_i$  est la déformation normale totale au nœud  $i$  et  $D_o^i$  est la déformation normale initiale due à l'assemblage du palier.

La figure (Fig. III.4) représente le champ de la déformation du coussinet au niveau du contact avec le logement pour une position de  $0^\circ$  de rotation de l'arbre, et la figure (Fig. III.5) la variation de la déformation pour un cycle de rotation. La différence  $\Delta Long$  est de 0,09 mm, le coefficient de frottement de 0,1 et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée. La déformation la plus élevée est proche de la zone où la force est appliquée (ici à  $0^\circ$  de rotation). Il est à noter que dans ce cas, la déformation normale du coussinet inférieur est quasi nulle.

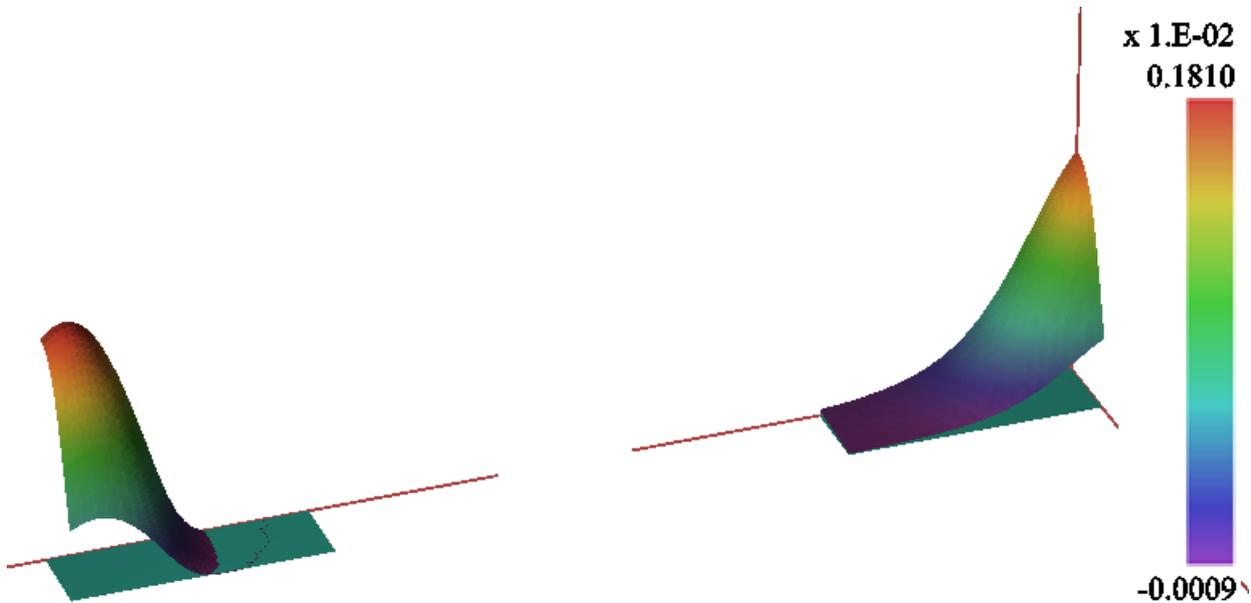


Fig. III.4. Champ de la déformation normale du coussinet supérieur à  $0^\circ$  de rotation (mm)

Dans la zone où la déformation du coussinet supérieur est plus élevée, il y a une différence de répartition de cette déformation entre le bord extérieur (nœud 6) et le plan médian (nœud 1). La valeur de la déformation la plus importante se situant au plan médian là où se situe la valeur maximale de la pression hydrodynamique.

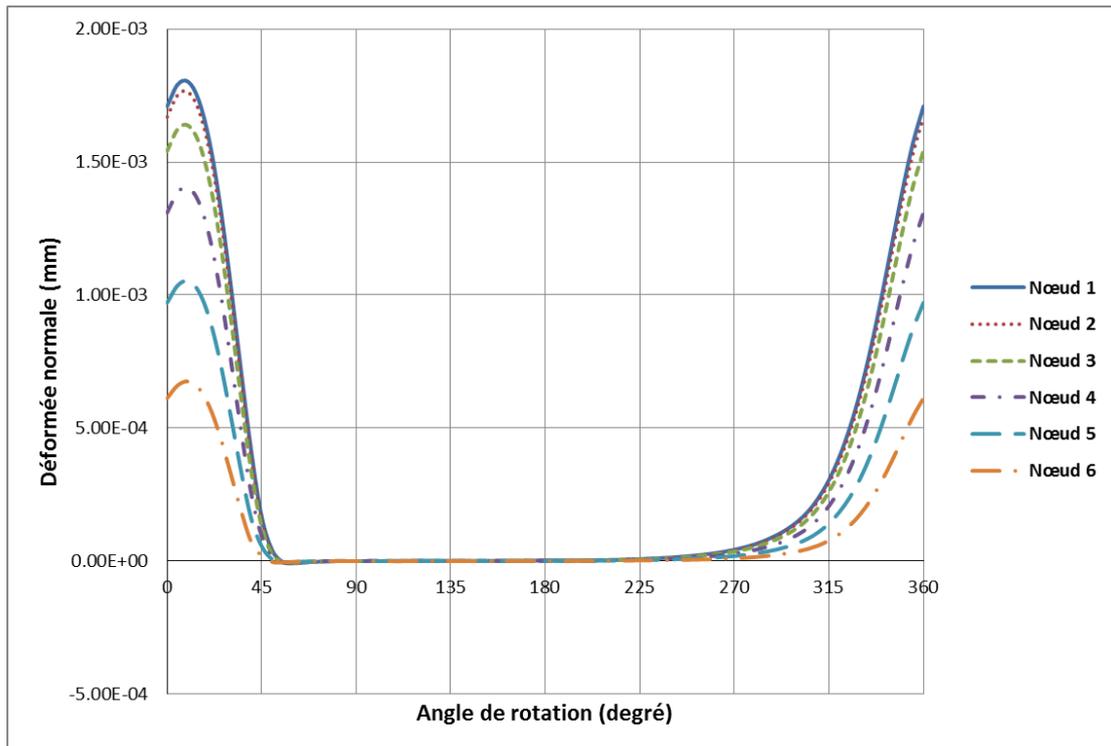


Fig. III.5. Variation de la déformation normale sur un cycle de rotation pour les nœuds 1 à 6 (cf. Fig. III.3)

La figure III.6 (Fig. III.6) montre la variation, sur le nœud 1 (coté intérieur et coté extérieur), de la déformation du coussinet en ce nœud pour un cycle de rotation. La déformation du coussinet est plus importante dans la zone très proche de la position où la charge appliquée se situe. La déformation de la surface à l'extérieur du coussinet évolue de manière identique à celle de la surface intérieure du coussinet, mais l'amplitude est plus faible.

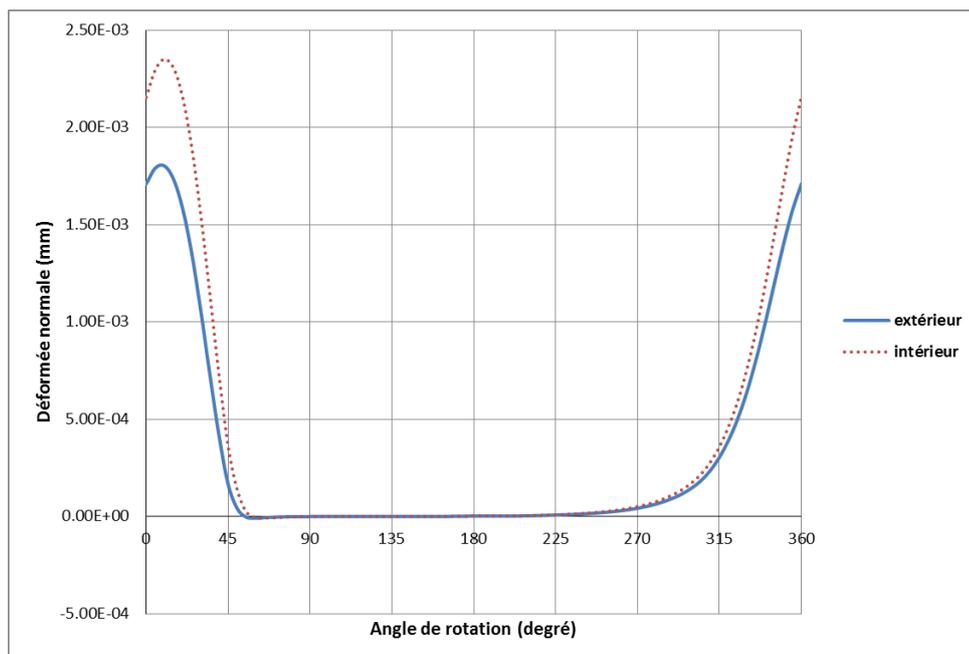


Fig. III.6. Déformation normale pour deux nœuds, un à l'intérieur et l'autre à l'extérieur du coussinet dans le plan de symétrie

### III.2.2.1. Glissement tangentiel relatif

Le deuxième paramètre intéressant est le glissement tangentiel relatif. Ce glissement est calculé par sommation. La valeur reçue ( $\gamma_k$ ) du pas de calcul  $k$  est la somme des glissements des  $k$  pas précédents :

$$\gamma_k = \sum_{i=1}^k \gamma_i \quad \text{Eq. III.2}$$

Dans le cas du palier composé, il existe au début un glissement dû à l'assemblage (glissement initial). Alors, le glissement dû au chargement (sans valeur initiale) au pas de calcul  $k$  est défini par :

$$\gamma_k^{chg} = \gamma_k - \gamma_0 \quad \text{Eq. III.3}$$

où  $\gamma_0$  est le glissement tangentiel relatif dû à l'assemblage. Ce glissement est présenté sur la figure ci-dessous (Fig. III.7, Fig. III.8). La différence  $\Delta Long$  est de 0,09 mm, le coefficient de frottement de 0,1 et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée.

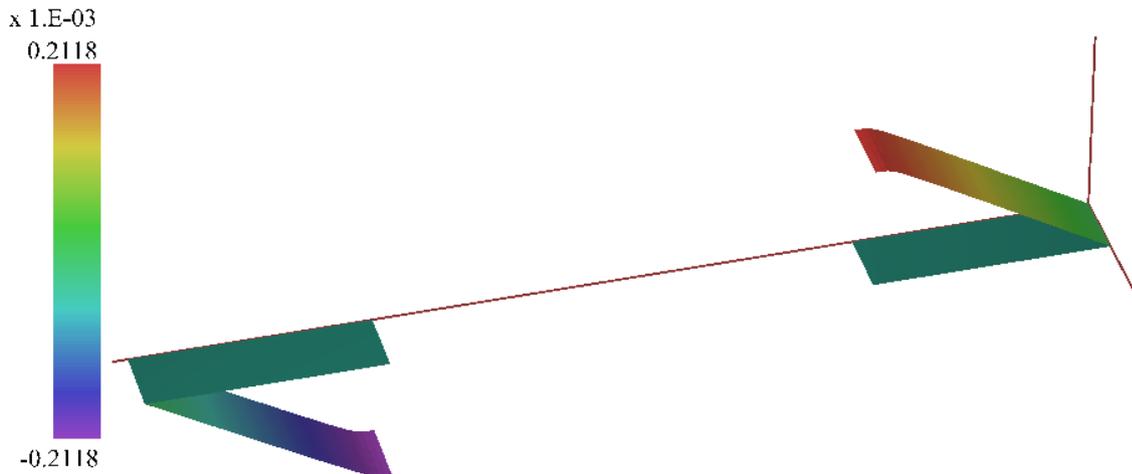


Fig. III.7. Glissement circconférentiel relatif dû à l'assemblage du coussinet supérieur (mm)

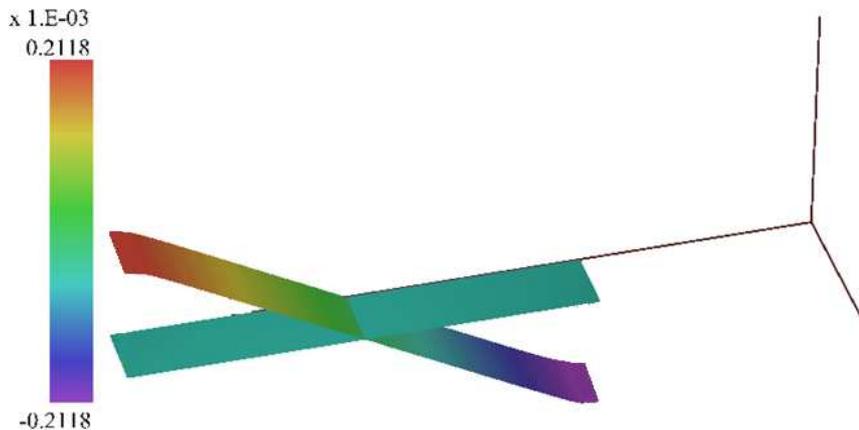


Fig. III.8. Glissement circconférentiel relatif dû à l'assemblage du coussinet inférieur (mm)

Comme nous l'avons montré dans le chapitre précédent, la loi de frottement utilisé suppose qu'un glissement, dit élastique, peut apparaître dès que la contrainte tangentielle est supérieure à zéro et tant qu'elle ne dépasse pas la contrainte critique  $\tau_{crit}$ . Le comportement du contact pour des contraintes tangentielles inférieures à  $\tau_{crit}$  est piloté par la valeur du glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$ . Il est à noter que si  $\gamma_{el}^{crit}$  est nul, nous sommes dans le cas de la loi de Coulomb classique. Cependant, ce cas n'a pas été présenté car nous avons obtenu systématiquement dans ce cas des conditions de non-convergence (numérique).

Un autre paramètre vient compléter le modèle : la contrainte tangentielle maximale  $\tau_{max}$ . C'est en effet un seuil numérique, qui déclenche le glissement relatif pour tout point de contact avec une contrainte supérieure à  $\tau_{max}$ . Si cette valeur n'est pas précisée ou est supérieure à  $\tau_{crit}$ , elle n'influe pas le comportement. Si  $\tau_{max} < \tau_{crit}$ , le glissement relatif apparait même si la valeur du glissement élastique critique n'est pas atteinte.

À titre d'exemple, la Fig. III.9 montre l'influence du  $\tau_{max}$  sur les valeurs du glissement calculé au point 1, situé dans le plan de symétrie du palier. Le coefficient de frottement est égal à 0.1 et  $\gamma_{el}^{crit} \approx 1\mu m$ . On note qu'il faut imposer des valeurs extrêmement faibles à  $\tau_{max}$  pour obtenir une modification du glissement. On note aussi que dans le cas où  $\tau_{max}$  n'est pas imposé, le glissement est purement élastique.

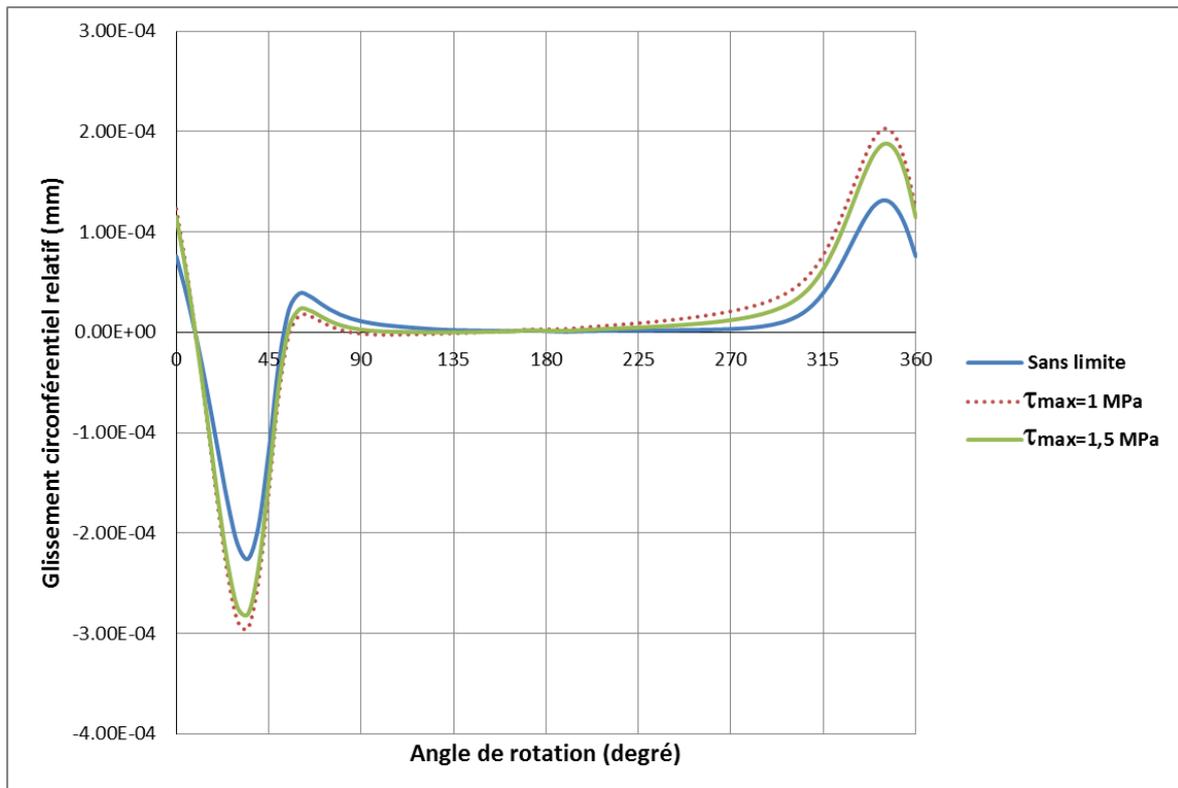


Fig. III.9. Influence de la contrainte critique sur le glissement relatif ( $\gamma_{el}^{crit} \approx 1.10^{-3}$  mm)

La figure (Fig. III.10) montre le glissement circonférentiel relatif dû à la charge appliquée par rapport au logement, aux nœuds se situant sur le dos du coussinet supérieur,

appartenant au plan  $Oxy$  (cf. Fig. III.3). Le coefficient de frottement entre le coussinet et le logement est de 0,1. La différence  $\Delta Long$  est de 0,09 mm et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée.

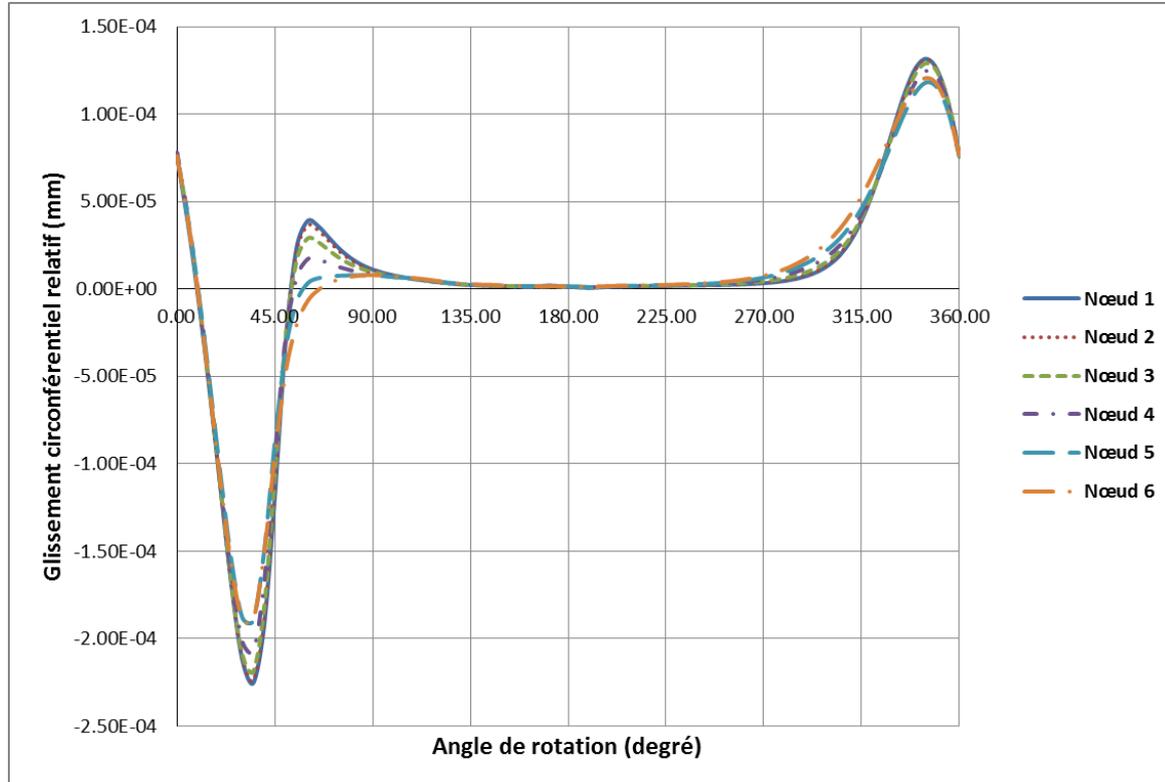


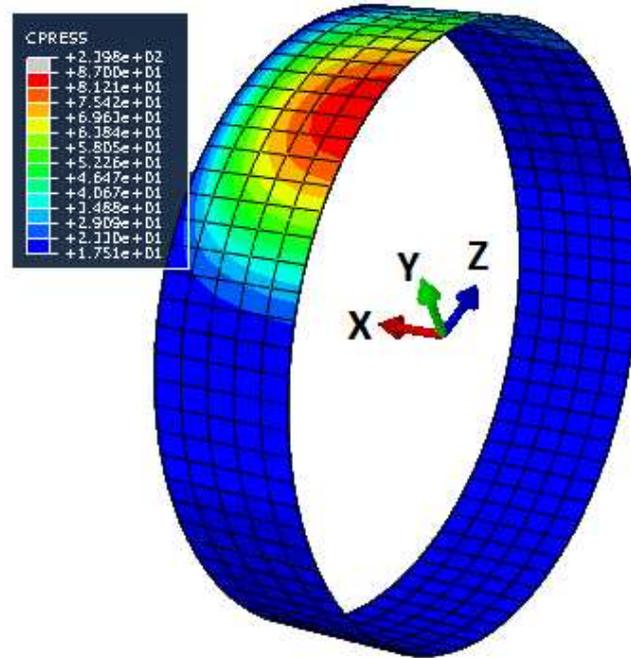
Fig. III.10. Glissement circonférentiel relatif du coussinet

Le glissement au bord du coussinet (nœud 6) est plus faible que dans le plan de symétrie (nœud 1). Pour les nœuds 1 à 6 les glissements circonférentiels relatifs en début et fin de cycle sont identiques. Ce résultat est expliqué par la présence d'un glissement purement élastique.

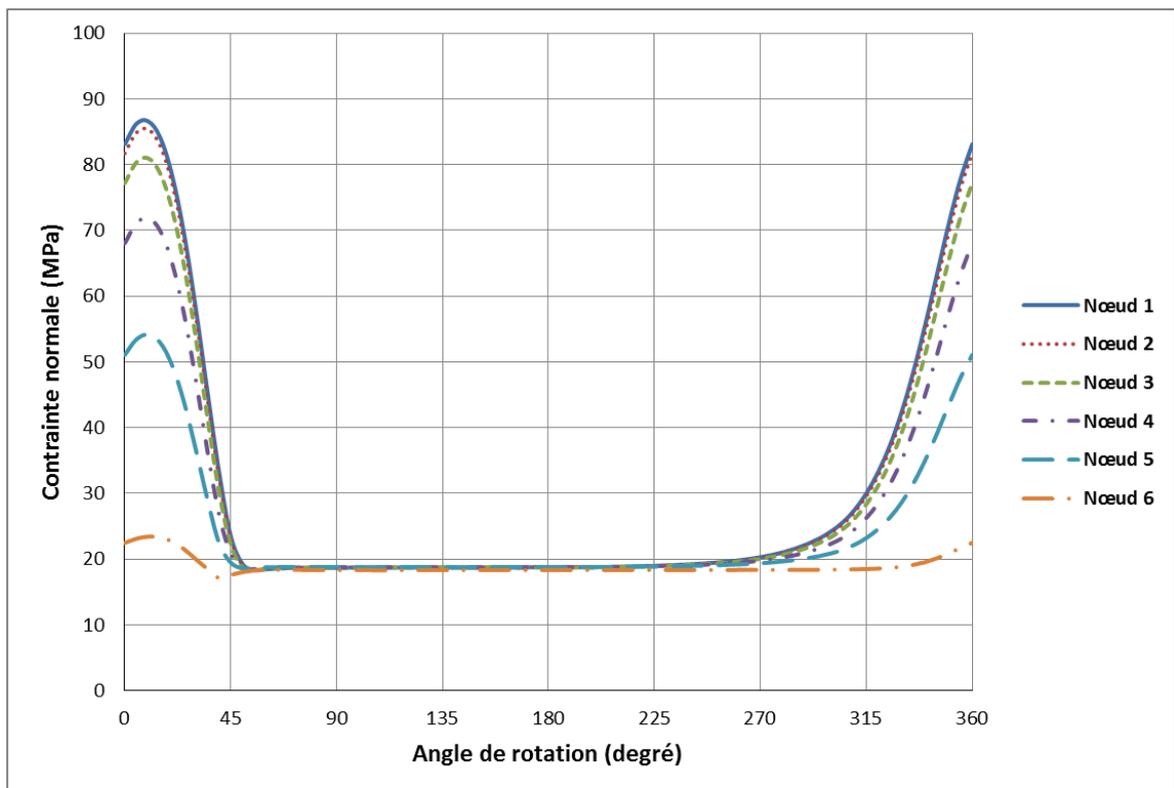
### III.2.2.2. Contrainte normale au dos du coussinet

La figure (Fig. III.11a) représente la contrainte normale au dos du coussinet pour  $0^\circ$  de rotation. La contrainte normale est maximale dans la zone proche où la pression est appliquée, ici à  $0^\circ$  de rotation.

La figure (Fig. III.11b) représente la pression aux nœuds au dos du coussinet, appartenant au plan  $Oxy$  (cf. Fig. III.3). Ces valeurs de pression sont créées par la charge appliquée combinée avec la précontrainte d'assemblage. Dans le cas présenté nous avons considéré la différence  $\Delta Long \approx 0,09$  mm. La précontrainte  $p_0$  obtenue avant l'application de la charge est de l'ordre de 18 MPa.



(a) pour 0° de rotation (MPa)



(b) pour le cycle de fonctionnement

Fig. III.11. Contraite normale au dos du coussinet avec la précontrainte d'assemblage

La contraite normale appliquée au dos du coussinet est de forme semblable au champ de pression hydrodynamique appliquée à l'intérieur du coussinet mais auquel s'ajoute la

précontrainte d'assemblage. La pression dans le plan de symétrie est plus importante. La valeur la plus élevée est d'environ 87 MPa.

La figure (Fig. III.12) présente la contrainte normale au dos du coussinet due à la charge hydrodynamique. Au bord du coussinet (nœud 6), la contrainte normale varie faiblement pendant le cycle de rotation.

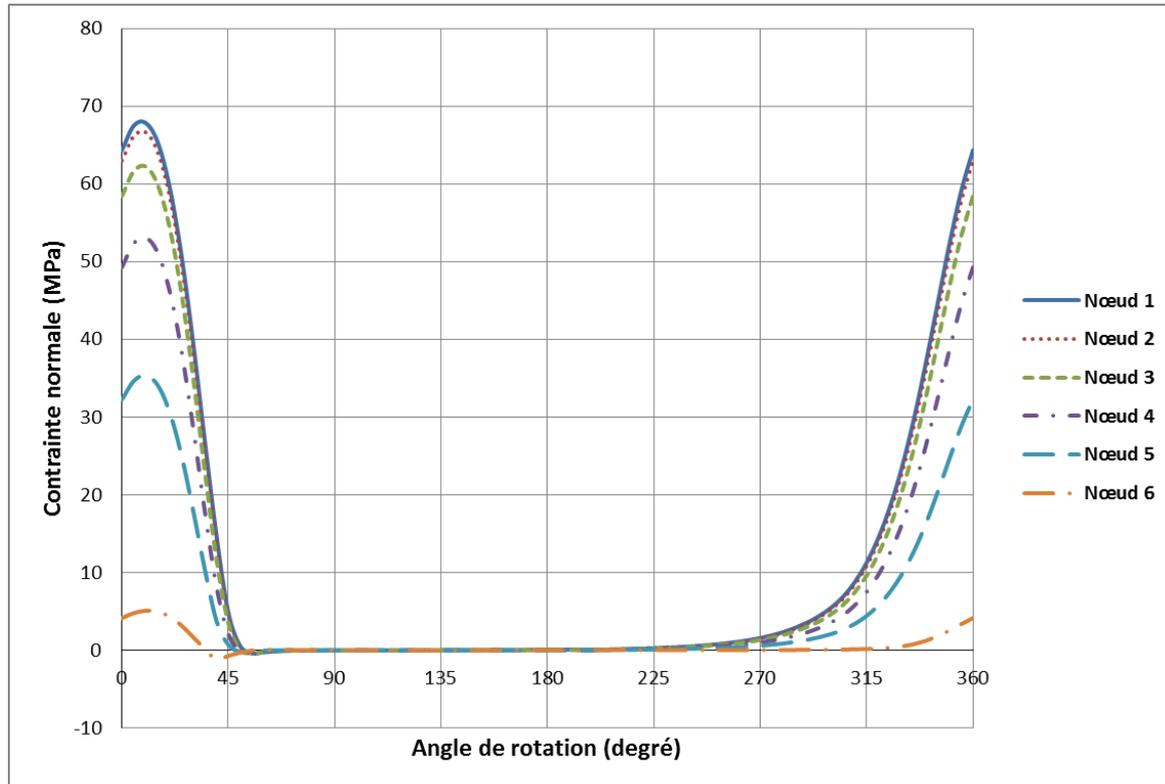


Fig. III.12. Contrainte normale au dos du coussinet due à la charge hydrodynamique

### III.2.2.3. Influence de la pression d'assemblage

Pour analyser l'influence de la pression due à l'assemblage entre les coussinets et le logement, nous avons fait varier le rayon extérieur du coussinet tout en conservant le même rayon du logement. La différence entre les deux rayons s'écrit :

$$\Delta R = R_{couss}^{ext} - R_{log}^{int}$$

où  $R_{couss}^{ext}$  et  $R_{log}^{int}$  sont respectivement le rayon extérieur du coussinet et le rayon du logement.

Cette différence de rayon ( $\Delta R$ ) crée une pression d'assemblage au contact coussinet-logement. Dans nos modèles, la différence de rayon ( $\Delta R$ ) conduit à des épaisseurs différentes du coussinet ( $h_{couss}$ ). Des calculs sur Abaqus ont été effectués pour définir les pressions d'assemblage ( $p_0$ ) correspondantes aux rayons différents (Table III.3).

Épaisseur du coussinet ( $h_{couss}$ )	Différence de rayon ( $\Delta R$ )	Pression moyenne d'assemblage ( $p_0$ )
2,01 mm	0,01 mm	6 MPa
2,02 mm	0,02 mm	12 MPa
2,03 mm	0,03 mm	18 MPa

Table III.3. Pression d'assemblage pour différentes interférences

La figure (Fig. III.14) montre une comparaison des glissements circonférentiels correspondants aux différentes pressions d'assemblages. Le coefficient de frottement entre le coussinet et le logement est de 0,1. La contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée.

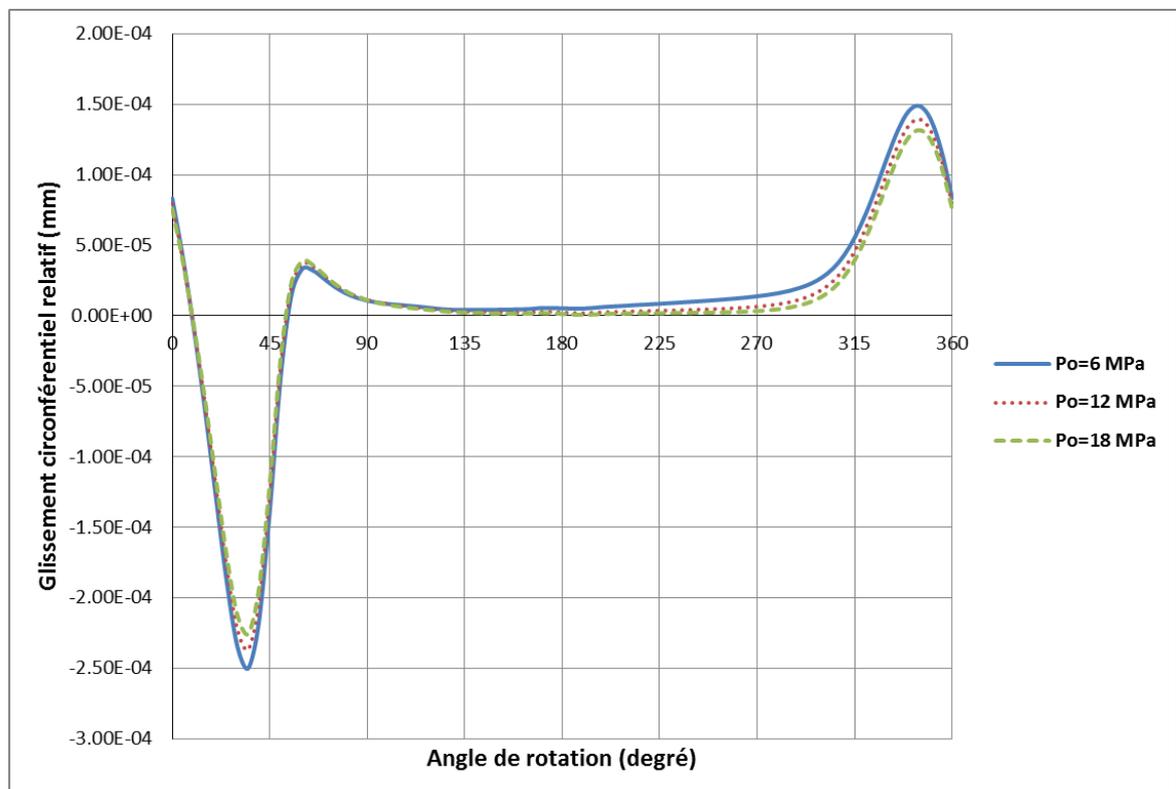


Fig. III.13. Influence de la pression d'assemblage sur le glissement circonférentiel relatif

On constate que si la pression d'assemblage ( $p_0$ ) devient plus faible, le glissement circonférentiel devient plus important.

#### III.2.2.4. Influence du coefficient de frottement

Dans cette étude, différents coefficients de frottement sont appliqués dans le modèle des calculs. Les caractéristiques du contact pour les calculs sont données dans le tableau (Table III.4).

Différence de rayon ( $\Delta R$ )	0,03 mm
Glissement élastique critique ( $\gamma_{el}^{crit}$ )	$\approx 1 \mu\text{m}$
Contrainte critique maximale ( $\tau_{crit}$ )	n'est pas imposée

Table III.4. Caractéristiques du contact avec frottement

L'influence du coefficient de frottement ( $f$ ) sur le glissement circonférentiel relatif est présentée sur la figure (Fig. III.14).

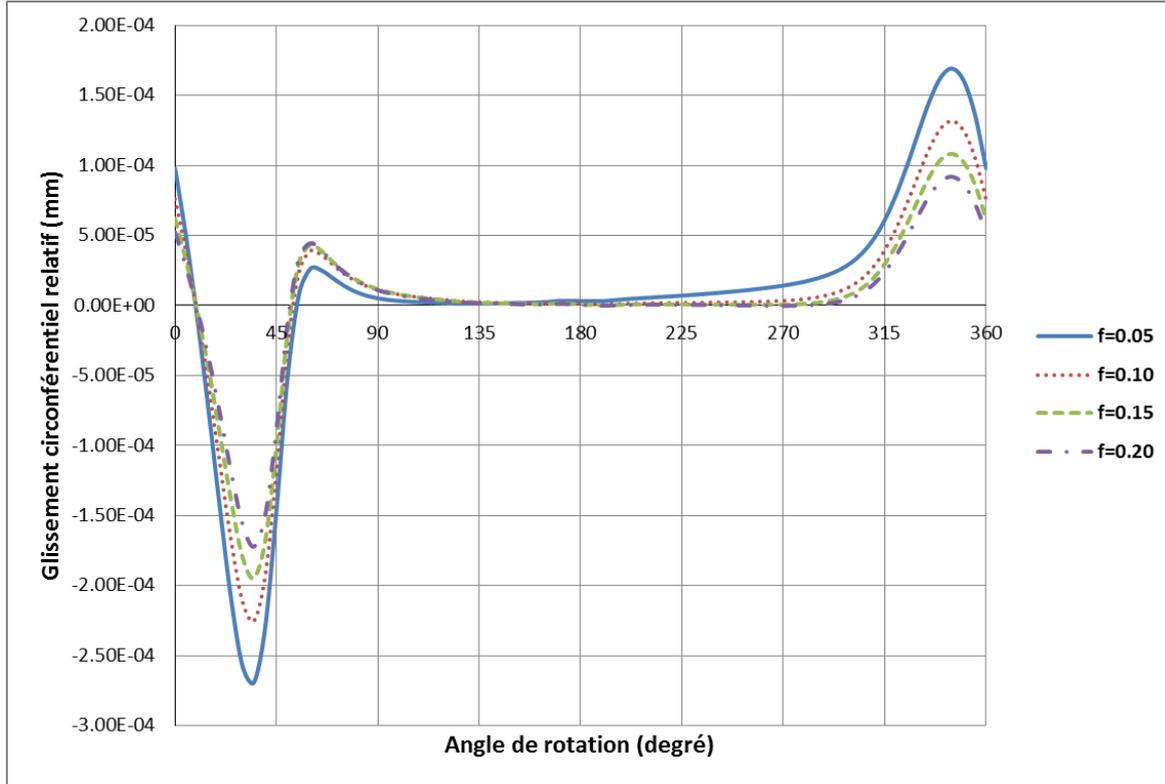


Fig. III.14. Influence du frottement sur le glissement circonférentiel relatif

On observe que l'amplitude du glissement circonférentiel devient plus importante si le coefficient de frottement est plus faible. Pour la suite des calculs un coefficient de 0,1 sera appliqué car c'est le coefficient le plus proche des matériaux utilisés [65].

### III.2.2.5. Influence du glissement élastique critique

Nous avons défini des valeurs de glissement relatif dans trois cas de glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  : 1,14  $\mu\text{m}$ ; 2,28  $\mu\text{m}$ ; et 3,42  $\mu\text{m}$ . Ces valeurs critiques, calculées par Abaqus sont fonctions de l'épaisseur du coussinet. Si le coefficient de frottement entre le coussinet et le logement est de 0,1 et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée, le glissement relatif reste alors dans la zone élastique. La figure (Fig. III.15) montre l'influence du glissement élastique critique entre le coussinet et le logement, au niveau du nœud 1.

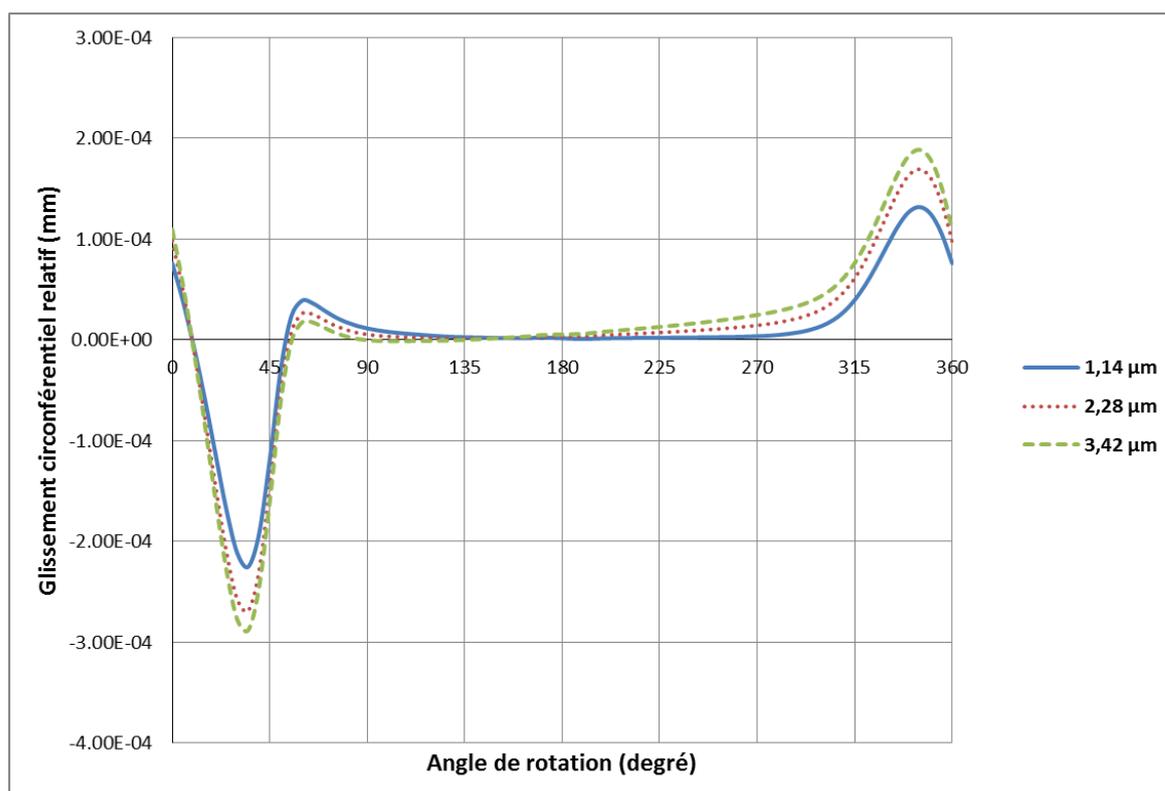


Fig. III.15. Influence du glissement élastique critique sur le glissement circonférentiel relatif

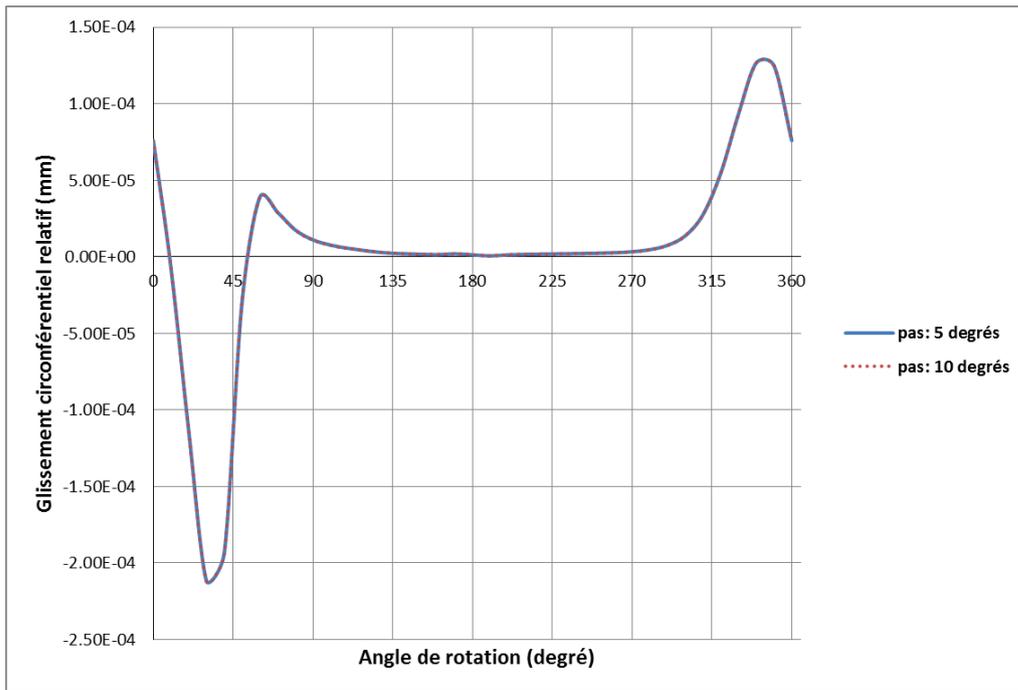
Dans un modèle où le glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  est de  $1,14 \mu\text{m}$ , le glissement relatif est faible. Si le glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  est plus élevé, le glissement relatif devient plus important.

### III.2.2.6. Influence du pas de calculs

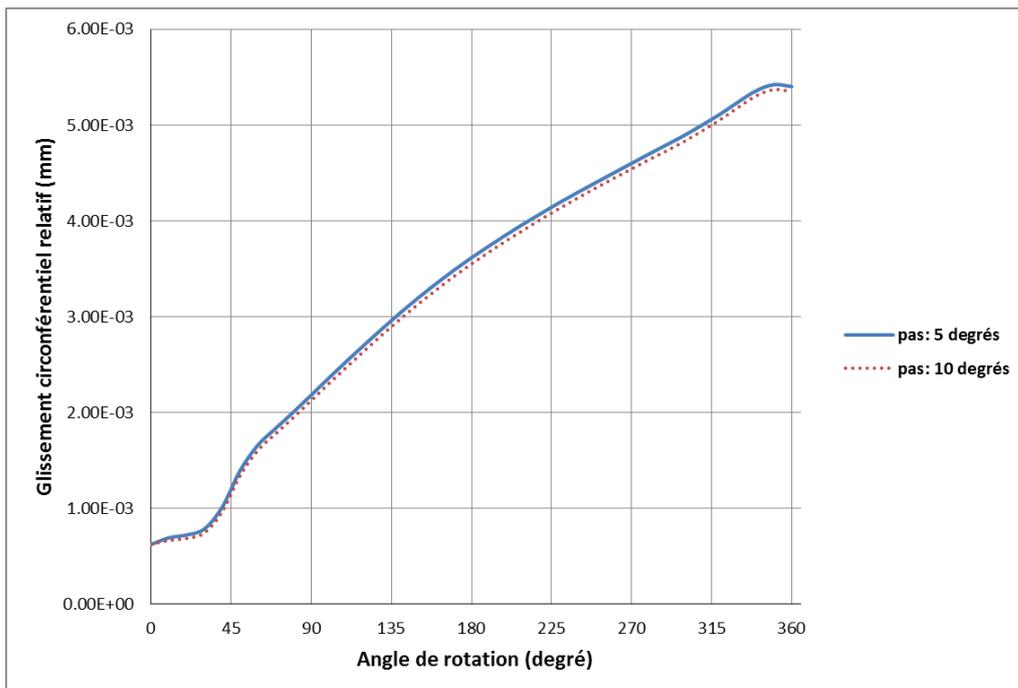
Le glissement circonférentiel est un paramètre cumulatif pendant le cycle de rotation (Eq. III.2). Le pas de calculs ne doit pas venir influencer la solution. La figure (Fig. III.16) représente l'influence du pas de calculs sur le glissement relatif du coussinet par rapport à son logement dans deux cas : pour tous les 5 degrés et pour tous les 10 degrés de rotation.

Si le coefficient de frottement entre le coussinet et le logement est de 0,1 l'interférence  $\Delta R$  de 0,03 mm et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée, le glissement reste alors dans la zone élastique, c'est-à-dire les contraintes tangentielles sont inférieures à la contrainte critique. (Fig. III.16a). Le glissement relatif cumulatif pour tous les 5 degrés de rotation est de  $1,5 \cdot 10^{-5} \mu\text{m}$  et de  $1,7 \cdot 10^{-5} \mu\text{m}$  pour tous les 10 degrés. Le glissement cumulatif pour les deux cas est extrêmement petit (ou nul). Dans ce cas, l'influence du pas de calculs peut être négligée.

Si la contrainte tangentielle devient plus importante par rapport à la contrainte critique ( $\tau_{max} = 0,0065 \text{ MPa}$ ), et le coefficient de frottement entre le coussinet et le logement est faible ( $f = 0,05$ ) il existe alors du glissement permanent (Fig. III.16b). Le glissement relatif cumulatif pour tous les 5 degrés de rotation est de  $4,78 \mu\text{m}$  et de  $4,72 \mu\text{m}$  pour tous les 10 degrés. Dans ce cas la différence relative du glissement cumulatif est d'environ 1% et le pas de calcul a une influence plus importante mais qui reste toujours faible.



(a)  $\tau < \tau_{crit}$



(b)  $\tau > \tau_{crit}$

Fig. III.16. Influence du pas de calculs sur le glissement relatif

### III.3. PALIER SOUMIS A UNE CHARGE D'UN MOTEUR THERMIQUE

Dans un moteur thermique, le palier de tête de bielle est soumis à un chargement dynamique qui varie très rapidement. Particulièrement au moment de l'explosion la pression dans le cylindre augmente très vite et peut atteindre une valeur très élevée. Cette pression transmise par la bielle s'applique alors au palier de tête. Ce chargement peut engendrer la

déformation du logement, et le glissement des coussinets. Les moteurs à quatre temps ont un cycle de fonctionnement de deux tours de rotation (720 degrés) du vilebrequin. La pression de dans la chambre de combustion varie pendant un cycle et engendre un diagramme de charge appliqué sur le palier de tête de bielle.

La figure (Fig. III.17) représente un diagramme de charge appliquée sur un palier de tête de bielle d'un moteur diesel à une vitesse de rotation de 5500 tours/minute.

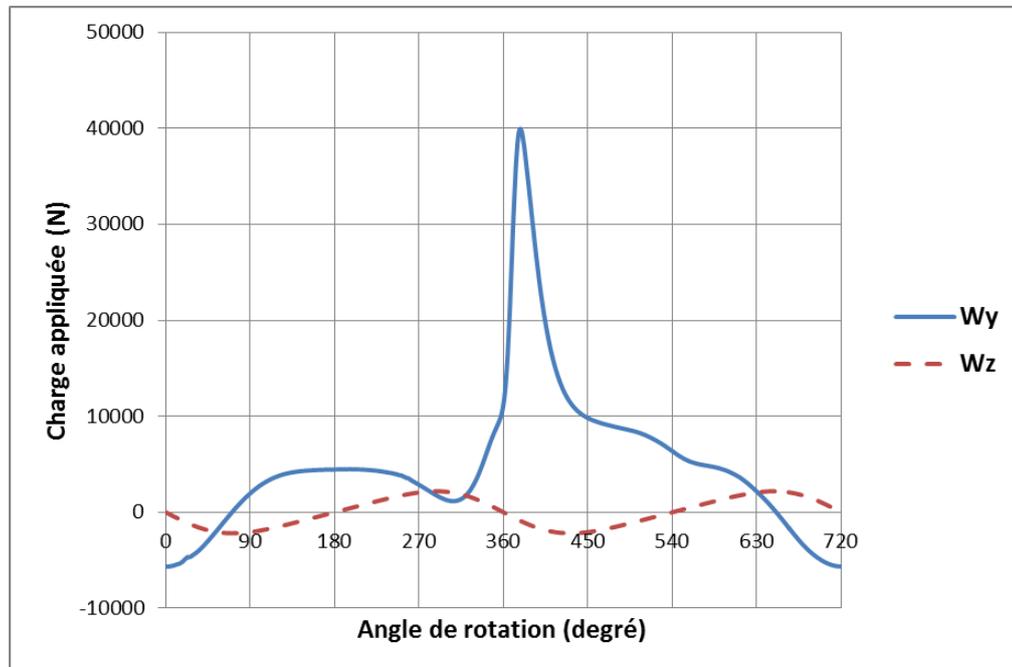


Fig. III.17. Diagramme de charge d'un moteur thermique

Cette charge sera appliquée sur un palier composé de 4 solides, assemblés par deux goujons (Fig. III.18). Dans ce cas, le serrage des goujons peut modifier la tenue des coussinets dans le logement. Ce serrage est modélisé par un déplacement du corps des goujons.

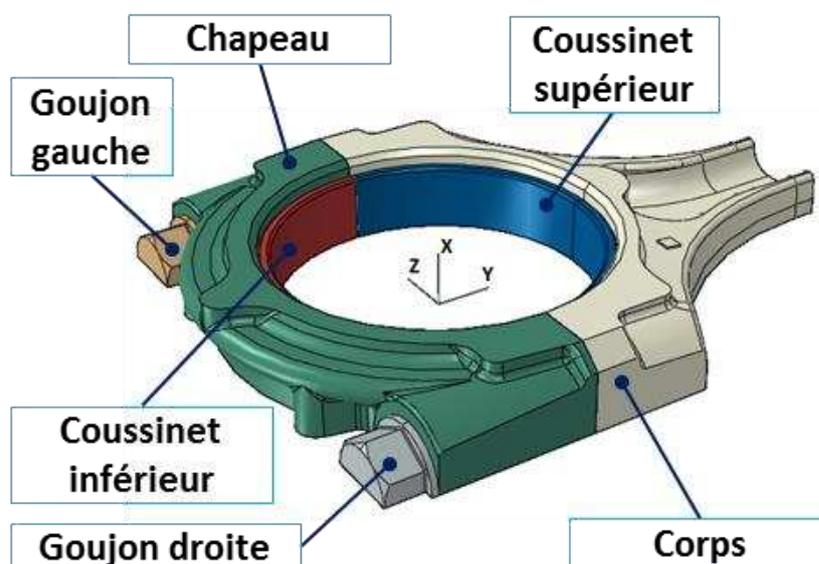


Fig. III.18. Demi palier de tête de bielle composé de 6 solides

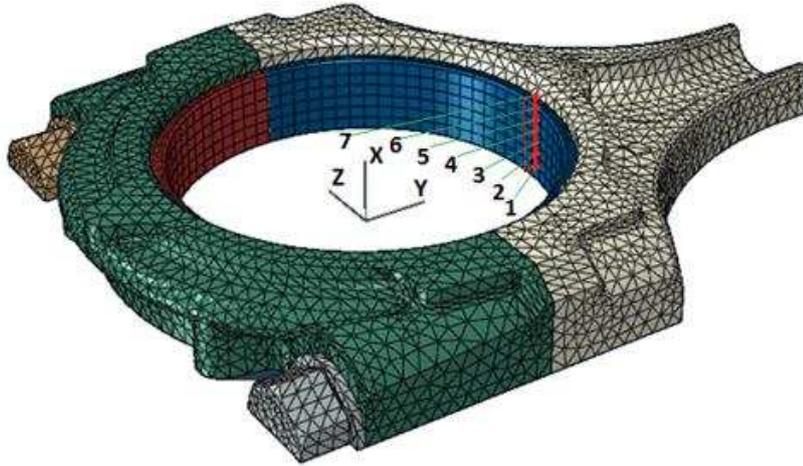


Fig. III.19. Maillage du demi-palier

Les caractéristiques géométriques et des matériaux du palier sont présentées dans le tableau (Table III.5).

Rayon du logement ( $R_{log}^{in}$ )	25,812 mm
Rayon du palier ( $R_{palier}$ )	24 mm
Largeur du palier ( $B$ )	19,6 mm
Module d'élasticité du logement ( $E_{log}$ )	199000 MPa
Coefficient de Poisson du logement ( $\nu_{log}$ )	0,29
Module d'élasticité du coussinet ( $E_{couss}$ )	206000 MPa
Coefficient de Poisson du coussinet ( $\nu_{couss}$ )	0,30
Module d'élasticité du goujon ( $E_{gouj}$ )	199000 MPa
Coefficient de Poisson du goujon ( $\nu_{gouj}$ )	0,29

Table III.5. Paramètres géométriques et des matériaux du palier de 6 solides

Les paramètres de calcul Accel sont donnés dans le tableau (Table III.6).

Charge dynamique ( $W$ )	Variée
Vitesse de rotation ( $n$ )	5500 tours/min
Pression d'alimentation du fluide ( $p_{al}$ )	0,1 MPa
Jeu radial minimal du coussinet supérieur ( $C$ )	0,02 mm
Rugosité $R_q$ de l'arbre ( $\delta_{arbre}$ )	0,0001 mm
Rugosité $R_q$ du coussinet ( $\delta_{couss}$ )	0,0002 mm

Table III.6. Paramètres de fonctionnement du palier réel

Les solides sont maillés indépendamment. Chaque coussinet est divisé par 40 éléments suivant la circonférence et par 6 éléments suivant la demi-largeur. Les nœuds à la même position circonférentielle sont numérotés de 1 à 7, orientés du plan symétrique vers le bord du coussinet (Fig. III.19).

Un calcul Accel a été effectué pour tous les 4 degrés de rotation du vilebrequin. Le champ de pression hydrodynamique dans le film, au moment de l'explosion, soit à 380° d'angle de rotation, est présenté sur la figure (Fig. III.20).

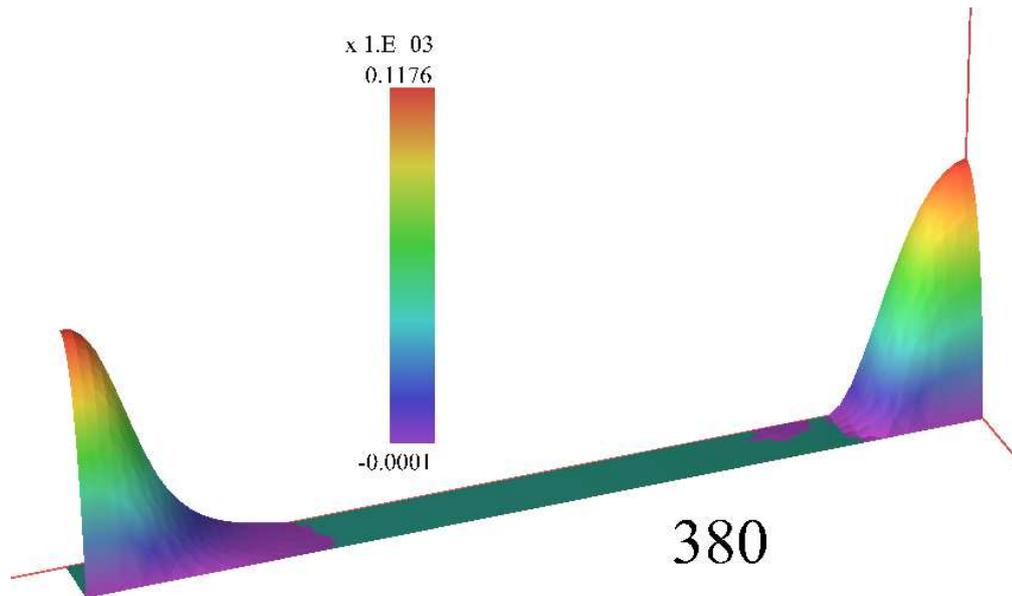


Fig. III.20. Champ de pression à 380° de rotation (MPa)

Les forces nodales, issues du champ de pression hydrodynamique, ont été calculées et appliquées à l'intérieur du coussinet (Fig. III.21) pour le calcul avec le logiciel Abaqus.

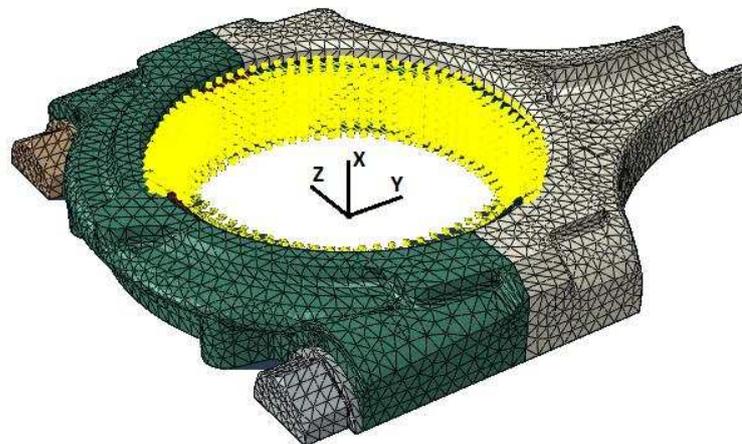


Fig. III.21. Charge appliquée au palier correspondant à 0° de rotation

### III.3.1. Déformation radiale des coussinets

Les coussinets inférieur et supérieur fonctionnent sous des charges différentes (Fig. III.17). Actuellement, pour un palier soumis à un chargement de moteur thermique, le coussinet supérieur supporte des forces plus importantes. Donc, la déformation radiale ou normale du coussinet supérieur sera plus importante que celle du coussinet inférieur. La section droite du palier avec son repère est donnée sur la figure (Fig. III.22).

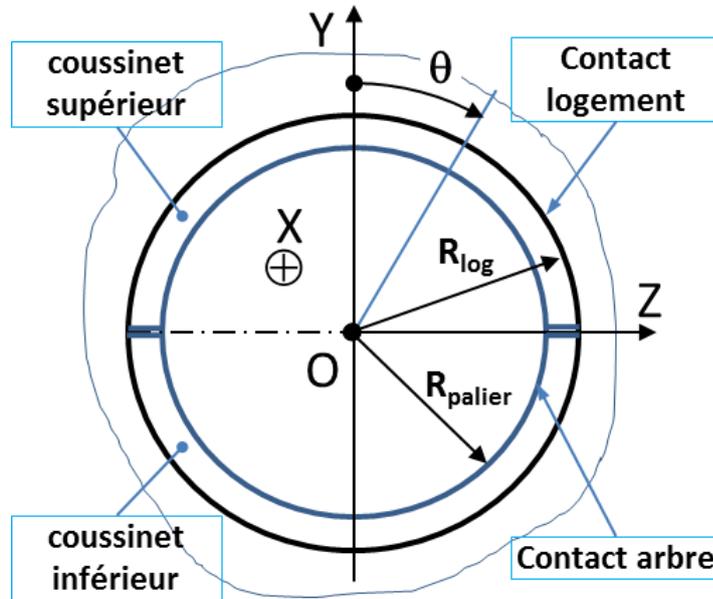


Fig. III.22. Section droite d'un palier composé

Les variations de la déformation normale au dos des coussinets, pour plusieurs positions circonférentielles, sont présentées sur les figures (Fig. III.23, Fig. III.24). Cette déformation est calculée dans le cas où le coefficient de frottement entre le coussinet et le logement est de 0,1 et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée. Le glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  est d'environ 0,9  $\mu\text{m}$ . Le serrage des goujons correspond à une déformation de 0,12 mm. La valeur positive désigne une déformation vers l'extérieur du palier.

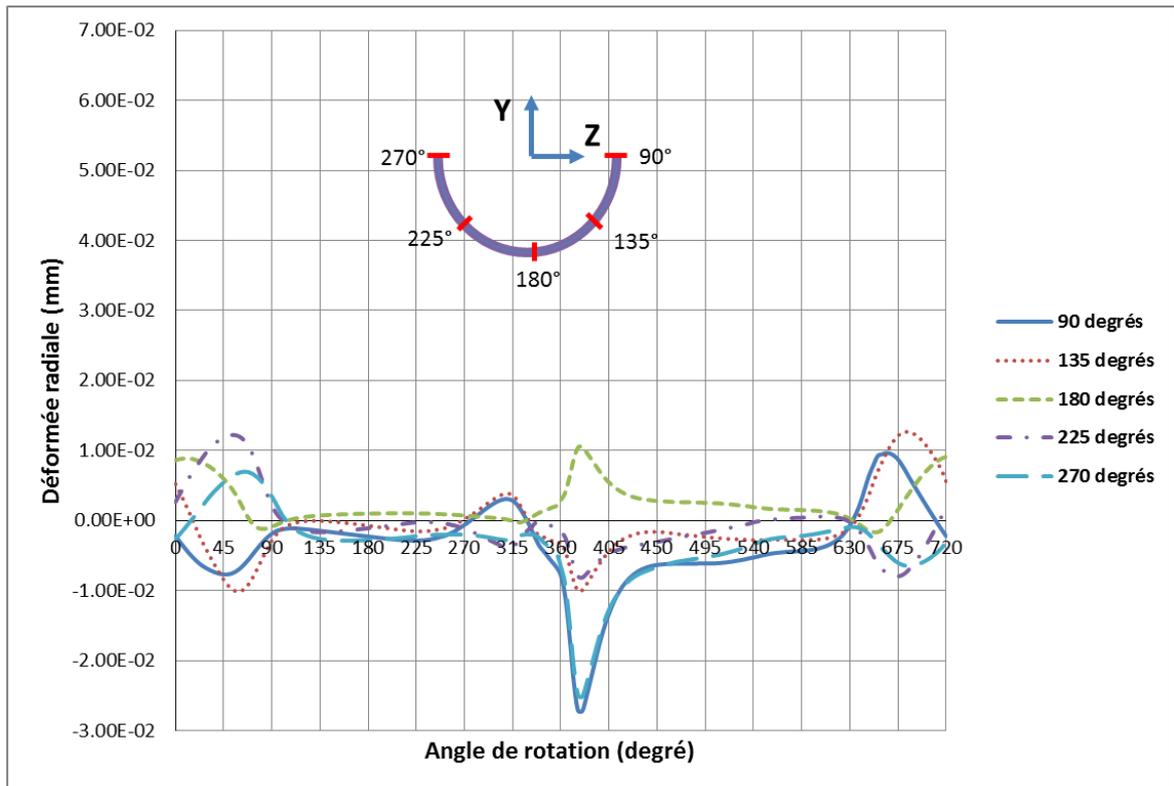


Fig. III.23. Variation de la déformation normale **du coussinet inférieur** pour un cycle de fonctionnement ; pour plusieurs positions circonférentielles ( $\theta$ )

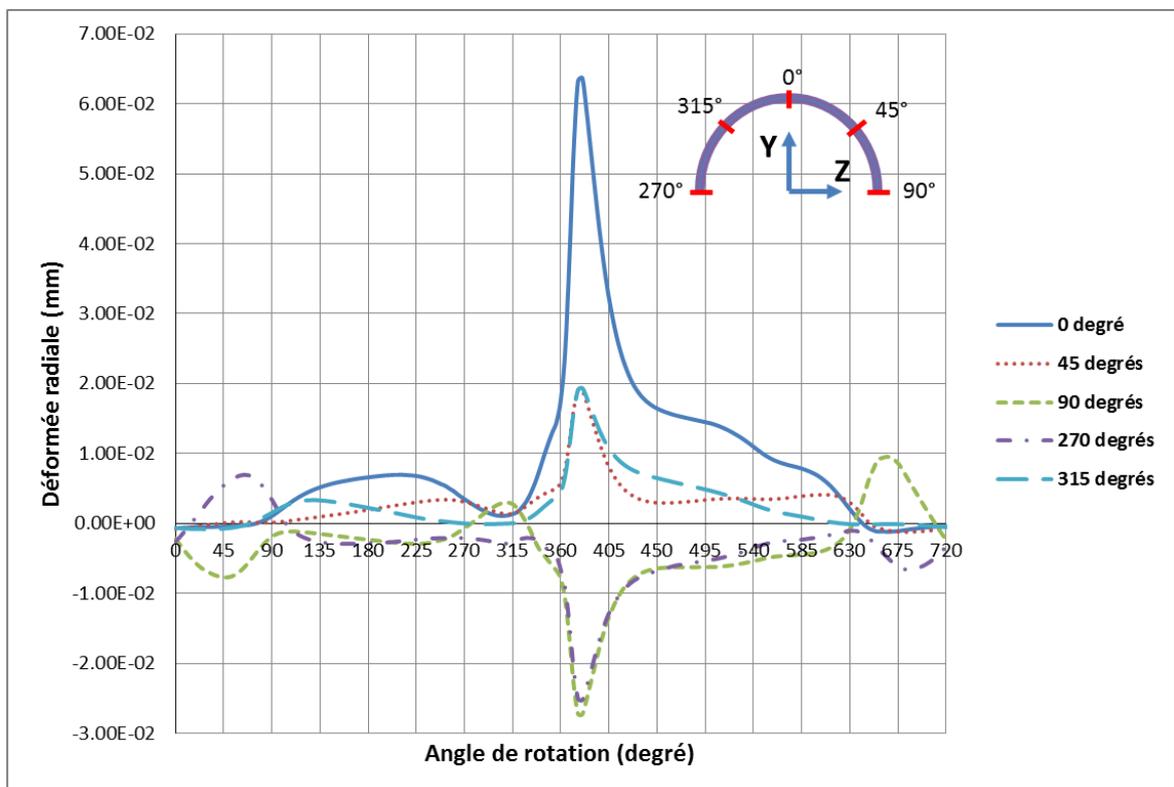


Fig. III.24. Variation de la déformation normale **du coussinet supérieur** pour un cycle de fonctionnement ; pour plusieurs positions circonférentielles ( $\theta$ )

Les figures ci-dessus montrent que la déformation du coussinet inférieur est plus faible que celle du coussinet supérieur. La valeur la plus élevée se trouve à la position  $\theta = 0^\circ$  (du coussinet supérieur) au moment de l'explosion.

### III.3.2. Glissement tangentiel relatif

Dans le cas d'un moteur thermique les champs de pression appliqués sur le coussinet n'ont pas les mêmes valeurs pour toutes les positions circonférentielles  $\theta$  (Fig. III.22). Le glissement relatif engendré pour chaque charge est alors différent et dépend de chacune des positions circonférentielles (Fig. III.25). Ce glissement devient important lorsqu'une charge hydrodynamique est appliquée sur le palier pour les nœuds se situant à  $90^\circ$  et  $270^\circ$ . Il est à noter que le glissement tangentiel est quasiment identique en valeur absolue pour les nœuds à  $90^\circ$  et  $270^\circ$ . Pour  $0^\circ$  le nœud se situe dans l'axe du chargement et le glissement est donc peu influencé par la charge hydrodynamique. Ce glissement relatif est calculé dans le cas où le coefficient de frottement entre le coussinet et le logement est de 0,1 et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée. Le glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  est d'environ  $0,9 \mu\text{m}$ . Le serrage des goujons correspond à une déformation de 0,12 mm. L'épaisseur des coussinets est de 1,822 mm.

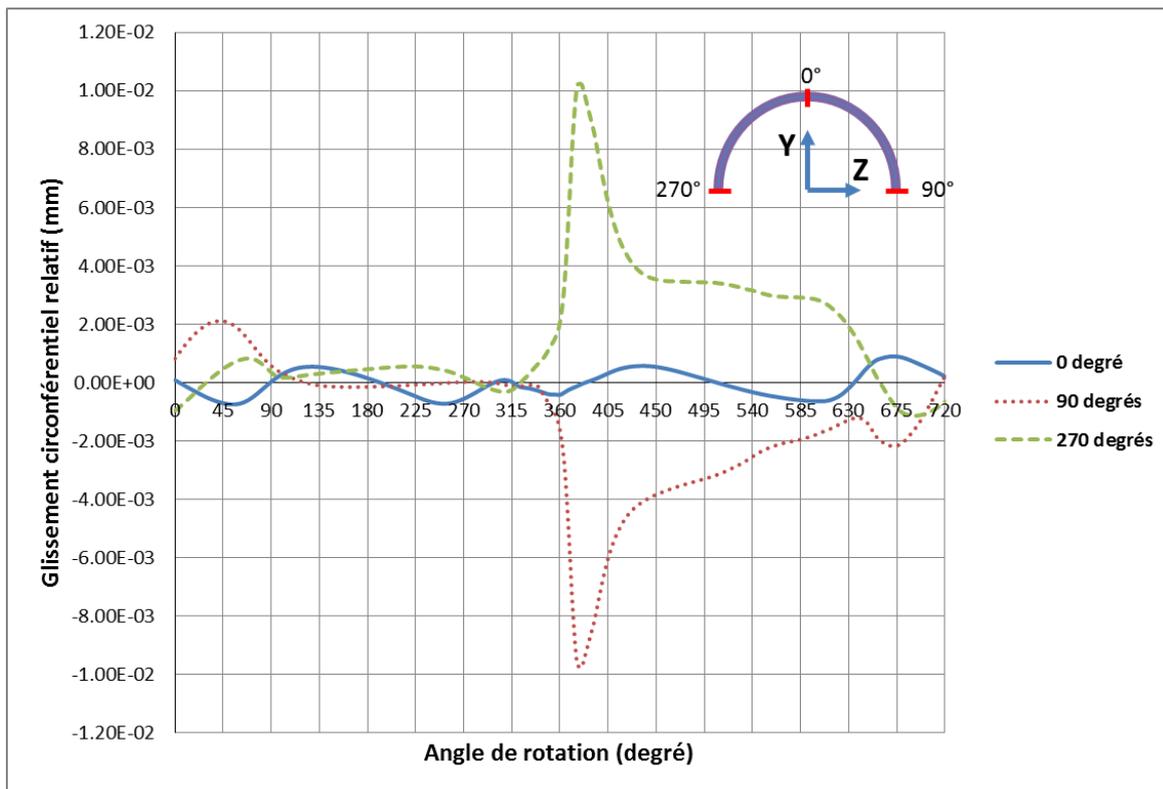


Fig. III.25. Glissement circonférentiel relatif pour un nœud situé à  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  et  $270^\circ$  pour un cycle moteur (coussinet supérieur)

Les figures (Fig. III.26 à Fig. III.31) représentent le glissement circonférentiel relatif du coussinet par rapport au logement (nœuds 1 à 7), à quelques positions circonférentielles. Une valeur du glissement est considérée positive si celui-ci se produit dans le sens de rotation de l'arbre.

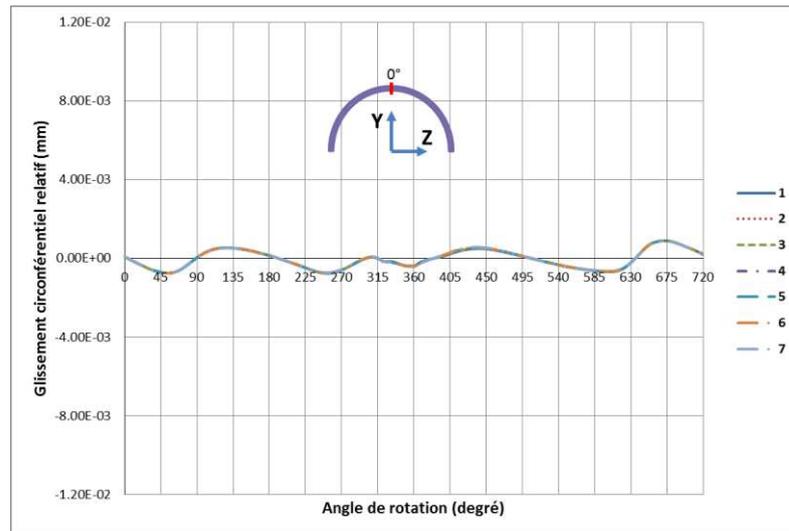


Fig. III.26. Glissement relatif à la position circumférentielle  $\theta = 0^\circ$  (coussinet supérieur)

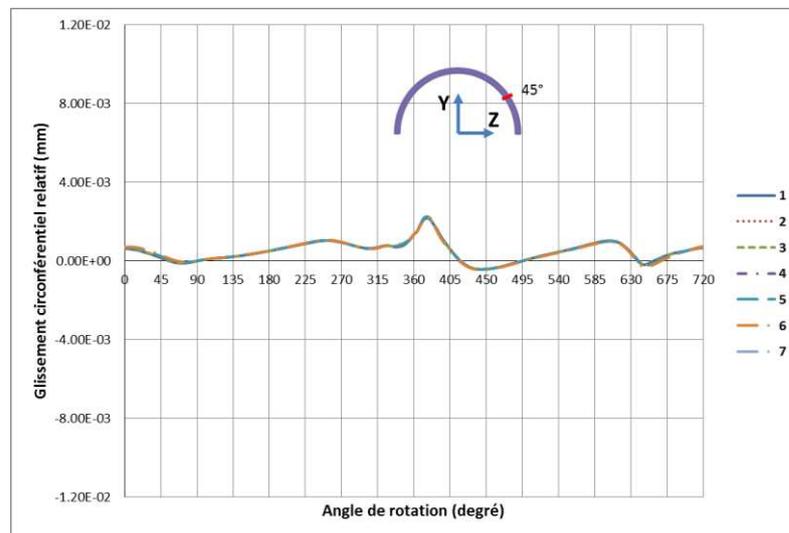


Fig. III.27. Glissement relatif à la position circumférentielle  $\theta = 45^\circ$  (coussinet supérieur)

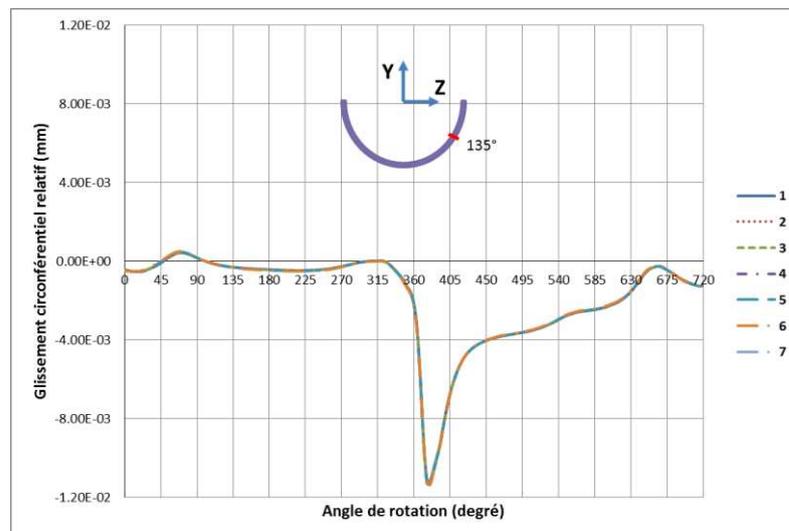


Fig. III.28. Glissement relatif à la position circumférentielle  $\theta = 135^\circ$  (coussinet inférieur)

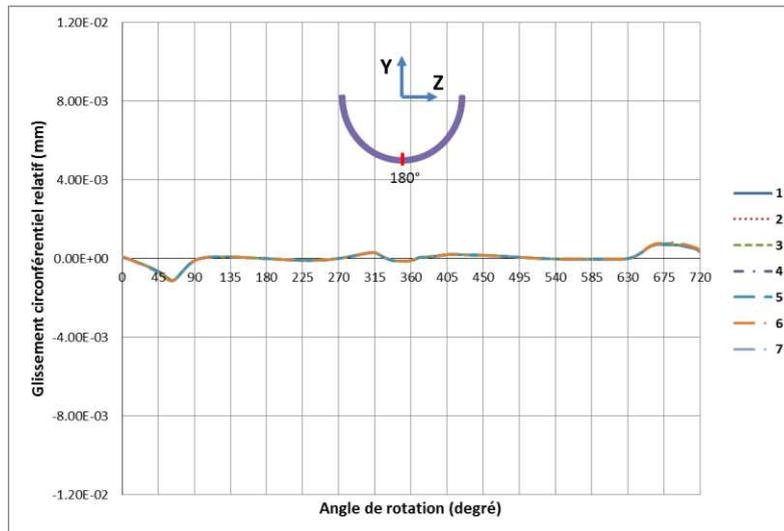


Fig. III.29. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 180^\circ$  (coussinet inférieur)

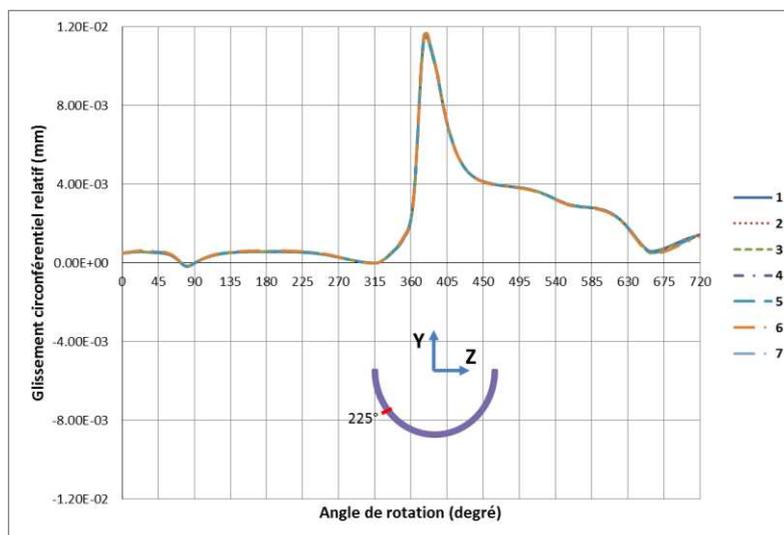


Fig. III.30. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 225^\circ$  (coussinet inférieur)

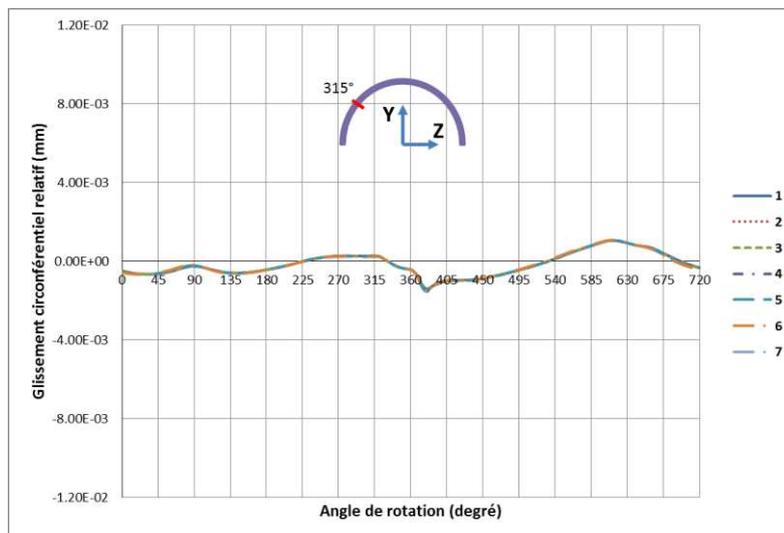


Fig. III.31. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 315^\circ$  (coussinet supérieur)

Les résultats montrent que l'amplitude du glissement n'est pas la même d'une position circonférentielle à une autre. Vers le plan de joint, le glissement relatif est plus important.

A la position circonférentielle  $\theta = 0^\circ$  (plan médian supérieur), sur le coussinet supérieur, le glissement relatif est plus faible. La valeur la plus élevée pour un cycle de fonctionnement est d'environ  $0,9 \mu\text{m}$  correspondant à  $675^\circ$  de rotation. A la position circonférentielle  $\theta$  égale à  $45^\circ$  et à  $315^\circ$  sur le coussinet supérieur, le glissement relatif est légèrement plus élevé qu'au plan médian supérieur. La valeur maximale pour  $\theta = 45^\circ$  est d'environ  $2,2 \mu\text{m}$  et de  $1,5 \mu\text{m}$  pour  $\theta = 315^\circ$ , au moment de l'explosion. Aux positions circonférentielles  $\theta = 135^\circ$  et  $225^\circ$  sur le coussinet inférieur, les glissements relatifs varient inversement. Les valeurs les plus élevées pour un cycle de fonctionnement sont d'environ  $11 \mu\text{m}$  au moment de l'explosion. Au plan médian du coussinet inférieur ( $\theta = 180^\circ$ ), le glissement relatif est d'environ  $1,1 \mu\text{m}$  à  $60^\circ$  de rotation et de  $0,7 \mu\text{m}$  à  $680^\circ$  de rotation. En général, le coussinet inférieur a un glissement plus important que le coussinet supérieur.

### III.3.3. Influence du serrage des goujons

Les coussinets sont retenus à l'intérieur du logement par la pression qui est engendrée par la différence de rayon des solides et le serrage des goujons. Théoriquement, si le serrage des goujons est faible, les coussinets peuvent glisser plus facilement.

Deux calculs ont été effectués dont l'un pour une déformation de  $0,06 \text{ mm}$  des goujons, et l'autre pour une déformation de  $0,12 \text{ millimètre}$ . Le glissement relatif est calculé dans le cas où le coefficient de frottement entre le coussinet et le logement est de  $0,1$  et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée. Le glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  est d'environ  $0,9 \mu\text{m}$ . La figure (Fig. III.32) montre l'influence du serrage des goujons sur le glissement au niveau du nœud 1 du coussinet.

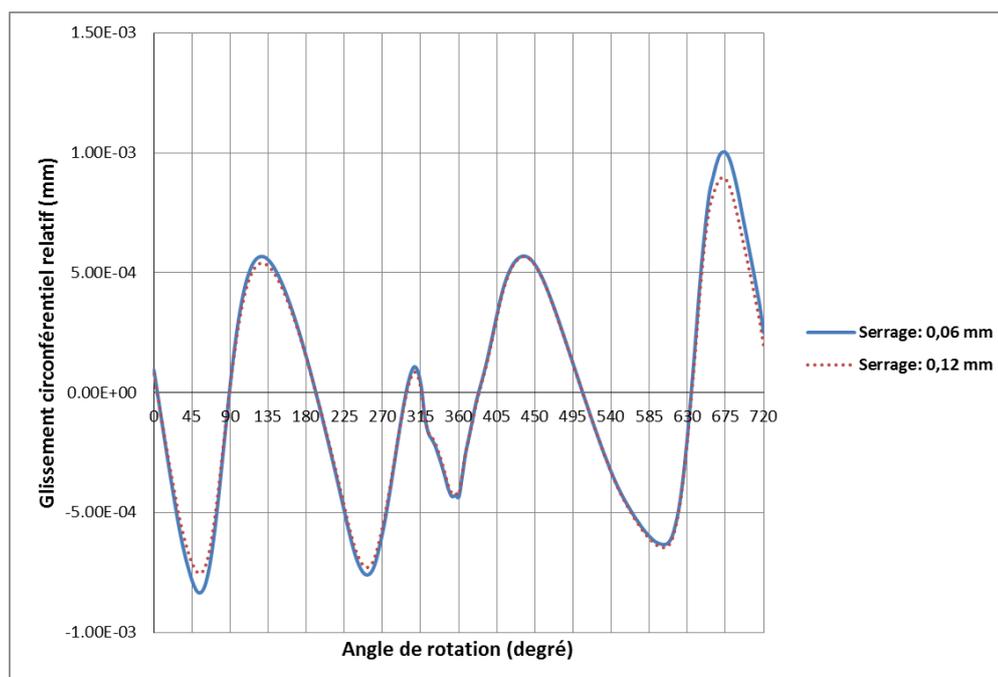


Fig. III.32. Influence du serrage sur le glissement circonférentiel du nœud 1

La figure ci-dessus montre que pour un serrage correspond à une déformation de 0,06 mm des goujons, le glissement relatif devient plus important que pour une déformation de 0,12 mm, notamment pour 45° et 675° de rotation.

### III.3.4. Influence du coefficient de frottement

Pour définir l'influence du coefficient de frottement sur le glissement relatif du coussinet par rapport au logement, nous avons réalisé des calculs avec deux coefficients de frottement différents. Le premier calcul est pour un coefficient de frottement entre le coussinet et le logement de 0,05 ; le deuxième calcul pour un coefficient de frottement de 0,1. Le glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  est d'environ 0,9  $\mu\text{m}$  et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée. Le serrage des goujons correspond à une déformation de 0,12 mm. La figure (Fig. III.33) montre l'influence du coefficient de frottement sur le glissement circonférentiel du nœud 1 du coussinet.

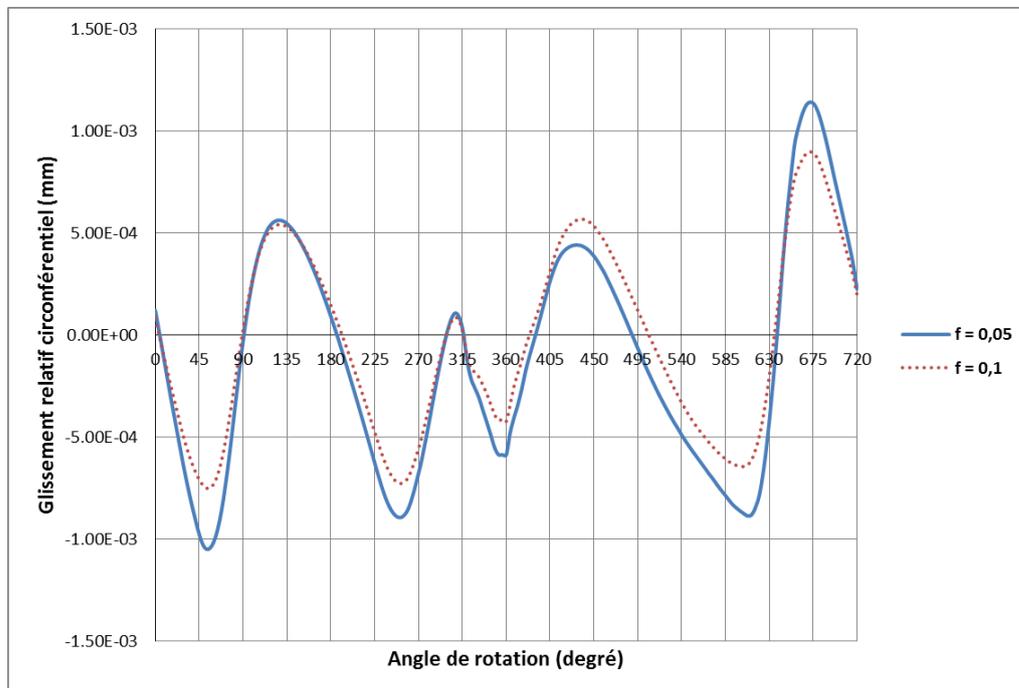


Fig. III.33. Influence du coefficient de frottement sur le glissement circonférentiel du nœud 1

La figure ci-dessus montre que le glissement relatif devient plus important si le coefficient de frottement est plus faible.

### III.3.5. Influence de l'épaisseur du coussinet

Deux modèles de palier ont été modélisés avec des épaisseurs de coussinets différentes. Le premier modèle utilise des coussinets ayant une épaisseur de 1,822 mm et le second avec une épaisseur de 1,832 mm. Les calculs ont été effectués pour un coefficient de frottement de 0,1. Le glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  est d'environ 0,9  $\mu\text{m}$  et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée. Le serrage des goujons correspond à une déformation de 0,12 mm. Les glissements relatifs calculés dans ces deux cas sont présentés sur la figure (Fig. III.34).

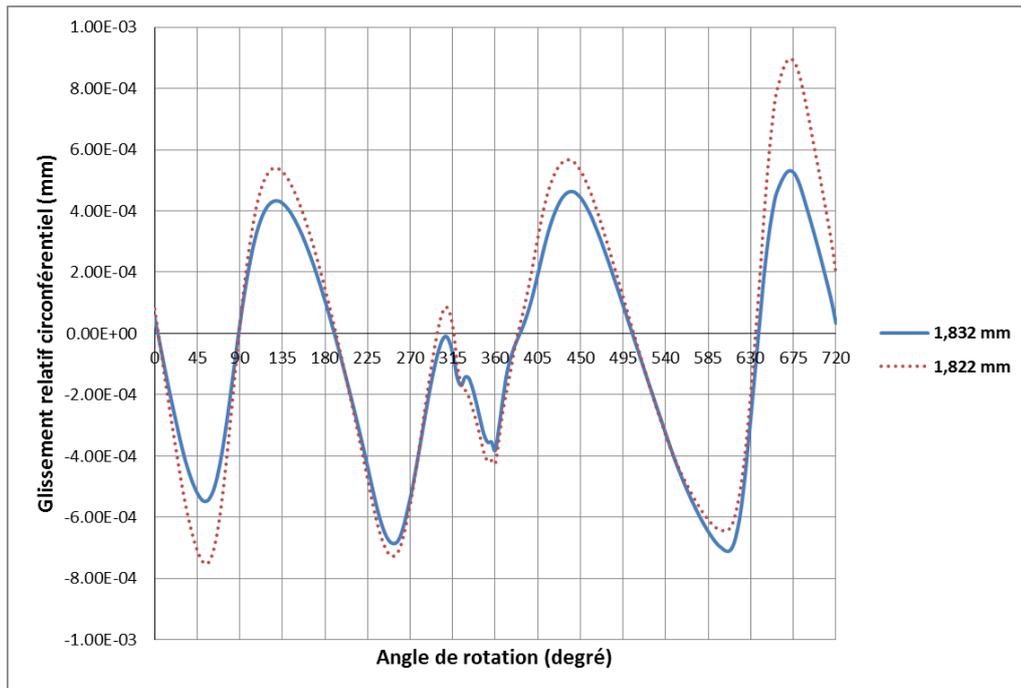


Fig. III.34. Influence de l'épaisseur du coussinet sur le glissement circonférentiel du nœud 1

La figure ci-dessus montre que si l'épaisseur des coussinets est plus importante le glissement relatif devient plus faible.

### III.4. CONCLUSION

Ce chapitre montre le comportement du contact coussinet-logement des paliers composés, soumis à des diagrammes de charge différents. Le couplage entre le logiciel Accel et le logiciel Abaqus nous permet de définir plusieurs paramètres de contact. Les calculs ont été effectués pour toutes les positions de rotation.

Soumis à une charge constante tournante assez faible, le coussinet glisse à l'intérieur du logement. Ce glissement varie pour un cycle et revient à la position initiale à la fin du cycle de fonctionnement car le glissement est purement élastique. La variation du glissement devient plus importante si la pression d'assemblage ou le coefficient de frottement en contact est plus faible. Dans le cas où la contrainte tangentielle est supérieure à la contrainte critique, le coussinet glisse en fonction du frottement. D'autre part, le pas de calculs a une faible influence sur les résultats.

Soumis à un chargement du moteur diesel, les valeurs des déformations radiales dépendent de la position. Il existe un glissement circonférentiel cumulatif entre le coussinet et le logement. L'amplitude du glissement dépend de la position du vilebrequin du moteur. Si le serrage des goujons est plus faible, ou si le coefficient de frottement est plus faible le glissement relatif devient alors plus important. Dans un palier avec des coussinets ayant une épaisseur plus importante, le glissement relatif est plus faible.



### IV.1. INTRODUCTION

Le banc d'essai MEGAPASCALE (Machine d'Essais pour Guidage d'Arbre par PALiers Sous Charges ALternées Élevées) est un dispositif qui a été développé au sein de l'équipe « Structures et Interfaces » (D3 – GMSC) et permet de tester des bielles réelles de moteurs thermiques. Ce dispositif modélise un système bielle/manivelle avec des simplifications de cinématique, de géométrie, et de diagramme de charge. Il permet de simuler le fonctionnement du moteur, le comportement de la bielle et notamment de mettre en place facilement des appareils de mesures. Sur ce banc, les bielles réelles des moteurs d'automobile (essence, diesel, F1) peuvent être testées dans des conditions réelles de lubrification.

De nombreuses expériences, faites sur ce banc, ont montrées que l'état de surface au dos des coussinets était modifié après les essais [36] [64] . On retrouve sur la plupart des coussinets usagés les mêmes zones d'usure en fonction des charges appliquées (Fig. IV.1).

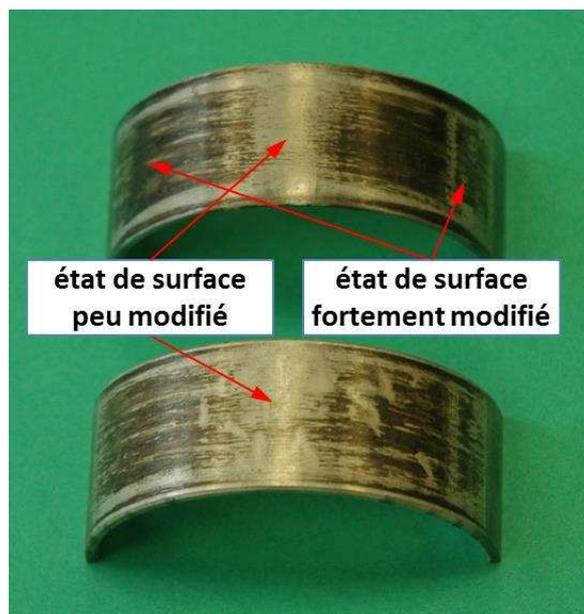


Fig. IV.1. Coussinets après fonctionnement sur le banc MEGAPASCALE

La première partie de ce chapitre présente la structure et les fonctions du banc d'essai. La partie suivante présente la définition des caractéristiques des bielles étudiées et des conditions de fonctionnement. Les résultats expérimentaux ainsi que les mesures de l'état de surface au dos des coussinets avant et après essais sont présentés par la suite. Une dernière partie montre une comparaison entre les résultats issus des modélisations numériques et des résultats expérimentaux.

#### **IV.2. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI MEGAPASCALE**

La structure et le fonctionnement du banc ainsi que le dimensionnement des différentes pièces sont présentés dans les études de Michaud [35] et de Fatu [36]. Les paramètres de fonctionnement du banc sont :

- une vitesse de rotation maximale de 20000 tr/min ;
- un chargement dynamique de compression/traction jusqu'à 90 kN ;
- un chargement dynamique latéral jusqu'à 20 kN.

Les caractéristiques de bielles d'essai sont :

- diamètre du palier de tête entre 33 et 55 mm
- largeur du palier de tête entre 16 et 25 mm
- longueur maximale de la bielle est de 230 mm

En fonction de l'instrumentation des bielles d'essais, le banc peut mesurer les paramètres suivants :

- le débit d'huile pour l'ensemble des paliers ;
- le diagramme de charge appliqué aux paliers de tête de bielles ;
- la température dans les bielles et à l'interface du coussinet ;

Un schéma synoptique de constitution du banc est présenté sur la Fig. IV.2. Les différentes parties sont notées dans le tableau (Table IV.1).

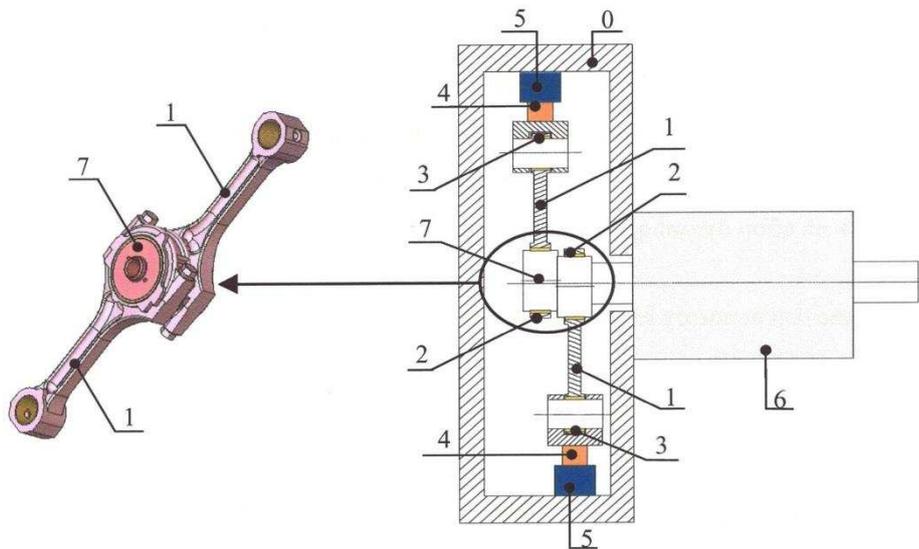


Fig. IV.2. Schéma de constitution du banc [35]

0	Bâti du banc
1	Bielles d'essai
2	Paliers de tête
3	Pieds de bielle
4	Capteurs de charge axiale
5	Système de chargement
6	Broche
7	Excentriques

Table IV.1. Différentes parties du banc



Fig. IV.3. Banc d'essai réel [36]

Le principe général de fonctionnement de la machine consiste à générer une charge dynamique sinusoïdale sur les bielles d'essai. Ce chargement est généré par des excentriques circulaires tournant dans les paliers de tête de bielle. La force de compression/traction (axiale) et la force latérale sont dépendantes de la réponse élastique des bielles et des pièces de la machine. Les deux bielles d'essais, sont désignées comme une bielle gauche (bielle 1) et une bielle droite (bielle 2) suivant leur position dans le banc (Fig. IV.4).

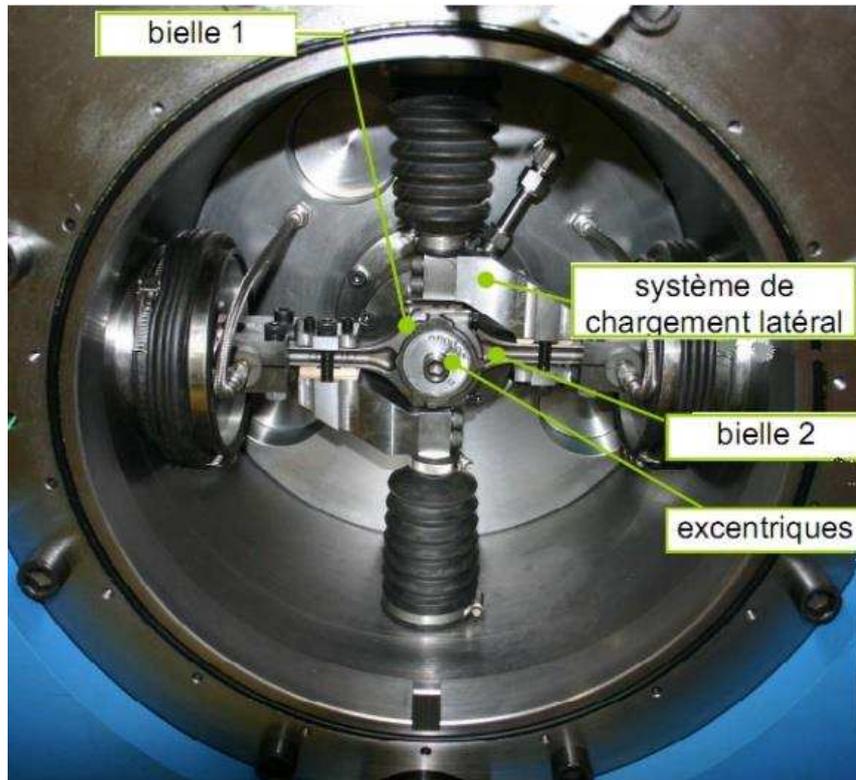


Fig. IV.4. Bielles d'essais installées dans le banc [36]

#### IV.2.1. Broche de guidage

Une broche très rigide et de grande précision assure la rotation des excentriques. Cette broche peut tourner jusqu'à 20000 tr/min. Des paliers hybrides sont utilisés pour assurer la raideur de la broche et reprendre les efforts dans la direction axiale. Ces paliers ont un comportement hydrostatique à bas régime et hydrodynamique pour les hauts régimes. La broche ainsi que ses paliers hybrides sont représentés sur la figure (Fig. IV.5).

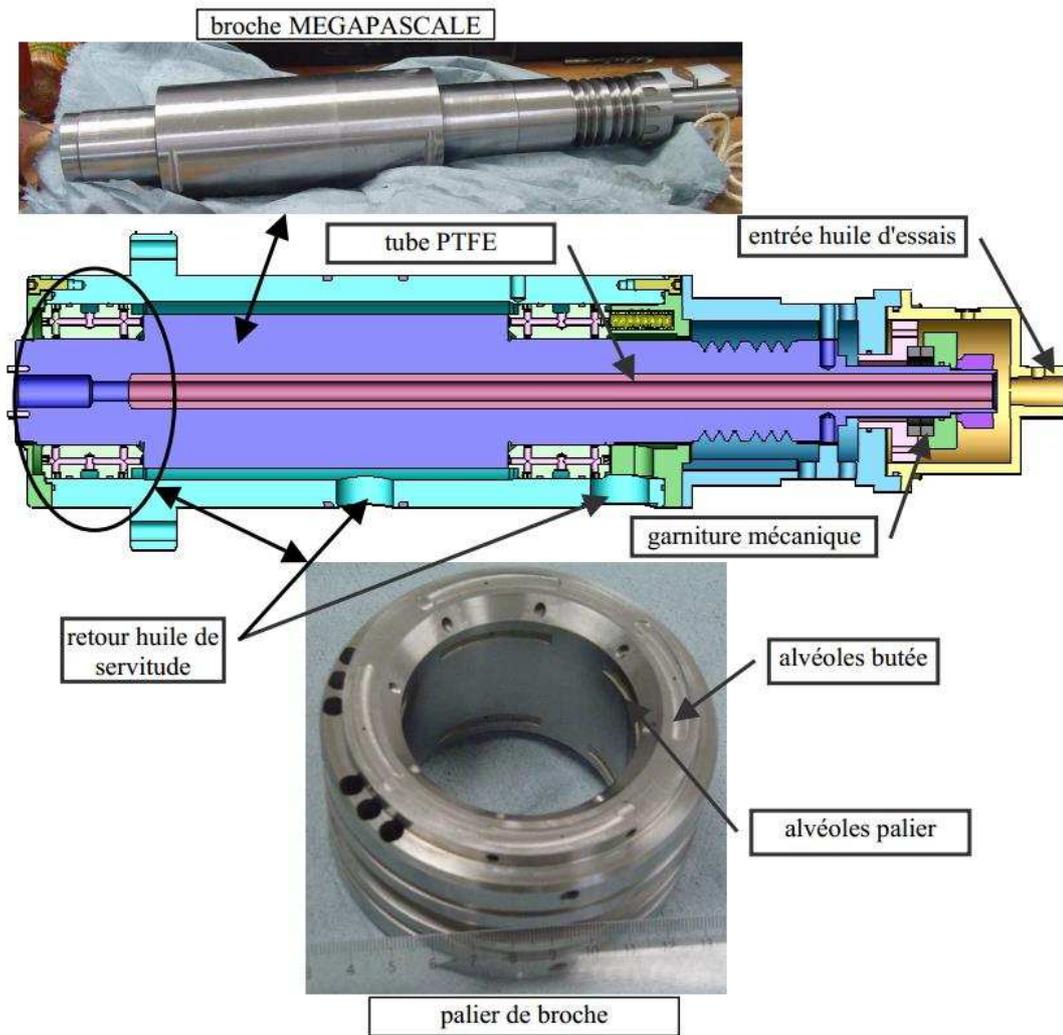


Fig. IV.5. La broche et les paliers hybrides [36]

Un tube en matériau thermiquement isolant (PTFE) situé à l'intérieur de la broche permet l'alimentation en huile d'essai des bielles. Grâce aux caractéristiques de ce matériau, le comportement des paliers de broche n'est pas perturbé, même si la température de l'huile d'essai devient importante pour des conditions de fonctionnement sévères.

#### IV.2.2. Système de chargement des bielles

Le système de chargement peut créer des charges axiale et latérale appliquées sur la bielle (Fig. IV.6). Dans le cadre de cette étude, nous appliquerons uniquement une charge de traction/compression suivant l'axe de bielle à l'aide du système de chargement axial (Fig. IV.7).

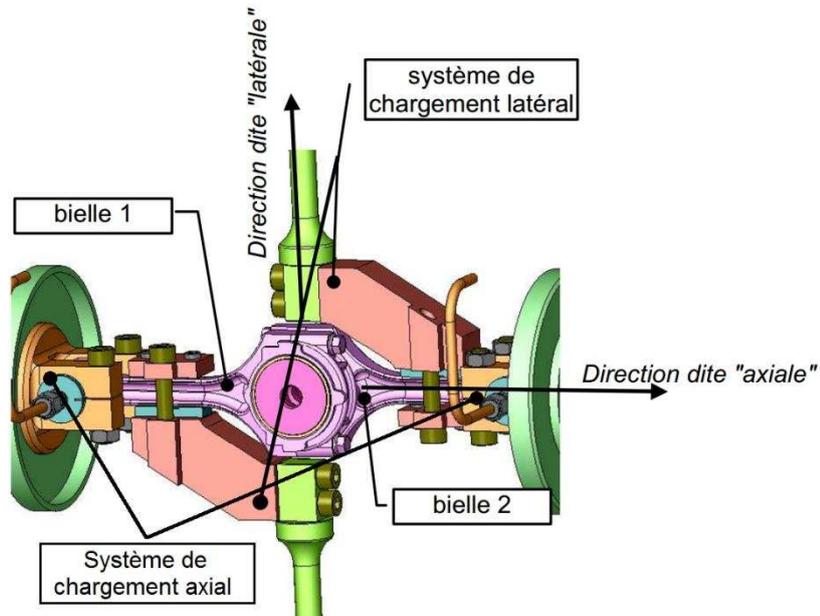


Fig. IV.6. Système de chargement

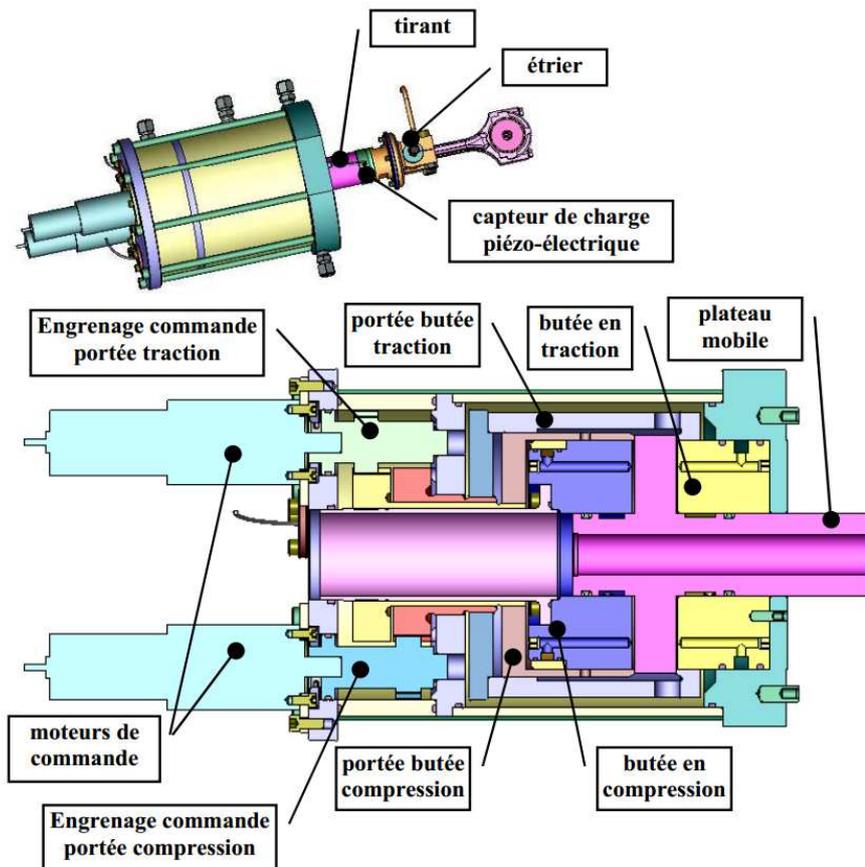


Fig. IV.7. Système de chargement axial [36]

L'amplitude du chargement axial appliqué sur les bielles dépend du déplacement imposé par la forme des excentriques au niveau de la tête de bielle, de la raideur de la bielle  $k_b$  et de la

liaison pied de bielle/bâti  $k_v$ . Comme la forme des excentriques et les raideurs des bielles ne changent pas pendant le fonctionnement de la machine, le chargement ne peut être contrôlé que par la raideur de la liaison entre le pied de bielle et le bâti. Deux butées hydrostatiques double-effets à raideur réglable sont employées pour le système de blocage au niveau du pied de bielle (Fig. IV.8).

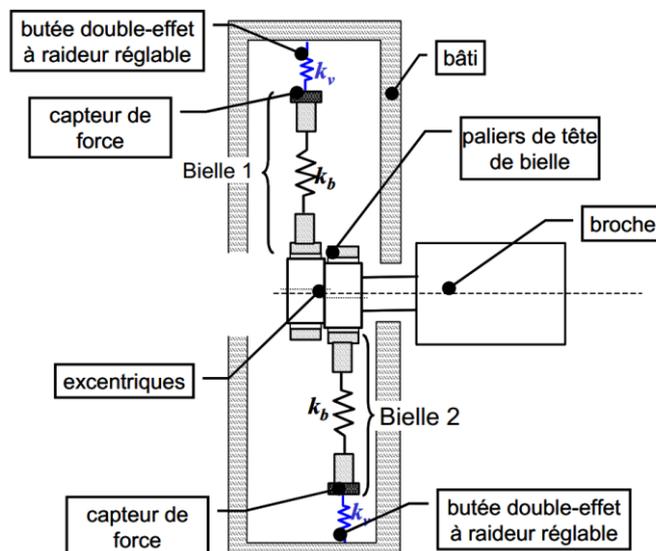


Fig. IV.8. Modélisation du système de chargement axial [36]

Les butées hydrostatiques double effet ont des portées externes mobiles. La raideur du système est contrôlée en changeant le débit de fuite par le mouvement de ces portées par rapport à la partie fixe de la butée. Le déplacement des portées mobiles est commandé avec une grande précision par des moteurs et un système de vis différentielles. Une position "ouverte" des portées correspond à une raideur nulle : aucune charge axiale ne peut être appliquée sur le palier de bielle. La raideur du système augmente si le déplacement des portées est vers la position "fermée" : la charge est alors appliquée au niveau des paliers de bielle. Ce système permet le réglage de l'excentration nécessaire pour décentrer le chargement sinusoïdal créé par la rotation de l'excentrique dans le palier.

Afin de pouvoir mesurer plus précisément la charge appliquée, des jauges d'extensométrie sont collées sur la tige de bielle.

### IV.2.3. Excentriques

Les excentriques sont positionnées sur le nez de broche de la machine. Une charge sinusoïdale est ainsi créée dans la bielle quand les excentriques tournent à l'intérieur du palier de tête. Pour chaque essai, deux bielles sont mises en place, il existe donc deux excentriques : l'une pour la bielle droite et l'autre pour la bielle gauche. Il s'agit, en fait, de deux cylindres excentrés situés sur la même pièce. Sur chaque cylindre un trou d'alimentation permet d'amener de l'huile lubrifiante dans le palier. (Fig. IV.9).

Les excentriques sont disposées symétriquement si bien que les deux charges créées sont égales et opposées, et conduisent alors à une résultante nulle.

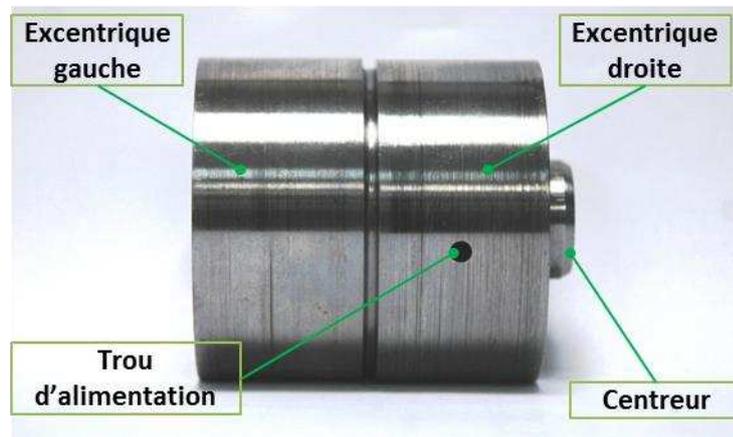


Fig. IV.9. Excentriques pour les bielles gauche (bielle 1) et droite (bielle 2)

#### IV.2.4. Centrales hydrauliques

Le banc d'essai MEGAPASCALE a deux centrales hydrauliques indépendantes :

- une centrale qui assure le bon fonctionnement de la machine d'essai (alimentation des paliers de broche et du système de chargement), dite la centrale 'de servitude' (Fig. IV.10) ;
- une centrale qui est utilisée uniquement pour l'alimentation en huile des paliers de bielles, dite centrale 'd'essai' (Fig. IV.11).

La centrale de servitude peut fournir un débit d'huile entre 140 l/min et 170 l/min à une pression de 10 MPa. Ce débit assure d'une part l'alimentation des paliers de broche, et d'autre part le fonctionnement des butées double effet (mise en charge des bielles).

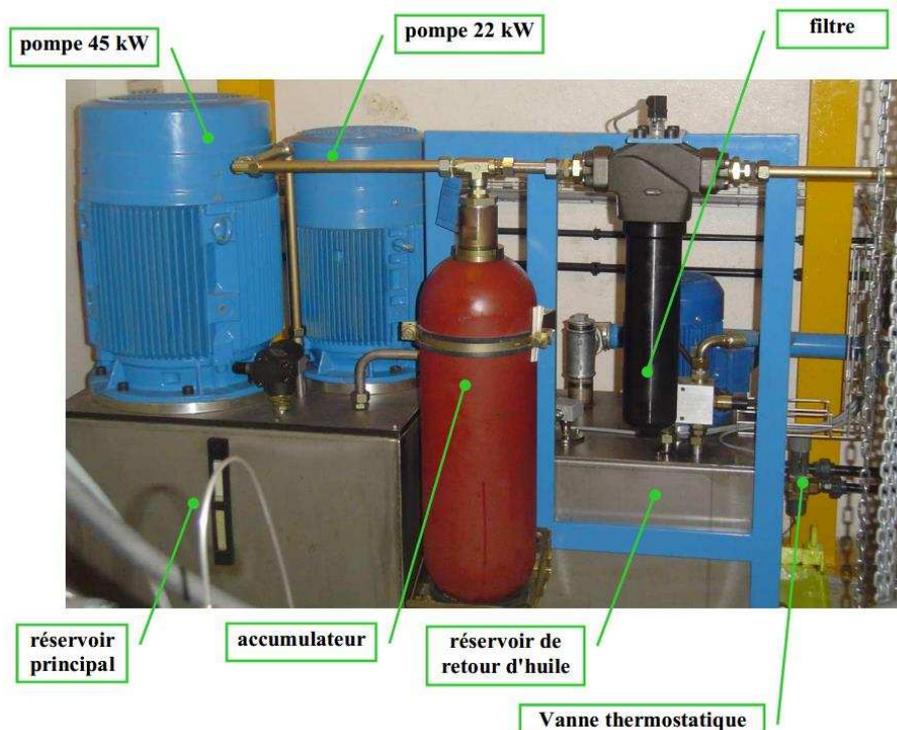


Fig. IV.10. Centrale hydraulique de servitude [36]

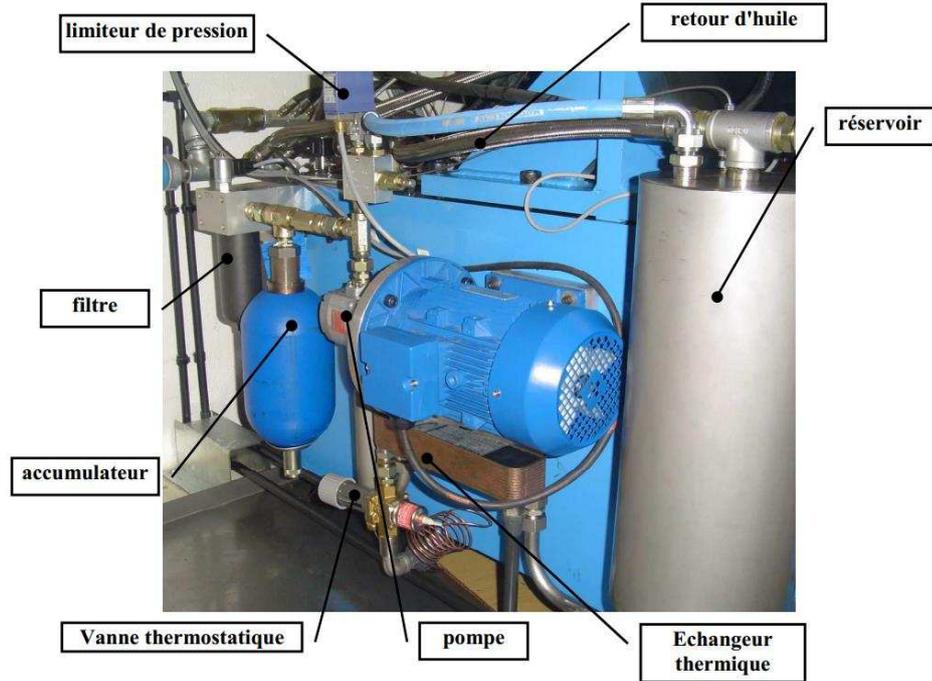


Fig. IV.11. Centrale hydraulique d'essai [36]

La centrale d'essais permet d'alimenter en huile avec un débit compris entre 2 et 12 l/min pour une pression comprise entre 0.05 et 6.5 MPa et à une température d'alimentation entre 70 et 120°C. Un système de chauffage/refroidissement permet de réguler la température d'alimentation.

Le banc d'essai est contrôlé par un ensemble d'ordinateurs, et surveillé par deux caméras.

### IV.3. MISE EN ŒUVRE D'EXPERIENCE

#### IV.3.1. Définition des caractéristiques des bielles

Les études expérimentales sont effectuées avec des bielles fournies par Renault. Une bielle contient un corps, un chapeau, deux coussinets et deux goujons (Fig. IV.12).

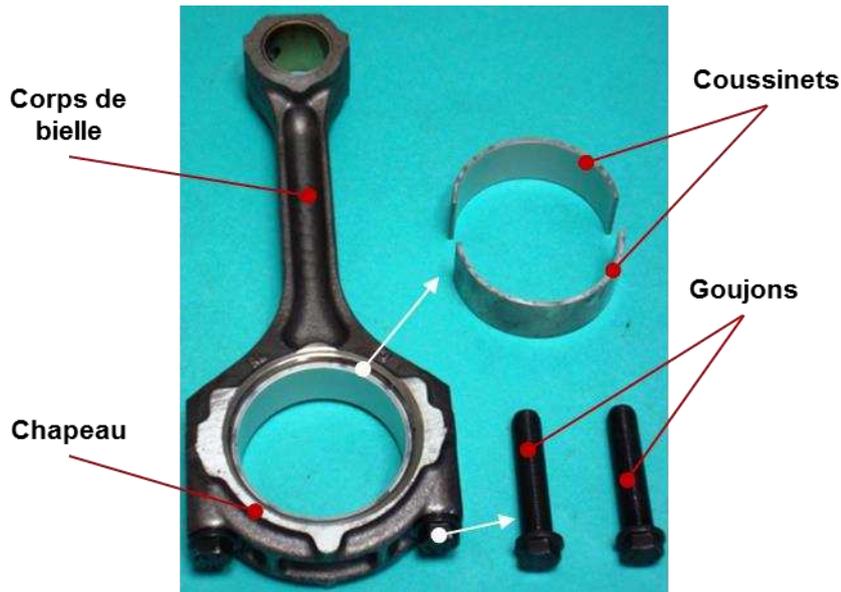


Fig. IV.12. Structure d'une bielle Renault (F7R710)

Leurs paramètres géométriques sont présentés dans le tableau ci-dessous (Table IV.2).

Grandeur	Notation	Unité	Valeur
Longueur de la bielle	$H_b$	mm	$144^{\pm 0,035}$
Largeur de la tête	$L_b$	mm	$25^{h10}$
Diamètre de la tête	$D_t$	mm	$51,587^{H5}$
Diamètre du pied	$d_p$	mm	$23^{H7}$
Largeur du coussinet	$L_c$	mm	20,4
Epaisseur du coussinet	$h_{couss}$	mm	1,768
Goujons	M	mm	M9 x 1,00

Table IV.2. Paramètres géométriques d'une bielle Renault (F7R710)

Des caractéristiques des bielles, tels que la raideur, le jeu radial, les défauts,... doivent être connus avant de mettre en place les bielles sur le banc.

#### IV.3.1.1. La raideur des bielles

La charge que l'on peut appliquer sur le palier dépend de la raideur de la bielle. Cette raideur peut être déterminée à l'aide d'un dispositif expérimental qui permet de mesurer la déformation axiale de la bielle (Fig. IV.13).

Les variations de la déformation des bielles d'essai ont été mesurées en fonction de la charge de traction et de compression appliquée (Fig. IV.14, Fig. IV.15).

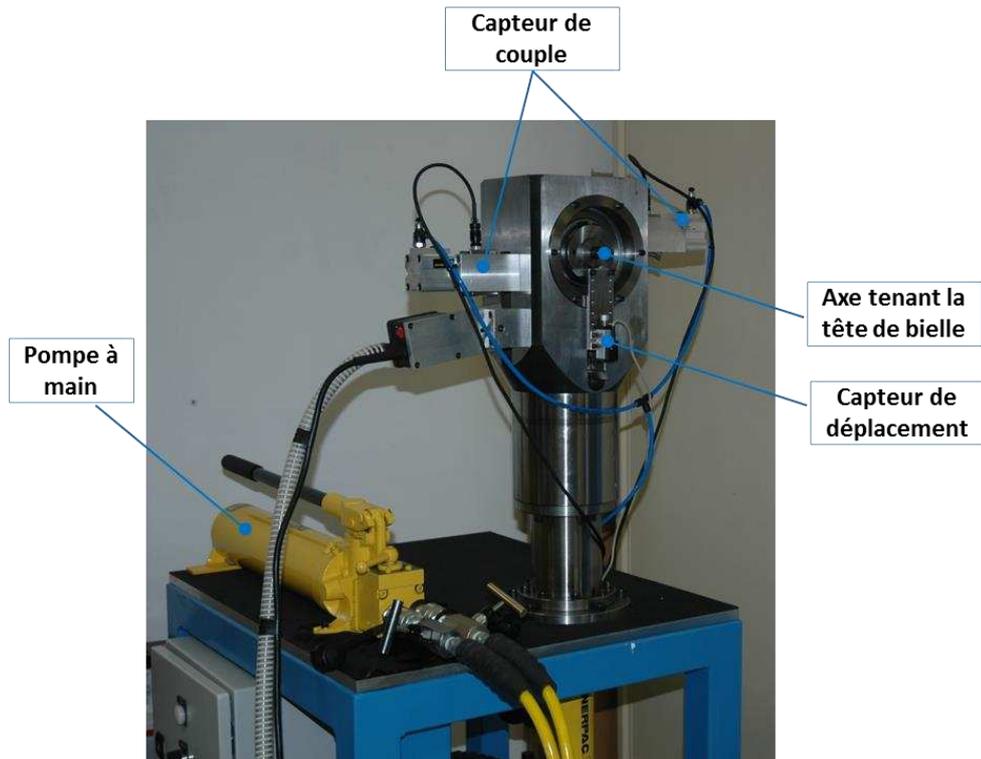


Fig. IV.13. Dispositif expérimental de mesure de la raideur de bielle

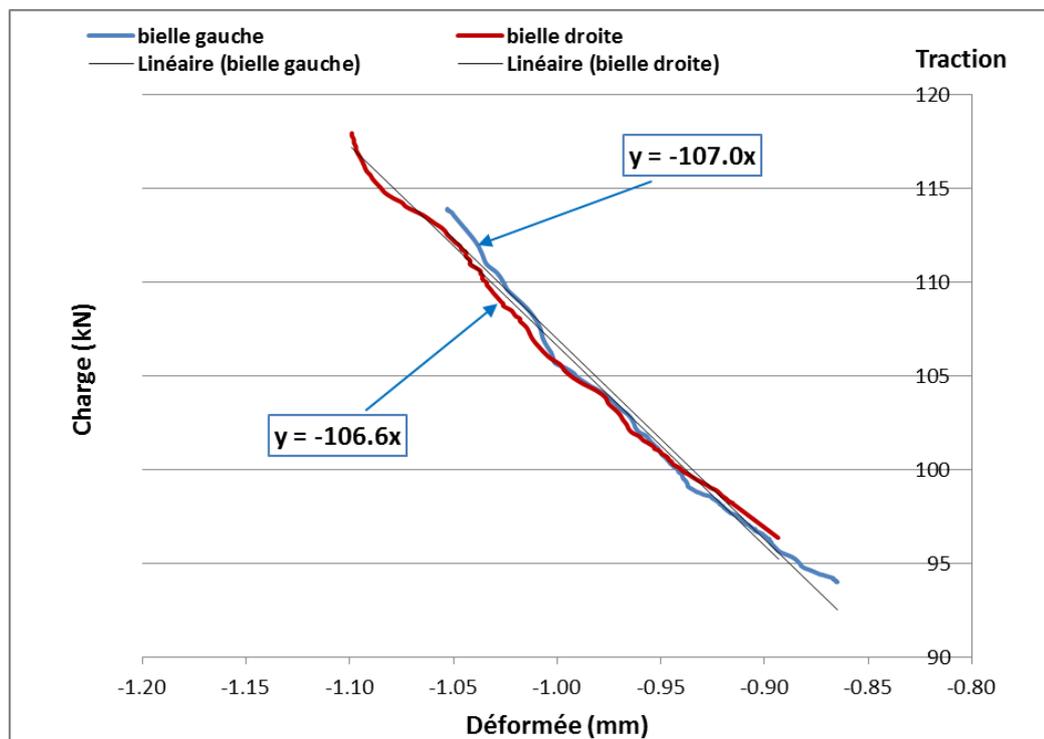


Fig. IV.14. Variation de la déformation des bielles gauche et droite en traction

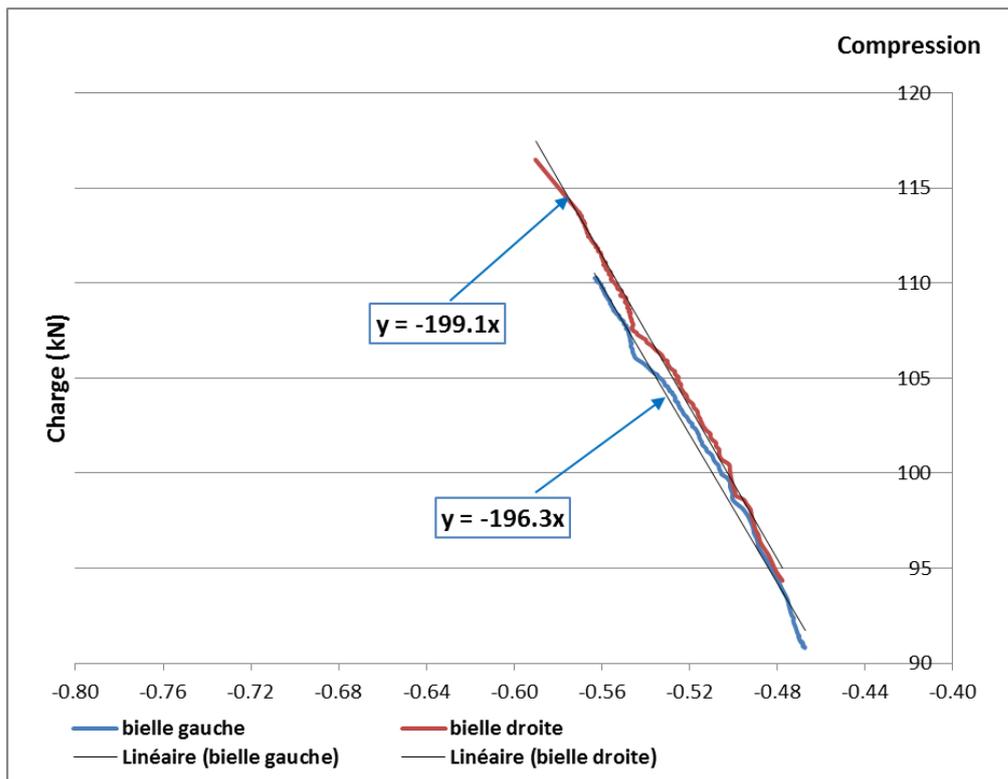


Fig. IV.15. Variation de la déformation des bielles gauche et droite en compression

La raideur est définie par :

$$k_b = \frac{F}{D_b}$$

où  $F$  est la charge de traction/compression axiale ;  $D_b$  est la déformation de la bielle.

Les raideurs en traction et en compression des deux bielles sont présentées dans le tableau (Table IV.3). Les deux bielles étant identiques on retrouve des raideurs de même ordre.

	<b>Traction</b>	<b>Compression</b>
Raideur de la bielle gauche (N/m)	$1,066.10^8$	$1,963.10^8$
Raideur de la bielle droite (N/m)	$1,070.10^8$	$1,991.10^8$

Table IV.3. Raideur des bielles

#### IV.3.1.2. Le jeu radial du palier

Le jeu radial du palier représente l'écart entre le rayon intérieur du coussinet et le rayon extérieur de l'excentrique. Ce jeu dépend du serrage des goujons. La tête de bielle doit être serrée avec un couple maximal de 50 Nm. Le rayon des coussinets est mesuré sur la machine Taly-Rond 365R avec un palpeur ayant une tête en « V » (Fig. IV.16).

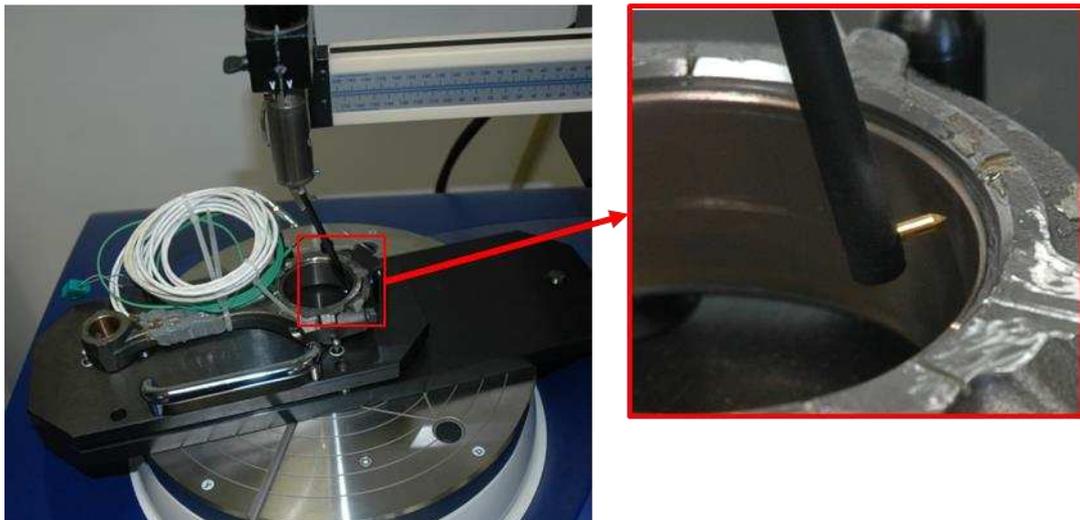


Fig. IV.16. Mesure de rayon des coussinets assemblés sur le Taly-Rond

Le tableau (Table IV.4) donne les rayons moyens mesurés des coussinets et des excentriques. On peut en déduire par la différence des rayons les jeux radiaux des paliers gauche et droit.

Grandeur	Palier gauche	Palier droit
Rayon de coussinets assemblés (mm)	24,043	24,055
Rayon de l'excentrique (mm)	24,004	24,004
Jeu radial ( $\mu\text{m}$ )	39	51

Table IV.4. Rayons des solides mesurés et jeu radial des paliers

#### IV.3.1.3. Défaut radial des coussinets

Le défaut radial des coussinets est mesuré sur la machine Taly-Rond 365R avec un palpeur ayant une tête sphérique de diamètre égal à 1 mm (Fig. IV.17).

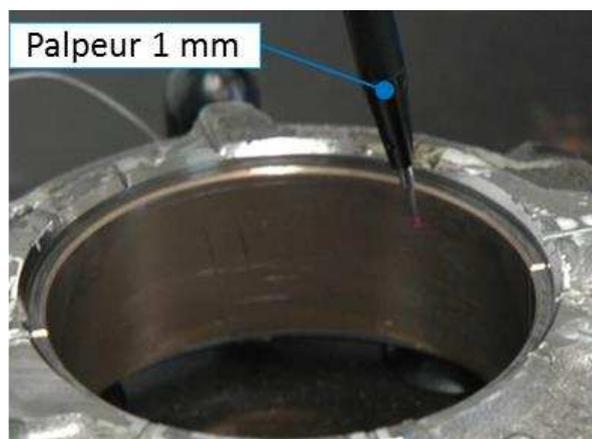


Fig. IV.17. Mesure du défaut radial des coussinets

En effet, la forme des coussinets n'est pas toute à fait circulaire. Un défaut radial de forme apparaît lors du serrage des goujons de bielle, principalement du côté chapeau. Soumis un serrage de 50Nm, la forme des coussinets varie de 6  $\mu\text{m}$  (Fig. IV.18).

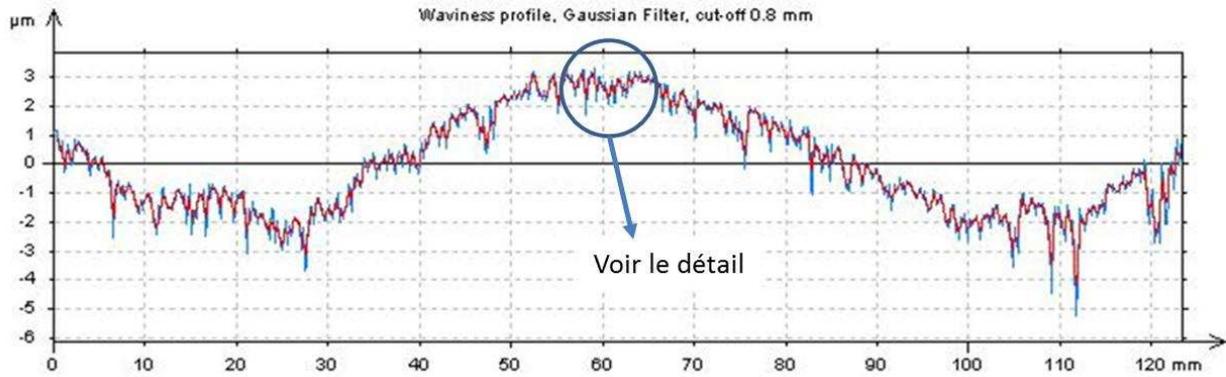


Fig. IV.18. Défaut de forme radiale des coussinets

La figure (Fig. IV.19) montre le détail circconférentiel au milieu de la surface de contact avec l'arbre. La courbe bleue représente le défaut mesuré et la courbe rouge est l'ondulation, filtre gaussien (ISO 11562).

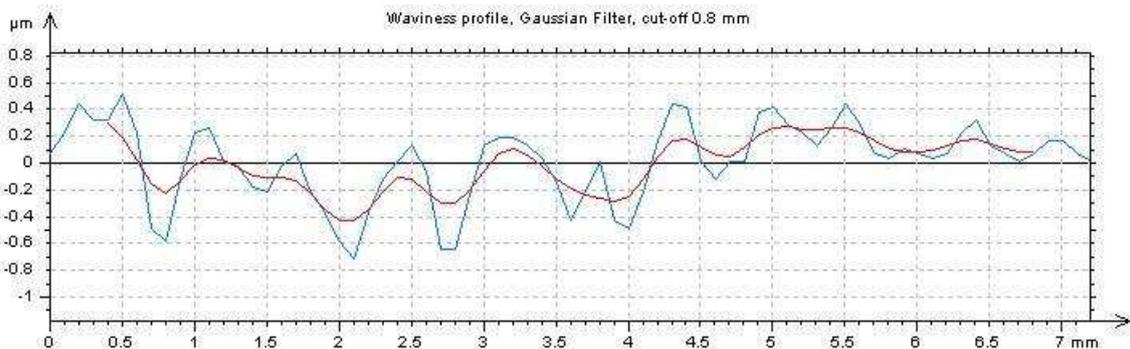


Fig. IV.19. Détail circconférentiel de la surface intérieure du coussinet

#### IV.3.1.4. Défaut axial des coussinets

Liée à la technique de fabrication, les coussinets ne sont pas plans. L'épaisseur du coussinet au niveau de plan symétrique est plus importante que sur les bords. Le tonneau mesuré au milieu d'un coussinet réel est d'environ 4  $\mu\text{m}$  (Fig. IV.20). Les modélisations à ce moment ne prennent pas en compte l'effet de ce défaut. Mais pour analyser plus précis, il faut considérer cette caractéristique.

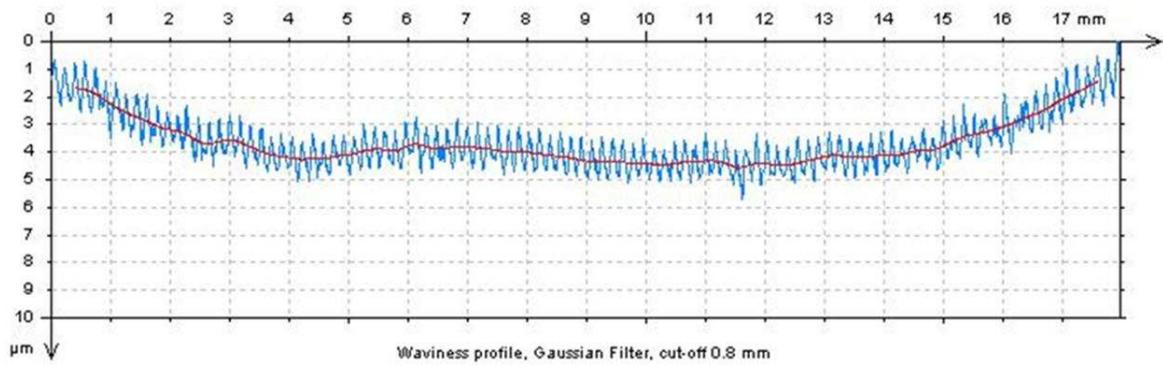


Fig. IV.20. Défaut de forme axiale au milieu des coussinets

#### IV.3.1.5. Dépinçage des coussinets

Pour des raisons technologiques liées à l'assemblage des coussinets, un dépinçage est réalisé vers le plan de joint. Dans cette zone, l'épaisseur du coussinet varie de façon décroissante et crée donc une épaisseur de film plus importante. Le dépinçage du coussinet est défini par deux paramètres : l'étendue ( $Et$ ) et la profondeur ( $Pr$ ) (Fig. IV.21).

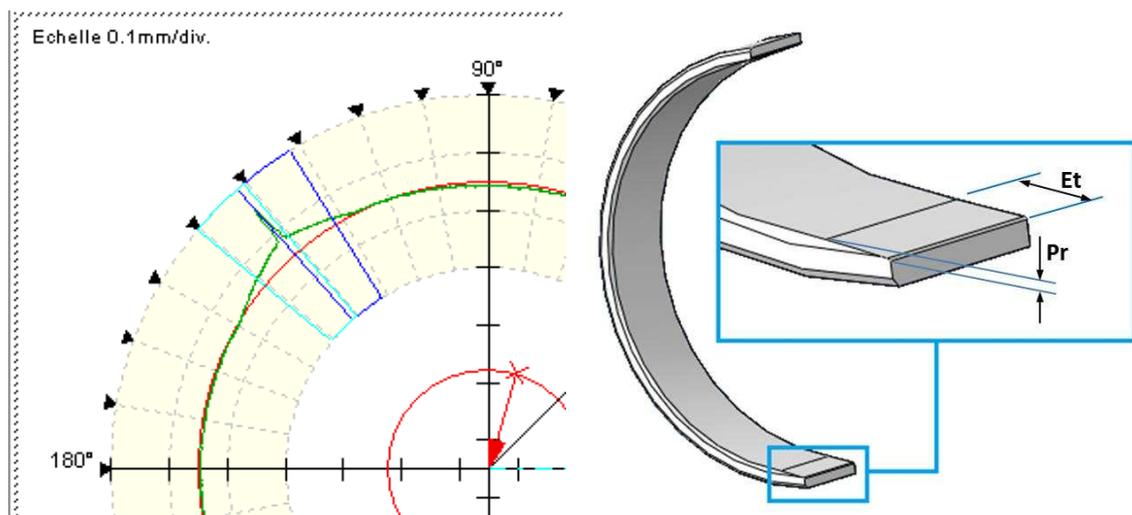


Fig. IV.21. Dépinçage d'un coussinet

Les valeurs des grandeurs du dépinçage mesurées sur le coussinet utilisé pour nos essais sont montrées sur la figure (Fig. IV.22). L'étendue est de 14 mm et la profondeur de 27  $\mu\text{m}$  (Fig. IV.22).



Fig. IV.22. Etendue (*Et*) et profondeur (*Pr*) du dépinçage

### IV.3.2. Mise en place des bielles sur le banc d'essai

Les deux bielles (gauche et droite) sont tenues sur le banc d'essai par leur pied. Sur la tige de chaque bielle, un pont de jauges est collé afin de mesurer la charge axiale. Le chapeau et le corps de bielle sont percés afin d'y insérer des thermocouples (thermocouples intérieurs). A l'avant de la bielle gauche, à l'arrière de la bielle droite et entre les deux bielles, nous avons installé 12 thermocouples (thermocouples extérieurs) (Fig. IV.23).

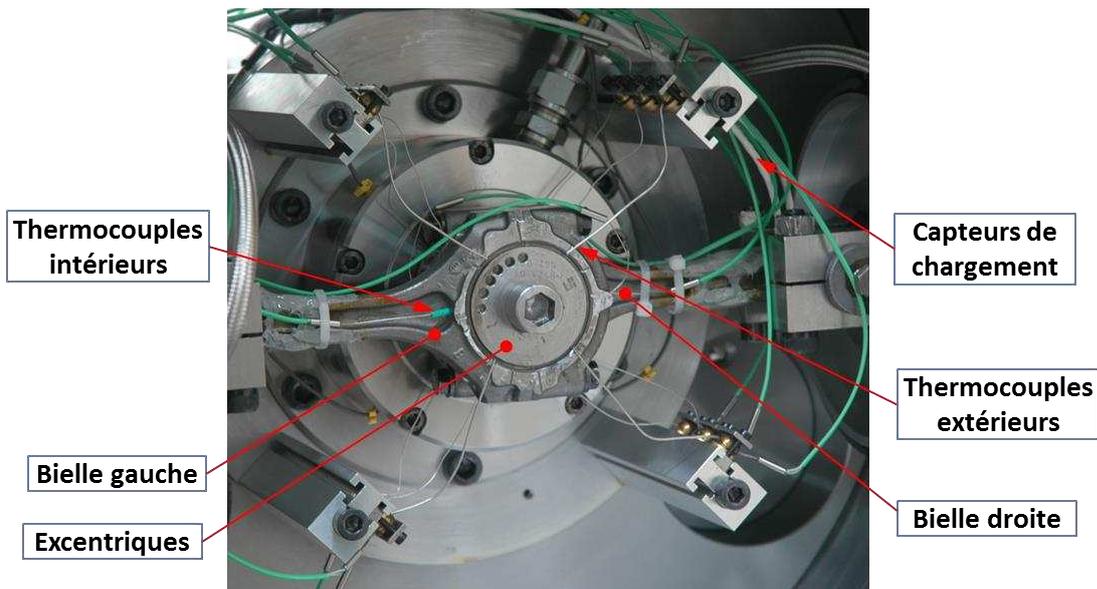


Fig. IV.23. Mise en place des bielles expérimentales

Les thermocouples sont numérotés :

- n° 0, 1, 2 et 3 : thermocouples à l'arrière de la bielle droite,
- n° 4, 5, 6 et 7 : thermocouples situés entre les deux bielles,
- n° 8, 9, 10 et 11 : thermocouples à l'avant de la bielle gauche,
- n° 12 et 13 : thermocouples sur le chapeau et le corps de la bielle droite,
- n° 14 et 15 : thermocouples sur le chapeau et le corps de la bielle gauche.

Les positions des thermocouples sont présentées sur la figure Fig. IV.24.

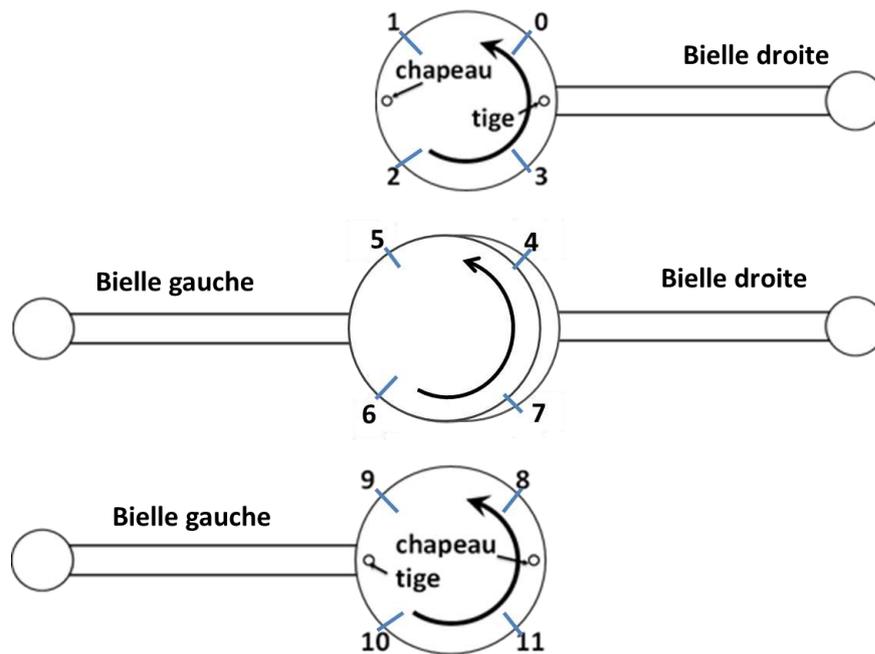


Fig. IV.24. Positionnement des thermocouples

### IV.3.3. Paramètres de fonctionnement

- Pression et température d'alimentation :

La pression ( $p_{al}$ ) et la température ( $T_{al}$ ) d'alimentation ont été définis arbitrairement autour d'une valeur réelle de fonctionnement. Nos essais ont été réalisés à une pression  $p_{al}$  de 30 bars (3 MPa) et une température  $T_{al}$  de 80°C.

- Vitesse de rotation :

Les bielles d'essai fonctionnent sous les conditions réelles à une vitesse maximale de 6000 tr/min. Dans ce cas, les essais ont été effectués à une vitesse de 3000 tr/min.

- Chargement :

Les charges de traction et de compression appliquées sur les bielles sont mesurées par les jauges d'extensométrie collées sur les tiges de bielles. Les butées double-effets sont réglées afin de mettre les valeurs maximales de charges de compression et de traction.

Les paramètres de fonctionnement de l'essai sont donnés dans le tableau (Table IV.5) et les détails de mesures sont montrés en Annexe 7.

Paramètre	Notation	Unité	Valeur
Vitesse de rotation	$N$	tr/min	3000
Compression/traction maximale	$W$	kN	25/15
Température d'alimentation	$T_{al}$	°C	80
Pression d'alimentation	$p_{al}$	Bar	30

Table IV.5. Paramètres de fonctionnement de l'essai

## IV.4. RESULTATS

### IV.4.1. Diagramme de charge

Dans notre cas d'essai, la charge latérale du banc est nulle. Donc le chargement appliqué sur les paliers est uniquement créé par la charge axiale.

Avec le capteur monté sur la tige, la charge sur la bielle est mesurée en continue en cours d'essai. Afin de pouvoir appliquer ce chargement sur le modèle numérique, nous avons récupéré les résultats pour quelques cycles de rotation.

La figure (Fig. IV.25) présente le diagramme de charge appliqué sur les bielles d'essais pour deux tours de rotation des excentriques et mesuré par les jauges situées sur les tiges de bielles. Les valeurs positives correspondent à une sollicitation en traction de la bielle et les valeurs négatives à une sollicitation en compression.

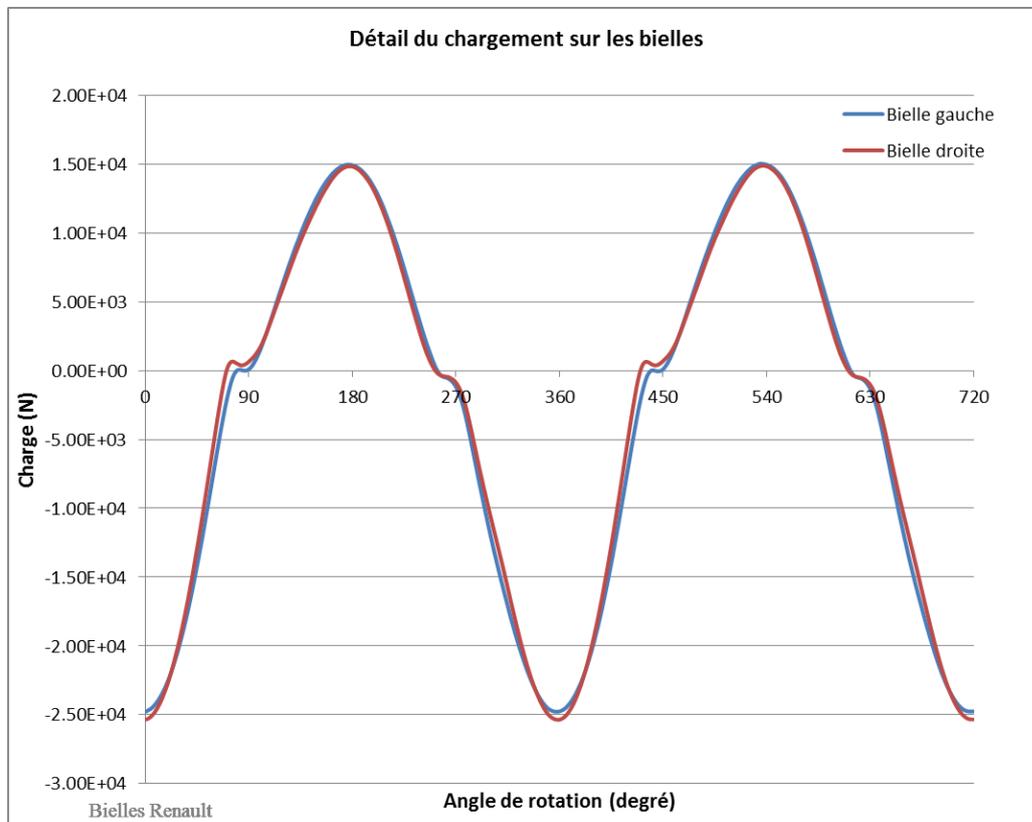


Fig. IV.25. Chargement sur les bielles d'essai

Les amplitudes maximales de charges en traction et en compression sont créées par les butées double-effets. Ces charges détaillées sont données en Annexe 7.4 et Annexe 7.5. Cependant, la variation sinusoïdale est créée par la rotation de l'excentrique.

#### IV.4.2. Température

La température du fluide d'alimentation (Annexe 7.1) est mesurée par un thermocouple au niveau de l'entrée et réglée par les fonctions 'chauffage' et 'refroidissement'. Cette température oscille autour d'une valeur de 80 °C. Par contre, les températures du fluide en sortie des bielles gauche et droite dépend des conditions de fonctionnement. Ces températures sont mesurées par 12 thermocouples extérieurs placés à l'arrière de la bielle droite, à l'avant de la bielle gauche, et entre les deux bielles. En outre, les températures au dos des coussinets sont aussi mesurées afin d'obtenir des informations supplémentaires sur la température de fonctionnement du palier. Ces mesures sont réalisées par 4 thermocouples placés dans des trous percés dans le chapeau et le corps de bielles (chapeau et tige). Les mesures de températures sont détaillées en Annexe 7.6 à Annexe 7.8.

Dans le cadre de cette étude, nous nous intéressons aux variations pendant le temps dit « temps d'essai » où la température d'alimentation est stabilisée et les conditions de fonctionnement (vitesse de rotation, pression d'alimentation, charge de traction et de compression maximale) sont appliquées. Le temps d'un essai est compris entre 30 et 60 minutes. Les figures (Fig. IV.26 - Fig. IV.28) montrent les températures du fluide au niveau de chaque thermocouple.

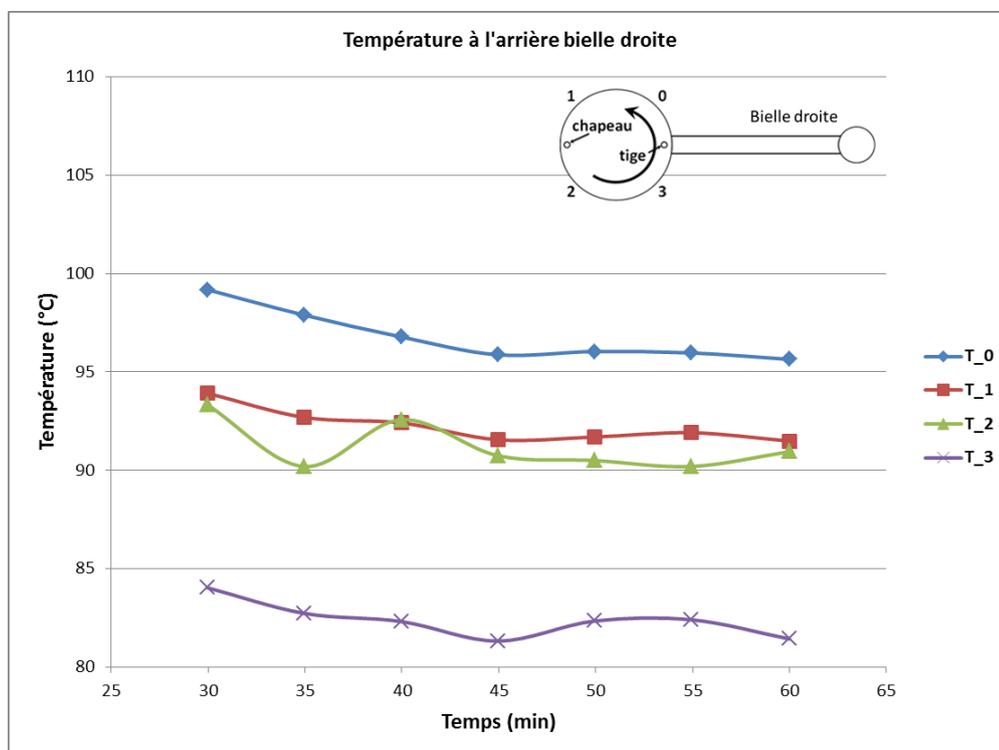


Fig. IV.26. Température du fluide à l'arrière de la bielle droite

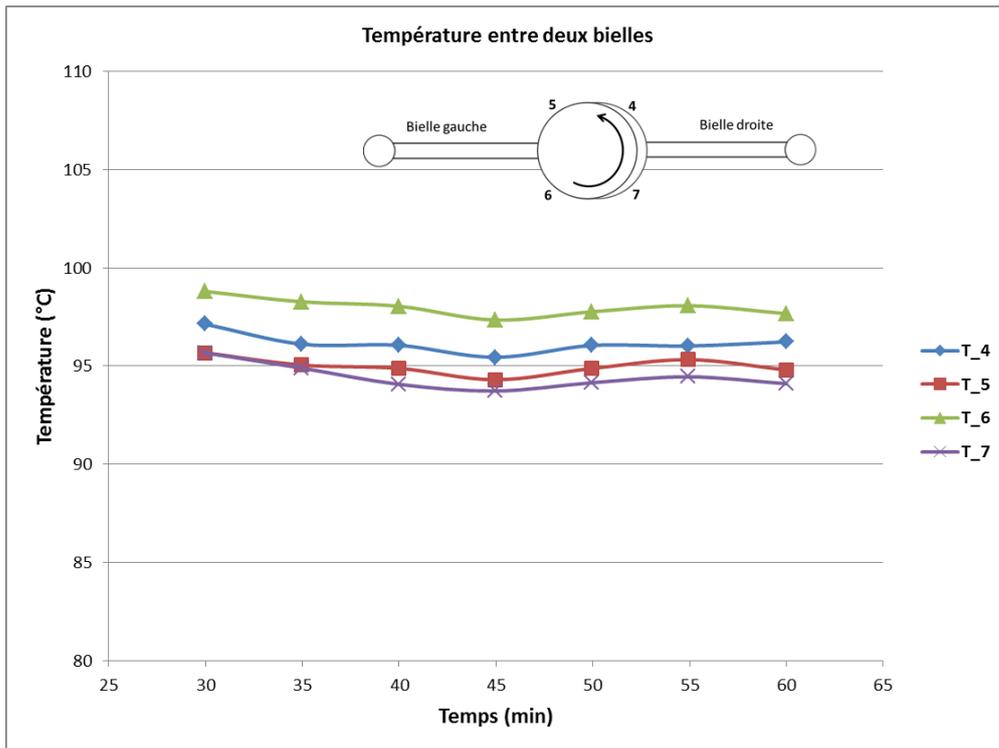


Fig. IV.27. Température du fluide entre les deux bielles

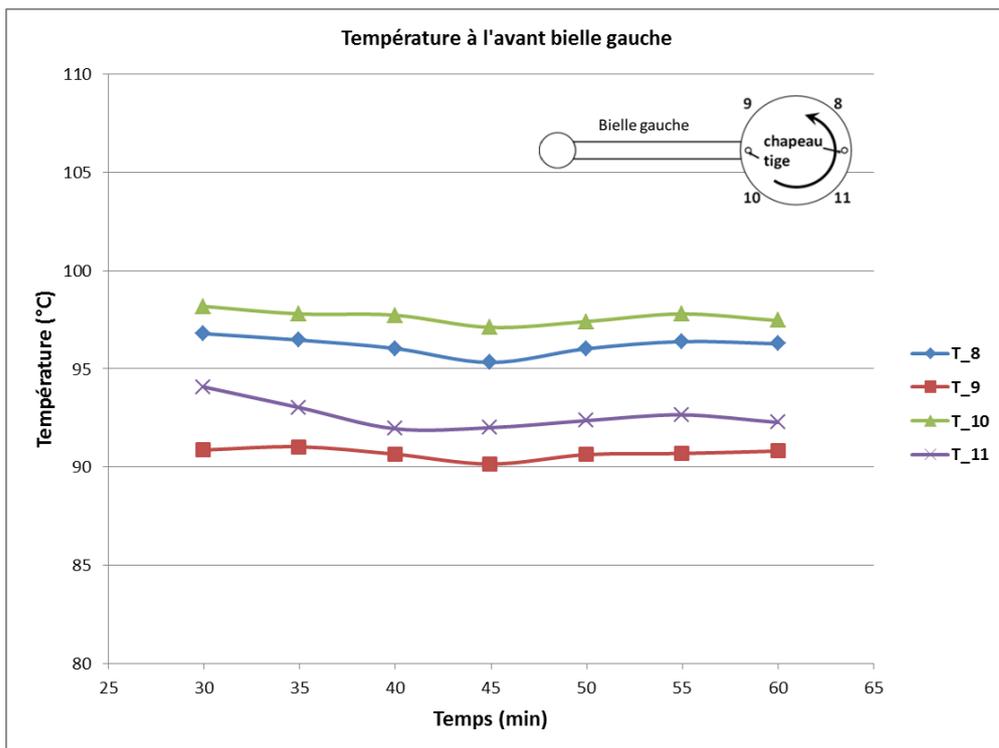


Fig. IV.28. Température du fluide à l'avant de la bielle gauche

La température mesurée par le thermocouple n°2 varie beaucoup durant l'essai (Fig. IV.26). Il s'est avéré que ce thermocouple était mal fixé dans son logement. Le thermocouple n°3 présente une température très inférieure aux trois autres situés à l'arrière de la bielle droite.

Ce thermocouple était trop éloigné du palier ; ces deux mesures sont donc supprimées de l'étude.

Pour les thermocouples situés entre les bielles (Fig. IV.27) les mesures des quatre thermocouples sont très proches.

La figure (Fig. IV.29) montre les températures moyennes pour les thermocouples extérieurs situés à l'arrière de la bielle droite ( $T_{ex\_d}$ ), à l'avant de la bielle gauche ( $T_{ex\_g}$ ), et entre les deux bielles ( $T_{ex\_e}$ ). La température entre les bielles est la plus élevée. La différence des températures extérieures moyennes est inférieure de 3 °C.

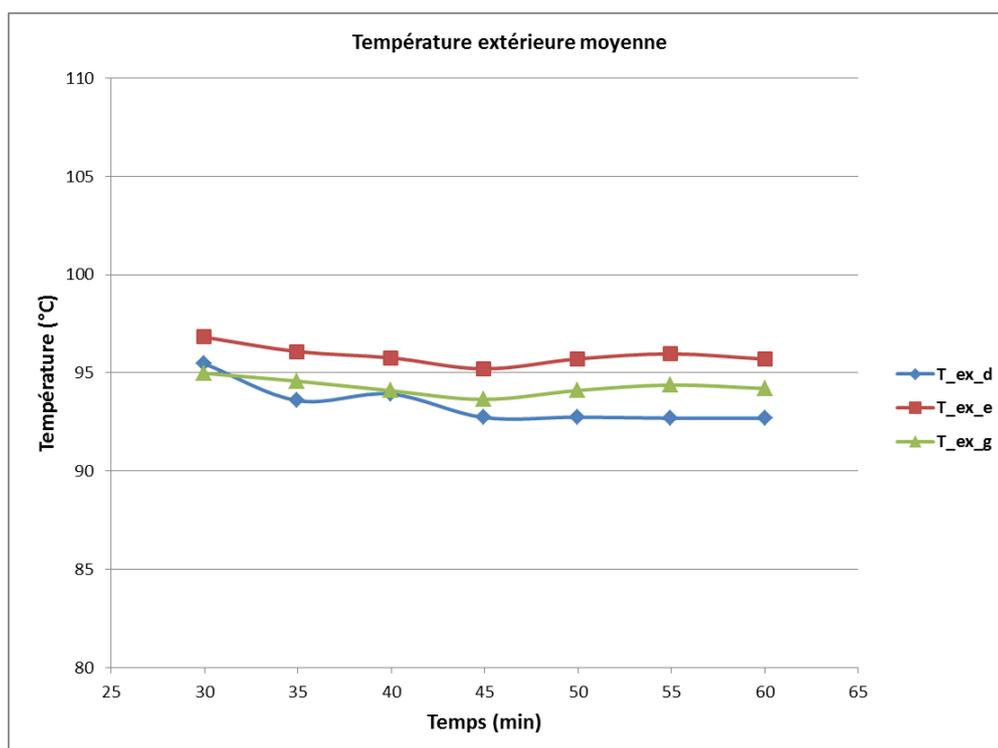


Fig. IV.29. Températures moyennes du fluide

Les températures sur le dos des coussinets mesurées par 2 thermocouples situés dans le chapeau et le corps de la bielle droite ( $T_{chap\_d}$  et  $T_{tige\_d}$ ), et 2 autres pour la bielle gauche ( $T_{chap\_g}$  et  $T_{tige\_g}$ ) sont présentées sur Fig. IV.30. La température mesurée du côté de la tige est plus élevée que celle mesurée du côté chapeau. Il s'est avéré que la charge de compression est plus élevée que celle de traction. En outre, due à la différence du jeu radial des deux paliers, la tête de bielle gauche fonctionne à une température plus élevée que la droite.

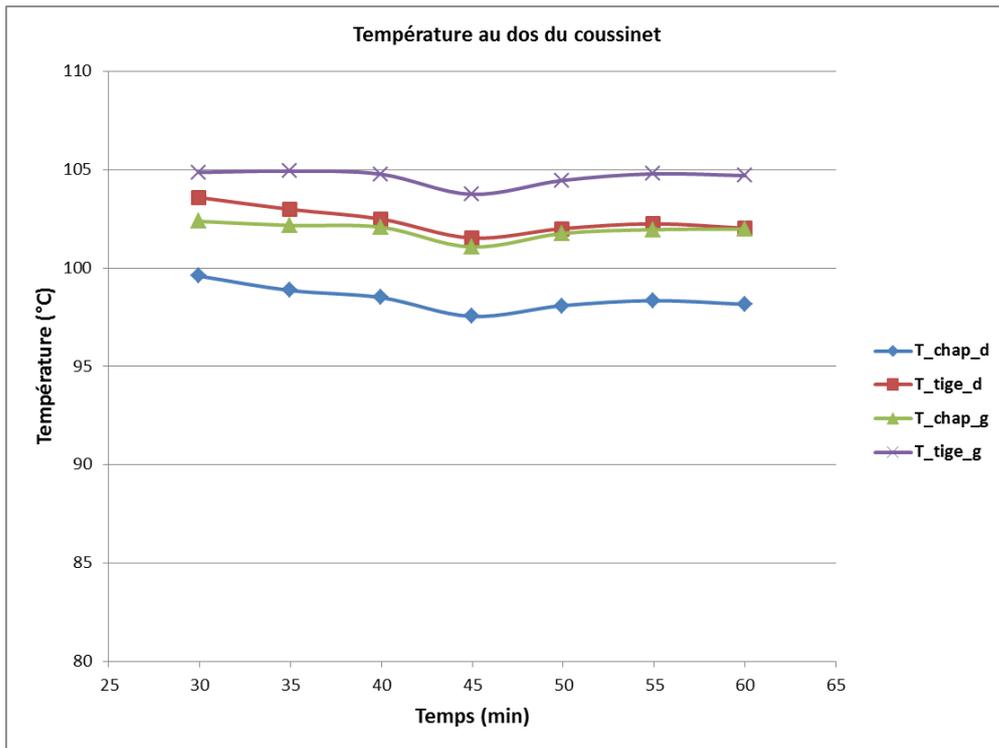


Fig. IV.30. Températures mesurées sur le dos des coussinets

La figure (Fig. IV.31) montre que les températures moyennes mesurées sur le dos du coussinet de la bielle droite et de la bielle gauche ( $T_{in\_d}$  ;  $T_{in\_g}$ ) sont plus élevées que celles mesurées à l'extérieur de même bielle.

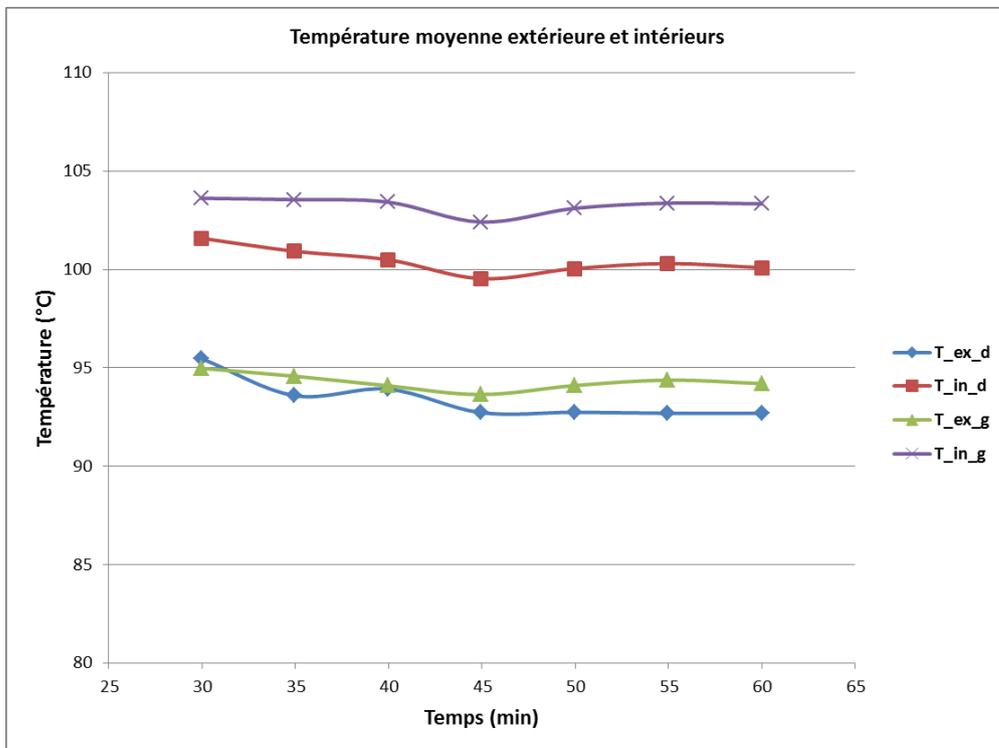


Fig. IV.31. Températures moyennes extérieures et intérieures des paliers

On peut trouver sur les figures ci-dessus que les températures mesurées par les thermocouples extérieurs pour chaque bielle sont très proches. La différence de la température extérieure pour les deux bielles est faible. La température inférieure coté chapeau est inférieure à celle de côté du corps, avec un écart maximal de 4 °C. La température mesurée sur le dos du coussinet est plus élevée que celle mesurée à la sortie du fluide. Donc, la température moyenne mesurée, soit 102°C sur le dos des coussinets, sera appliquée dans les calculs numériques.

#### IV.5. CARACTERISTIQUES DE LA SURFACE SUR LE DOS DES COUSSINETS

Dû au contact entre les coussinets et le logement, les caractéristiques de la surface sur le dos des coussinets après essais pourront changer par rapport au début. Ces changements dépendent de la contrainte de contact et du glissement relatif des surfaces, et sont donc différents pour chaque zone située sur le dos du coussinet. Les zones à considérer se situent suivant la direction axiale des coussinets au milieu et aux deux bords (Fig. IV.32) et à 0°, 90°, 180° et 270° suivant la direction circonférentielle (Fig. IV.33).

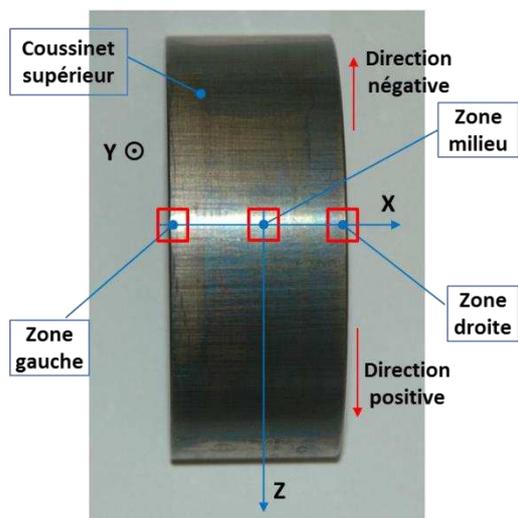


Fig. IV.32. Position axiale des zones

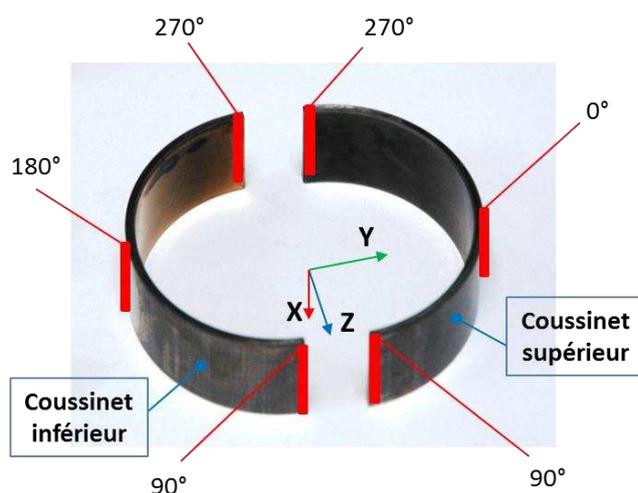


Fig. IV.33. Position circonférentielle des zones

Les caractéristiques de la surface de contact réelle ont été mesurés sur les dispositifs TALYSURF CCI 6000 et TALYROND 365 puis traitées par le logiciel TALYMAP.

##### IV.5.1. Traitement d'une mesure de surface

Dans un premier temps, la forme de la rugosité d'une surface est mesurée et reconstruite numériquement (Fig. IV.34). Puis, un redressement de surface par un plan des moindres carrés est réalisé afin de s'affranchir du défaut de planéité (Fig. IV.35).

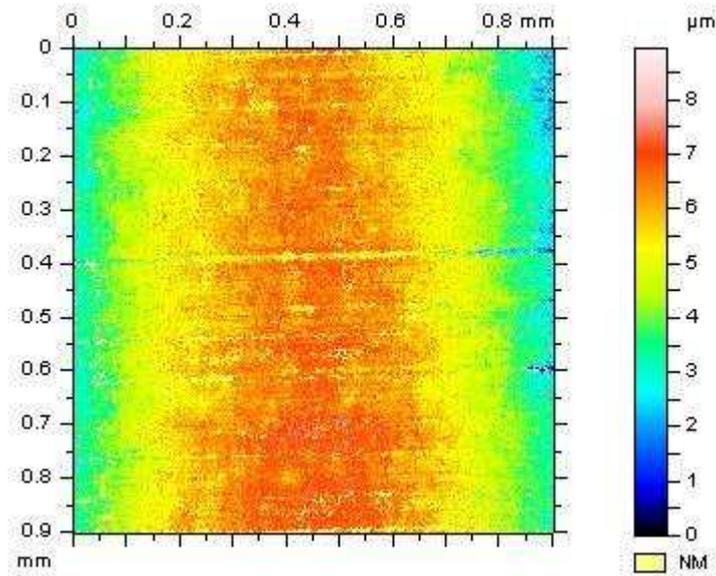


Fig. IV.34. Reconstruction numérique d'une surface

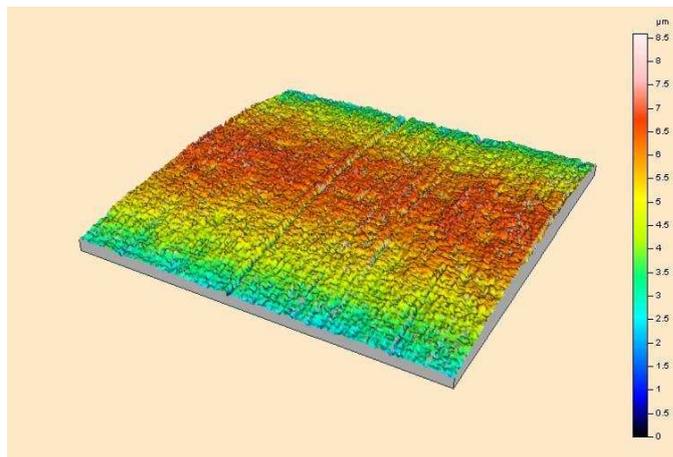


Fig. IV.35. Redressement de la surface par un plan des moindres carrés

Afin d'enlever la forme cylindrique, la surface mesurée est redressée par un polynôme de troisième degré (Fig. IV.36). Enfin, pour pouvoir calculer les paramètres caractéristiques, les points non mesurés seront reconstruits par une interpolation (Fig. IV.37).

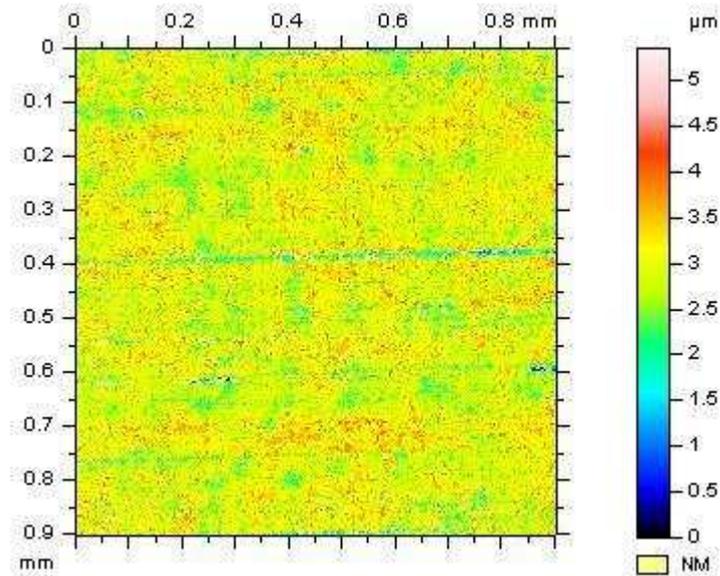


Fig. IV.36. Surface redressée par un polynôme

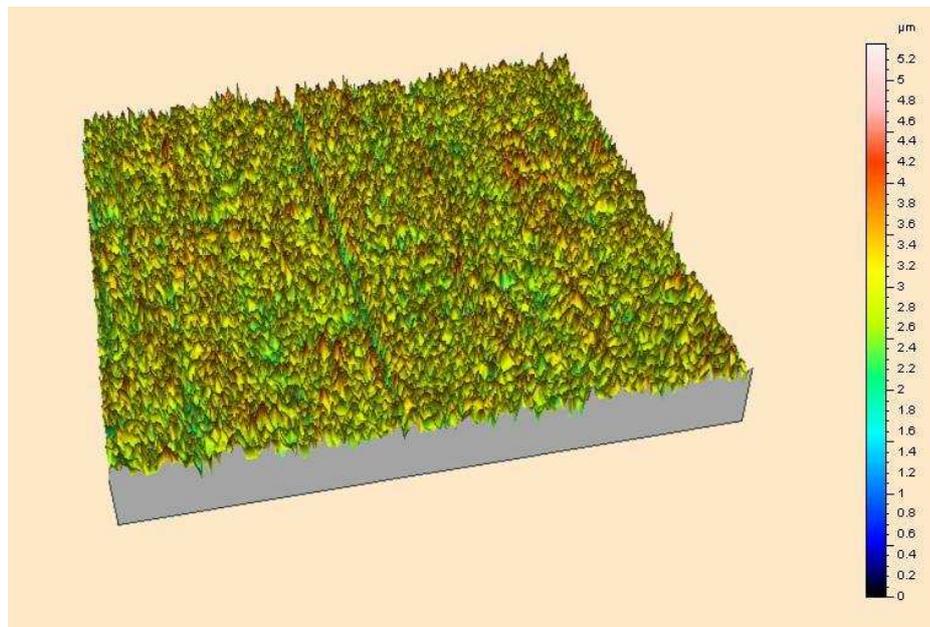


Fig. IV.37. Surface reconstruite par interpolation

Les deux paramètres analysés sont la rugosité moyenne arithmétique et la rugosité moyenne quadratique. La rugosité moyenne arithmétique représente l'écart moyen de tous les points mesurés par rapport à un plan moyen (Norme : ISO 4287, EUR 15178 EN). Il s'écrit :

$$S_a = \frac{1}{NM} \sum_{x=1}^N \sum_{y=1}^M |z_{x,y} - \bar{z}| \quad \text{Eq. IV.1}$$

où  $z_{x,y}$  représente les pics et les creux de la surface mesurée ; et  $N, M$  représentent le nombre de points mesurés suivant les deux directions  $x, y$ .

La rugosité moyenne quadratique représente la moyenne quadratique des écarts d'amplitude mesurés par rapport à un plan moyen (Norme : ISO 4287, EUR 15178 EN). Elle est définie par :

$$S_q = \sqrt{\frac{1}{NM} \sum_{x=1}^N \sum_{y=1}^M (z_{x,y} - \bar{z})^2} \quad \text{Eq. IV.2}$$

#### IV.5.2. Caractéristiques des surfaces d'un coussinet, avant et après essai

Le glissement relatif et la contrainte normale de contact peuvent créer des changements de caractéristiques de la surface sur le dos du coussinet. On peut toujours voir une différence entre un coussinet avant (neuf) et après (usagé) l'essai (Fig. IV.38).

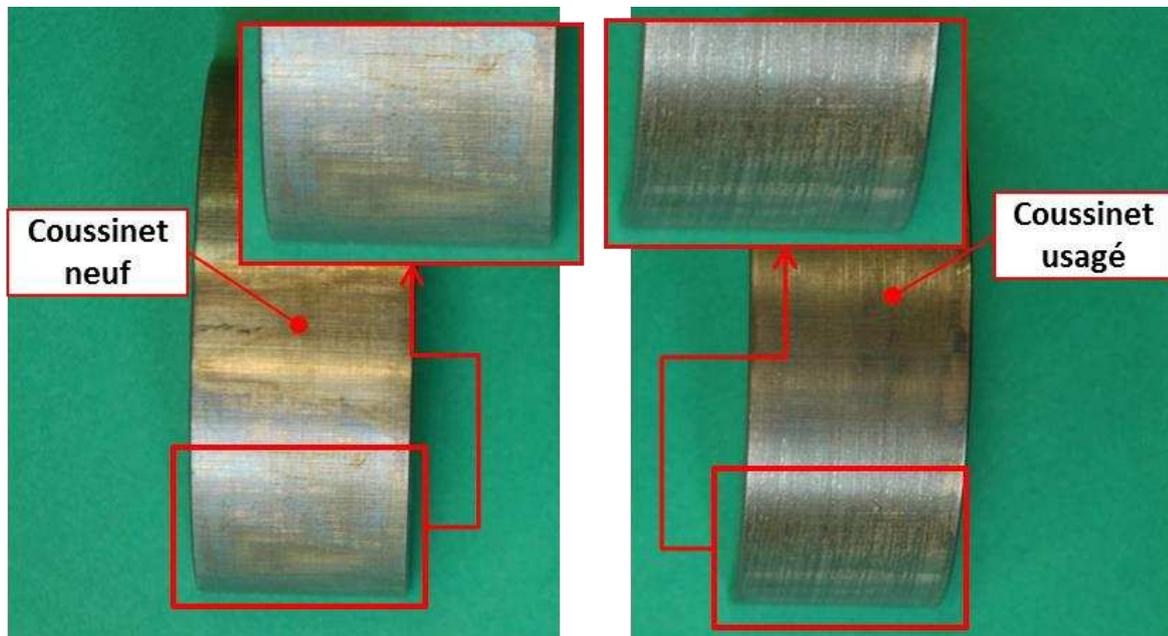


Fig. IV.38. Coussinet avant et après essai

Les analyses numériques (Chapitre III) montrent que la contrainte normale est plus importante dans le plan de symétrie ; cependant on a plus de glissement relatif vers le plan de joint du coussinet. Donc, nous nous proposons de réaliser des mesures dans le plan de symétrie et aux bords des coussinets, et pour plusieurs positions circonférentielles.

Les mesures suivant la direction axiale permettent de trouver des paramètres de la surface dans le plan de symétrie et aux bords des coussinets. Les mesures dans la direction circonférentielle permettent de constater des changements de caractéristiques de la surface aux différentes positions suivant la longueur du coussinet. Des détails de mesures pour des coussinets neufs et usagés sont présentés en Annexe 8 et Annexe 9.

- Rugosité surfacique

Le tableau (Table IV.6) présente les paramètres caractéristiques de la surface d'un coussinet neuf. Ces mesures sont obtenues par une surfométrie optique, sans contact.

Paramètres	Partie à 60°	Partie à 0°	Partie à 300°
Rugosité moyenne arithmétique $S_a$ ( $\mu\text{m}$ )	0,355	0,334	0,354
Rugosité moyenne quadratique $S_q$ ( $\mu\text{m}$ )	0,466	0,441	0,460

Table IV.6. Paramètres caractéristiques de la surface neuve

La figure (Fig. IV.39) montre les rugosités moyennes arithmétiques des surfaces ( $S_a$ ) au dos du coussinet supérieur, avant l'essai (neuf) et après l'essai (usure). Un marquage industriel sur les coussinets rend la mesure dans le plan de joint très difficiles à réaliser. Les rugosités mesurées se situent alors à 0°, 60°, 300° de position circonférentielle pour le coussinet supérieur (cf. Fig. IV.33). Pour le coussinet inférieur, les mesures sont effectuées à 120°, 180° et 240° de position circonférentielle (Fig. IV.40).

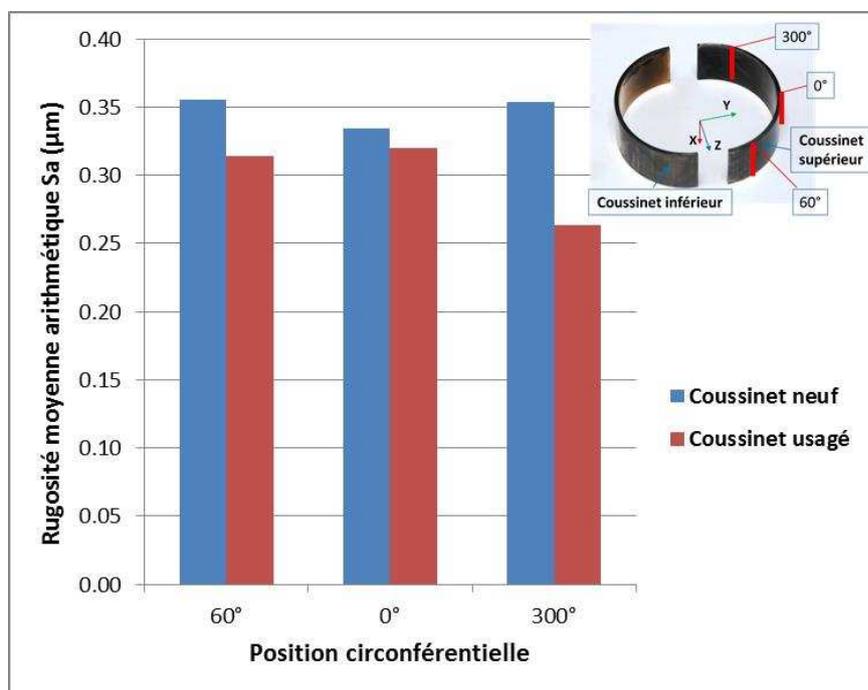


Fig. IV.39. Rugosité des surfaces au dos du coussinet supérieur

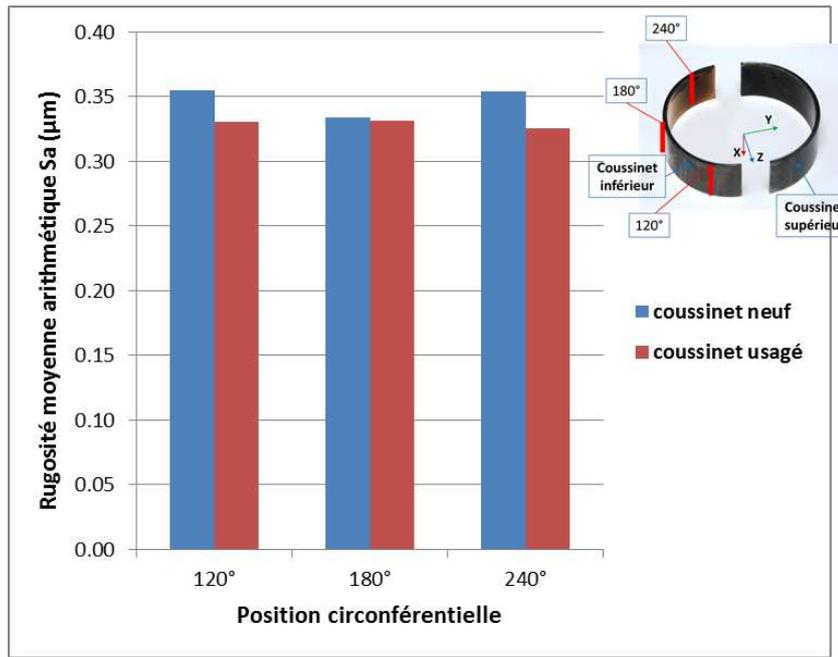


Fig. IV.40. Rugosité des surfaces au dos du coussinet inférieur

Les rugosités moyennes des surfaces ( $S_a$ ) au dos des coussinets usagés sont présentées dans le tableau (Table IV.7).

La diminution de rugosité arithmétique s'écrit :

$$\Delta S_a = S_a^{neuf} - S_a^{use}$$

où  $S_a^{neuf}$ ,  $S_a^{use}$  sont les rugosités arithmétiques surfaciques avant et après l'essai.

Position circumférentielle	Coussinet supérieur			Coussinet inférieur		
	60°	0°	300°	120°	180°	240°
Rugosité $S_a$ (µm)	0,314	0,32	0,263	0,33	0,331	0,325
Diminution $\Delta S_a$ (µm)	0,041	0,014	0,091	0,025	0,003	0,029
Rugosité $S_q$ (µm)	0,421	0,414	0,342	0,436	0,428	0,442
Diminution $\Delta S_q$ (µm)	0.045	0.027	0.118	0.03	0.013	0.018

Table IV.7. Rugosités moyennes des surfaces au dos des coussinets usagés

- Rugosité du profil

La figure (Fig. IV.41) montre les rugosités moyennes du profil axial ( $R_a$ ) au dos du coussinet supérieur, avant l'essai (neuf) et après l'essai (usure). Ces mesures sont obtenues suite à une mesure avec contact, en utilisant le palpeur représenté sur la Fig. IV.16.

Les rugosités mesurées se situent alors à 0°, 60°, 300° de position circumférentielle pour le coussinet supérieur (cf. Fig. IV.33). Pour le coussinet inférieur, les mesures sont effectuées à 120°, 180° et 240° de position circumférentielle (Fig. IV.42).

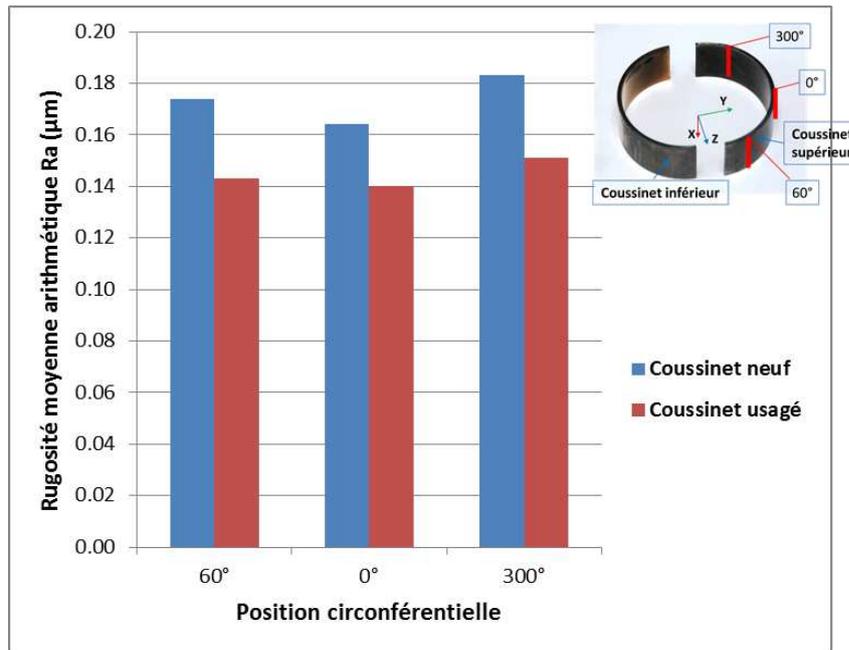


Fig. IV.41. Rugosité au dos du coussinet supérieur

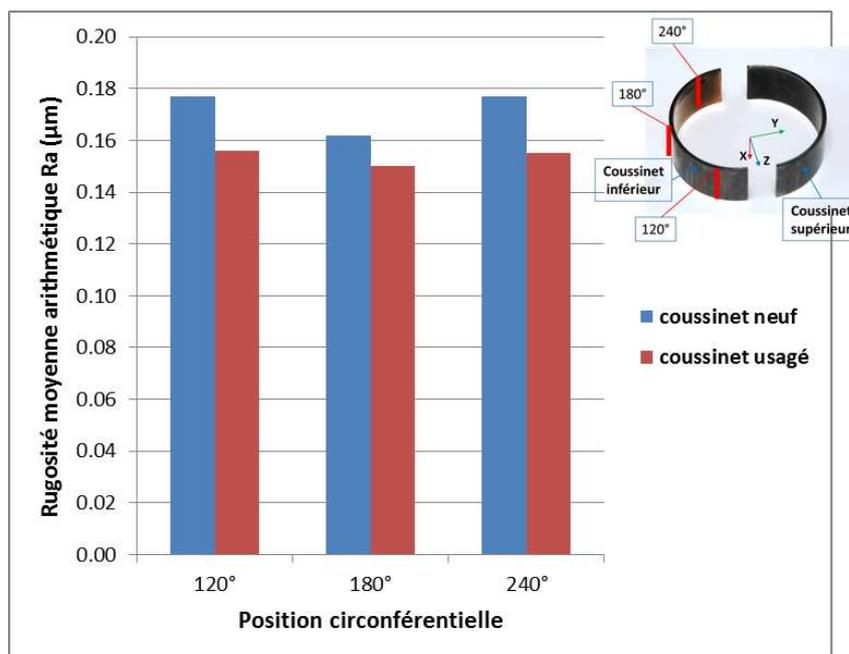


Fig. IV.42. Rugosité au dos du coussinet inférieur

Pour le coussinet supérieur, la rugosité moyenne avant l'essai est comprise de 0,164 à 0,183  $\mu\text{m}$  ; et après l'essai entre 0,140 à 0,151  $\mu\text{m}$ . La rugosité du coussinet inférieur avant l'essai est environ 0,162 à 0,177  $\mu\text{m}$  ; et après l'essai est de 0,150 à 0,156  $\mu\text{m}$ .

La diminution de rugosité arithmétique s'écrit :

$$\Delta R_a = R_a^{neuf} - R_a^{use}$$

où  $R_a^{neuf}$ ,  $R_a^{use}$  sont les rugosités arithmétiques du profil avant et après l'essai.

Les figures (Fig. IV.43, Fig. IV.44) présentent la diminution de rugosités mesurées aux positions circonférentielles des coussinets supérieur et inférieur. La valeur détaillée pour chaque position circonférentielle est donnée dans le tableau (Table IV.8).

Position circonférentielle	Coussinet supérieur			Coussinet inférieur		
	60°	0°	300°	120°	180°	240°
Diminution $\Delta R_a$ ( $\mu\text{m}$ )	0.031	0.024	0.032	0.021	0.012	0.022

Table IV.8. Diminution de rugosités mesurées

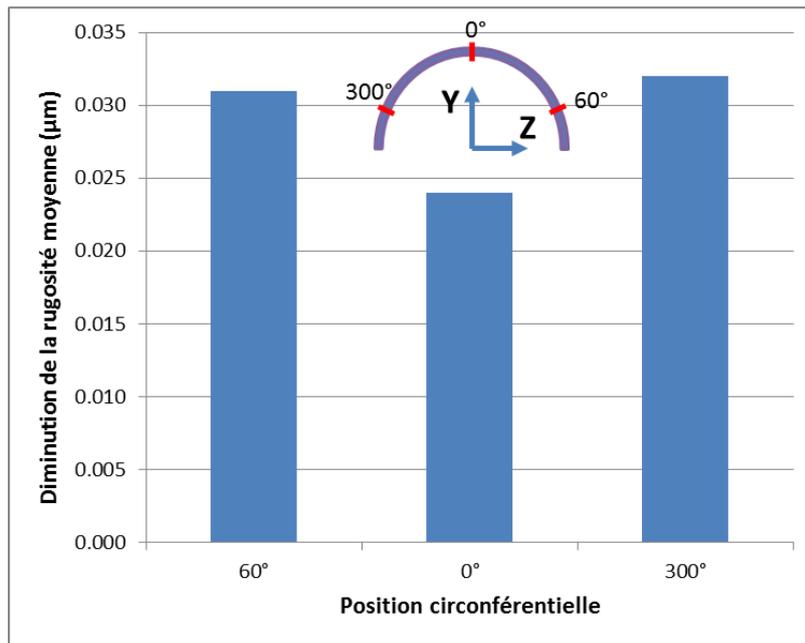


Fig. IV.43. Diminution de rugosité du coussinet supérieur

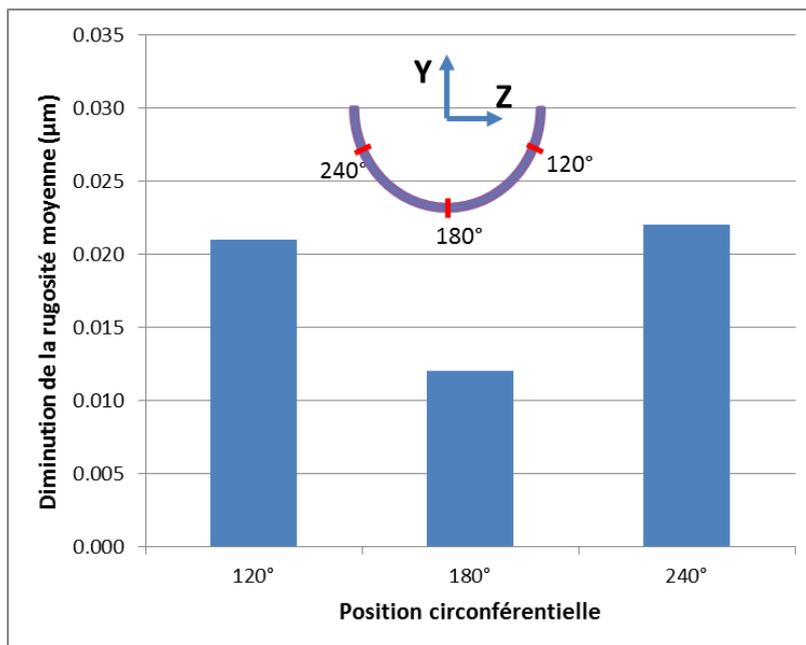


Fig. IV.44. Diminution de rugosité du coussinet inférieur

Les rugosités diminuent plus rapidement sur les zones vers le plan de joint qu'au milieu du coussinet.

## IV.6. ETUDE D'UN PALIER POUR DES ESSAIS SUR LE BANC MEGAPASCALE

### IV.6.1. Validation entre le modèle numérique et la bielle d'essai

Afin de comparer en ayant le maximum de précision entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux, il est nécessaire d'avoir une bonne équivalence entre le modèle numérique et la bielle d'essai.

#### IV.6.1.1. Modèle d'un palier de tête de bielle

Le modèle présenté dans ce paragraphe a été réalisé avec le logiciel Catia et sera importé dans le logiciel Abaqus.

- Corps et chapeau de bielle

La bielle Renault est composée de deux parties différentes: le corps et le chapeau (Fig. IV.45a). Ces deux parties sont faites d'un même matériau. Les largeurs du pied, de la tête et du chapeau sont de 25 millimètres. Le diamètre de la tête d'assemblage est de 51,624 millimètres. Les paramètres du corps et du chapeau sont présentés sur la figure (Fig. IV.45b)

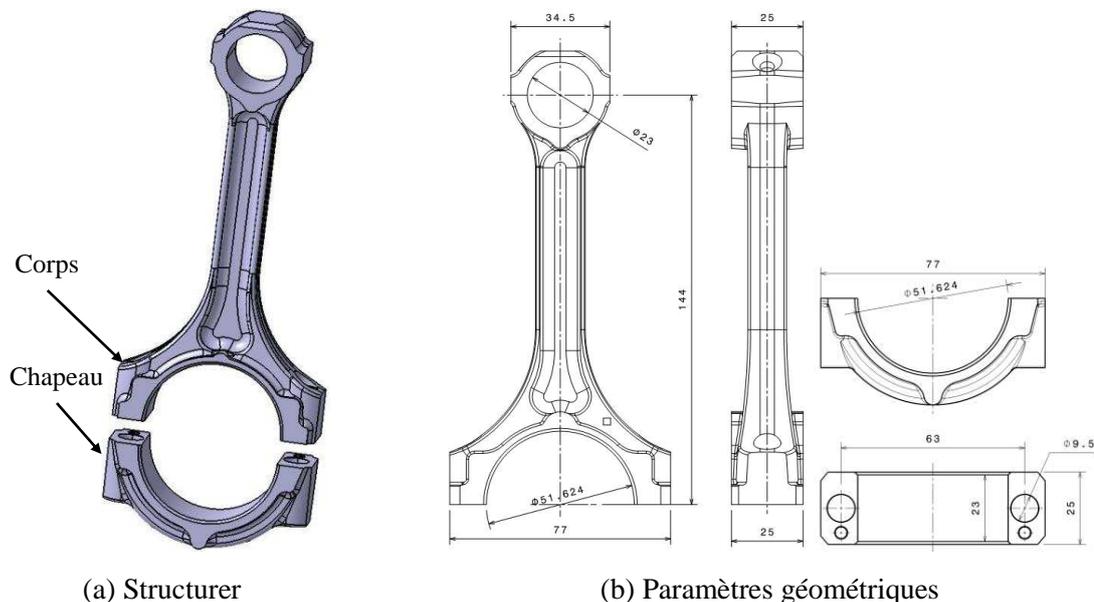


Fig. IV.45. Modèle du corps et du chapeau d'une bielle Renault

- Coussinets et Goujons

Dans la bielle Renault, il y a deux coussinets sans ergot, nommés coussinet inférieur et coussinet supérieur (Fig. IV.46a). L'assemblage est maintenu par deux goujons M9 x 1,00 (Fig. IV.46b).

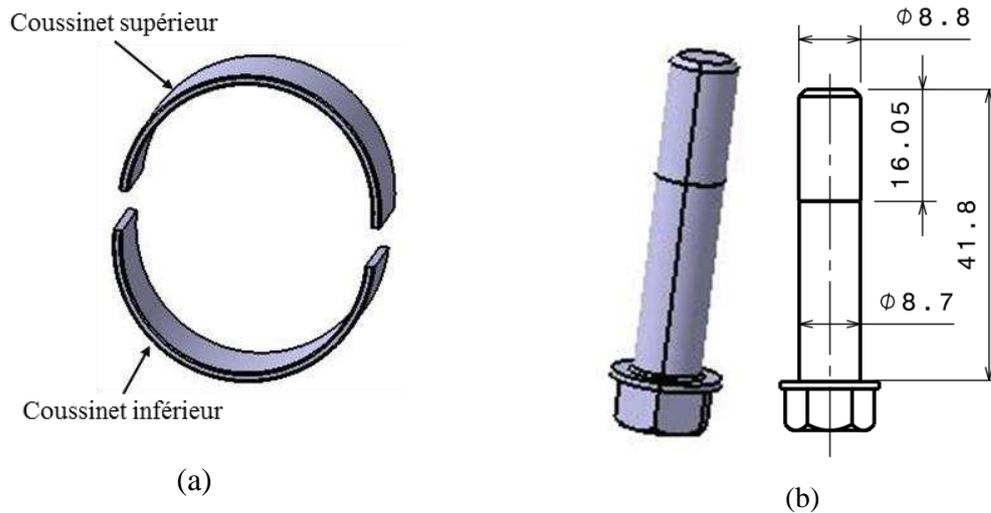


Fig. IV.46. Coussinets sans ergot (a) et goujons d'assemblage (b)

- Assemblage de la bielle

Les différentes parties sont assemblées par un couple de serrage appliqué sur chaque goujon (Fig. IV.47). Ce serrage engendre un changement de la forme de la tête. Les formes de la tête de bielle réelle soumis aux différents couples de serrage sont mesurées et comparées à ceux du modèle de calcul.

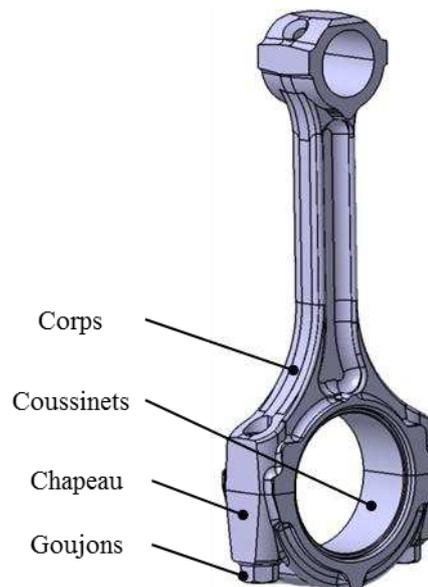


Fig. IV.47. Assemblage de la bielle

#### IV.6.1.2. Déformations des goujons

Le serrage maximal des deux goujons pour l'assemblage d'une bielle Renault est de 50Nm. Pour définir la déformation des goujons, on peut mesurer l'angle de serrage ou la longueur du goujon, puis définir la déformation relative.

En faisant l'hypothèse que le corps et les taraudages sont rigides, la déformation des goujons est dépendante de l'angle de serrage. Dans ce cas, on peut mesurer l'angle

correspondant à chaque couple de serrage et puis calculer la déformation à partir du pas du taraud. La déformation absolue du goujon est définie par:

$$\Delta L_{gouj}^{angle} = \beta \cdot s \quad \text{Eq. IV.3}$$

où  $\beta$  est l'angle de serrage et  $s$  le pas du taraud du goujon.

En considérant le corps et des taraudages non rigides, la déformation du palier est combinée par des déformations des solides (corps, chapeau, coussinets). S'il existe une déformation des tarauds, la déformation des goujons n'est plus équivalente à l'angle de serrage. Dans ce cas, la déformation absolue du goujon est mesurée directement, puis définie par :

$$\Delta L_{gouj}^{longueur} = L_{gouj}^{mesure} - L_{gouj}^o \quad \text{Eq. IV.4}$$

où  $L_{gouj}^o$ ;  $L_{gouj}^{mesure}$  sont respectivement la longueur initiale et la longueur avec serrage du goujon.

La figure (Fig. IV.48) représente la déformation absolue des goujons « droite et gauche » en fonction du couple de serrage par mesure directe ou par mesure d'angle. La mesure dite directe est obtenue par relevé des cotes à l'aide d'un micromètre. La mesure dite d'angle est obtenue à partir de l'angle  $\beta$  lu sur une clé dynamométrique et à l'aide de la formule Eq. IV.3.

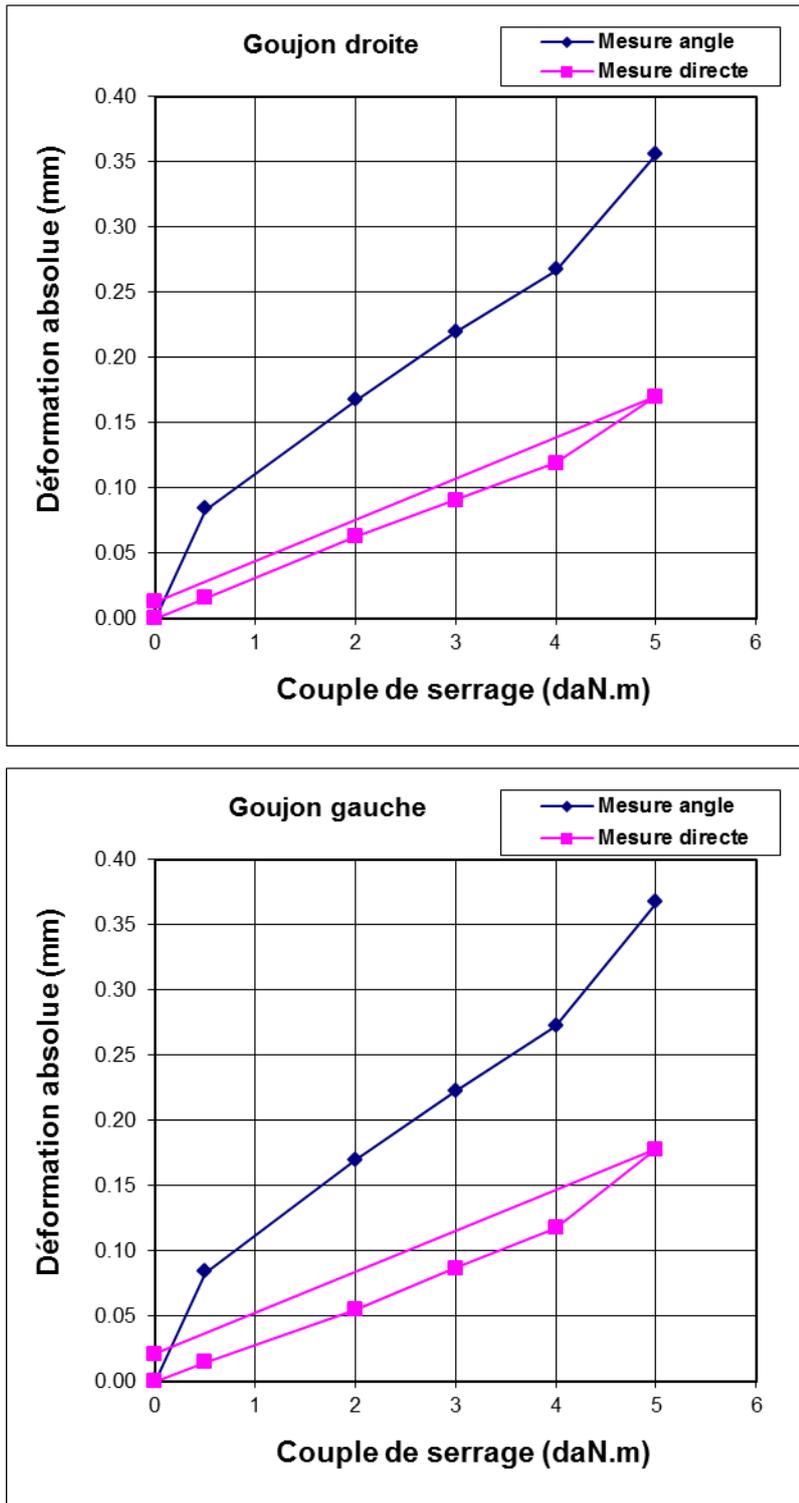


Fig. IV.48. Déformation absolue des goujons « droite et gauche »

La déformation relative du goujon est définie par :

$$\varepsilon_{gouj} = \frac{\Delta L_{gouj}}{L_{gouj}^o} \quad \text{Eq. IV.5}$$

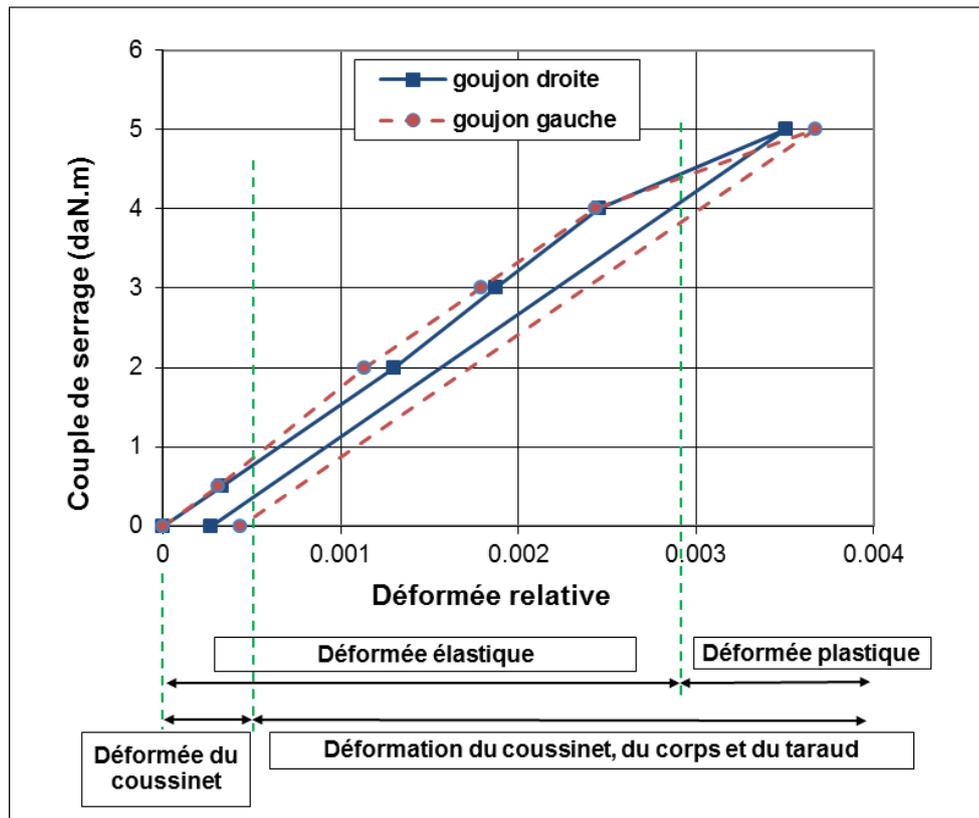
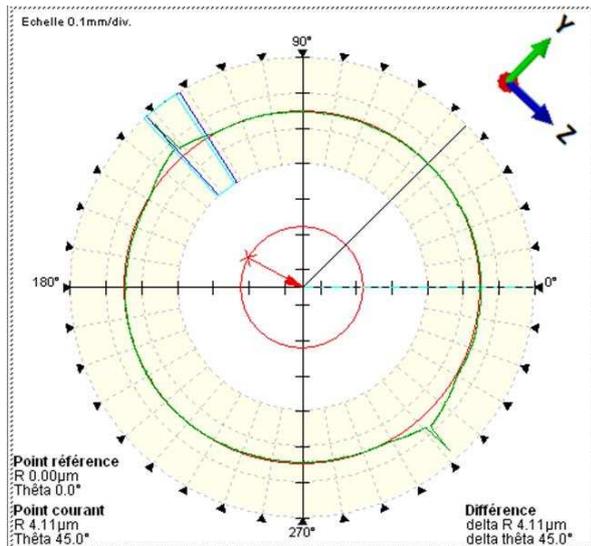


Fig. IV.49. Déformation relative des goujons

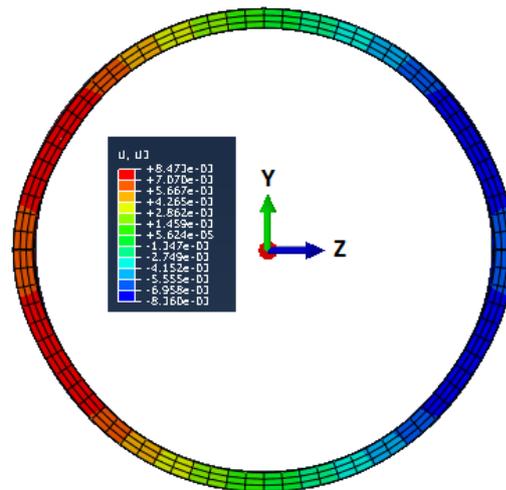
Comme on peut l'observer sur la figure (Fig. IV.49), les goujons sont déformés plastiquement car la déformation relative ne varie pas linéairement avec le couple appliqué. De plus, un allongement des goujons est mesuré après le desserrage.

#### IV.6.1.1. Déformation du coussinet pré-serré

La forme du coussinet varie en fonction du serrage des goujons. Plus le serrage est élevé, plus la déformation devient importante. En même temps, le rayon du palier diminuera si le serrage augmente. Les figures (Fig. IV.50 - Fig. IV.52) représentent la variation de la forme du coussinet en fonction de différents serrages.



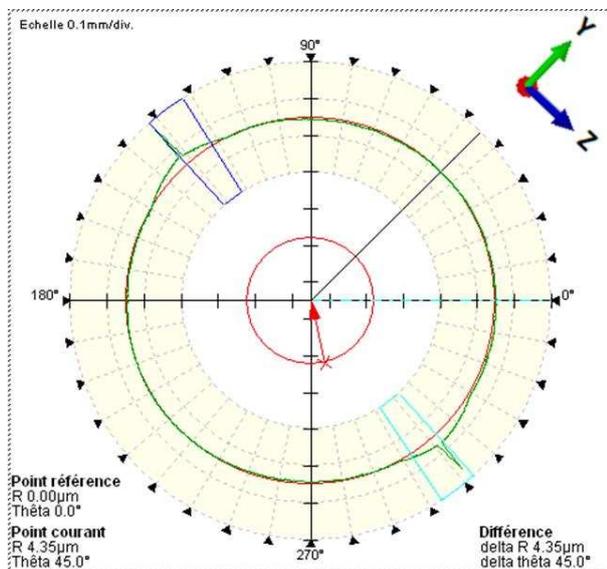
(a) bielle réelle



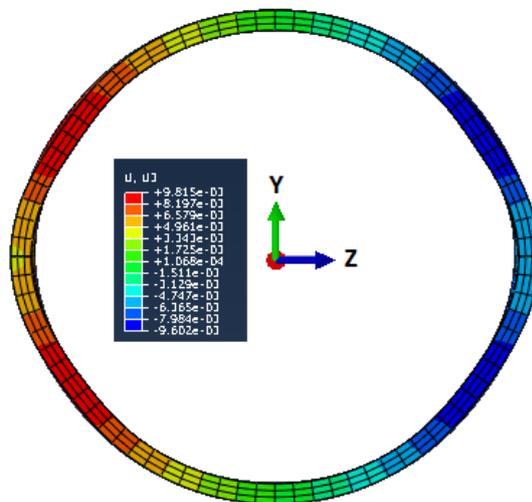
(b) modèle numérique (grossissement x200)

Fig. IV.50. Forme du coussinet avec un serrage de 0,06 mm de déformation du goujon

Avec un serrage de 0,06 mm de déformation du goujon, la forme du coussinet s'ovalise. Les rayons aux zones vers 45°, 135°, 225° et 315° sont les plus faibles. Le rayon le plus grand appartient au plan de joint ( $Oz$ ). Les résultats expérimentaux donnent un rayon intérieur moyen du coussinet de 24,050 mm.



(a) bielle réelle



(b) modèle numérique (grossissement x200)

Fig. IV.51. Forme du coussinet sous un serrage de 0,09 mm de déformation du goujon

Avec un serrage de 0,09 mm de déformation du goujon, la forme du coussinet diminue toujours vers les zones de 45°, 135°, 225° et 315°. Le rayon intérieur moyen du coussinet est de 24,048 millimètre, et a diminué de 2 µm par rapport au cas précédent.

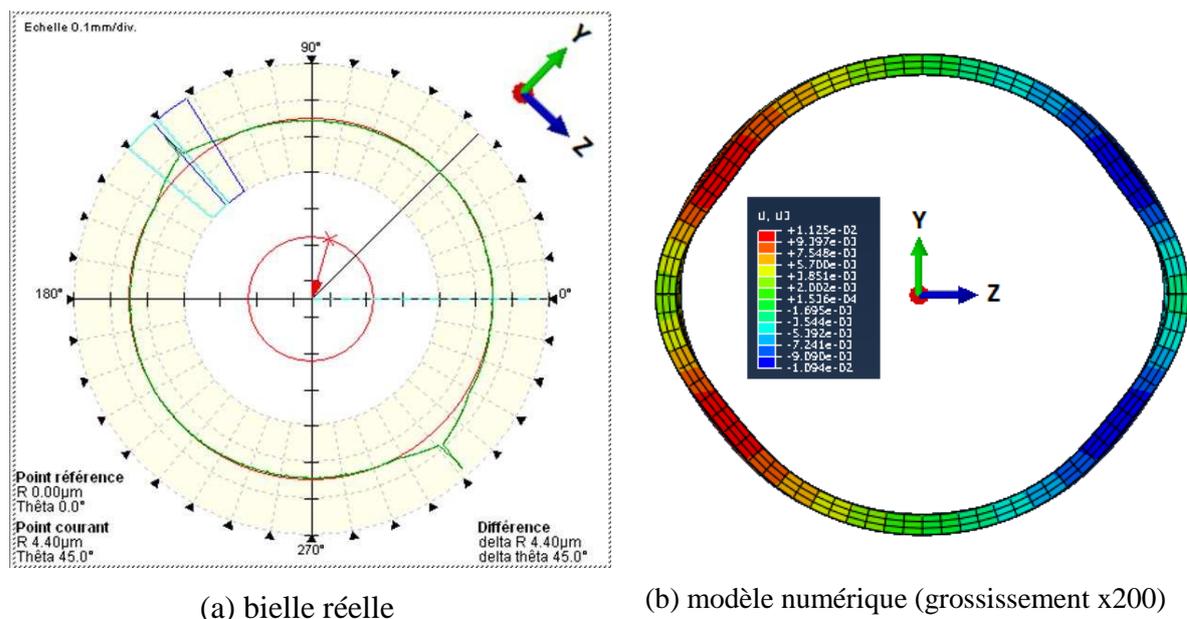


Fig. IV.52. Forme du coussinet sous un serrage de 0,17 mm de déformation du goujon

Pour un serrage de 0,17 mm de déformation du goujon, la forme du coussinet diminue toujours aux mêmes zones que les cas précédents. Le rayon intérieur moyen du coussinet est de 24,043 millimètre, et a diminué de 7 µm par rapport au premier cas.

Afin de valider le modèle numérique, un calcul couplé entre les deux logiciels a été effectué. La partie suivante présente les résultats numériques d'un calcul du palier de tête d'une bielle réelle.

## IV.6.2. Calcul d'un palier pour essais sur le banc MEGAPASCALE

### IV.6.2.1. Données de calcul

Le diagramme de charge mesuré sur le banc est présenté dans la figure (Fig. IV.53).

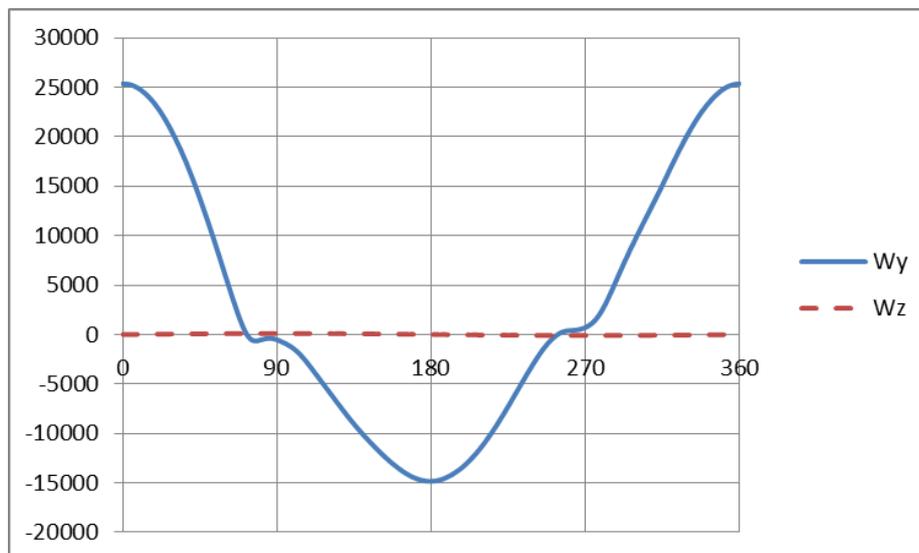


Fig. IV.53. Diagramme de charge du banc d'essai

Les caractéristiques géométriques et des matériaux du palier sont présentées dans le tableau (Table IV.9).

Rayon du logement ( $R_{log}^{in}$ )	25,812 mm
Rayon du palier ( $R_{palier}$ )	24,023 mm
Largeur du palier ( $B$ )	19,6 mm
Module d'élasticité du logement ( $E_{log}$ )	199000 MPa
Coefficient de Poisson du logement ( $\nu_{log}$ )	0.29
Module d'élasticité du coussinet ( $E_{couss}$ )	206000 MPa
Coefficient de Poisson du coussinet ( $\nu_{couss}$ )	0.30
Epaisseur du coussinet ( $h_{couss}$ )	1,822 mm
Module d'élasticité du goujon ( $E_{gouj}$ )	200000 MPa
Coefficient de Poisson du goujon ( $\nu_{gouj}$ )	0.30

Table IV.9. Paramètres géométriques et matériaux du palier de 6 solides

Les calculs Abaqus ont été effectués pour un coefficient de frottement entre les coussinets et le logement de 0,1. Le glissement élastique critique  $\gamma_{el}^{crit}$  est de 0,9  $\mu\text{m}$  et la contrainte  $\tau_{max}$  n'est pas imposée. Le serrage des goujons correspond à une déformation de 0,12 mm.

Les paramètres pour le calcul dans le logiciel Accel sont donnés dans le tableau (Table IV.10).

Charge dynamique ( $W$ )	Variante
Vitesse de rotation ( $n$ )	3000 tours/min
Pression d'alimentation du fluide ( $p_{al}$ )	3 MPa
Température d'alimentation ( $T_{al}$ )	80 °C
Viscosité du fluide ( $\mu$ )	0,018 Pa.s
Température de référence ( $T_o$ )	68 °C
Jeu radial minimal du coussinet ( $C$ )	0,02 mm
Rugosité $R_q$ de l'arbre	0,15 $\mu\text{m}$
Rugosité $R_q$ du coussinet	0,15 $\mu\text{m}$

Table IV.10. Paramètres de fonctionnement du palier d'essai

### IV.6.2.2. Glissement circonférentiel relatif

Le glissement circonférentiel relatif des coussinets inférieur et supérieur par rapport au logement est présenté sur les figures (Fig. IV.54, Fig. IV.55).

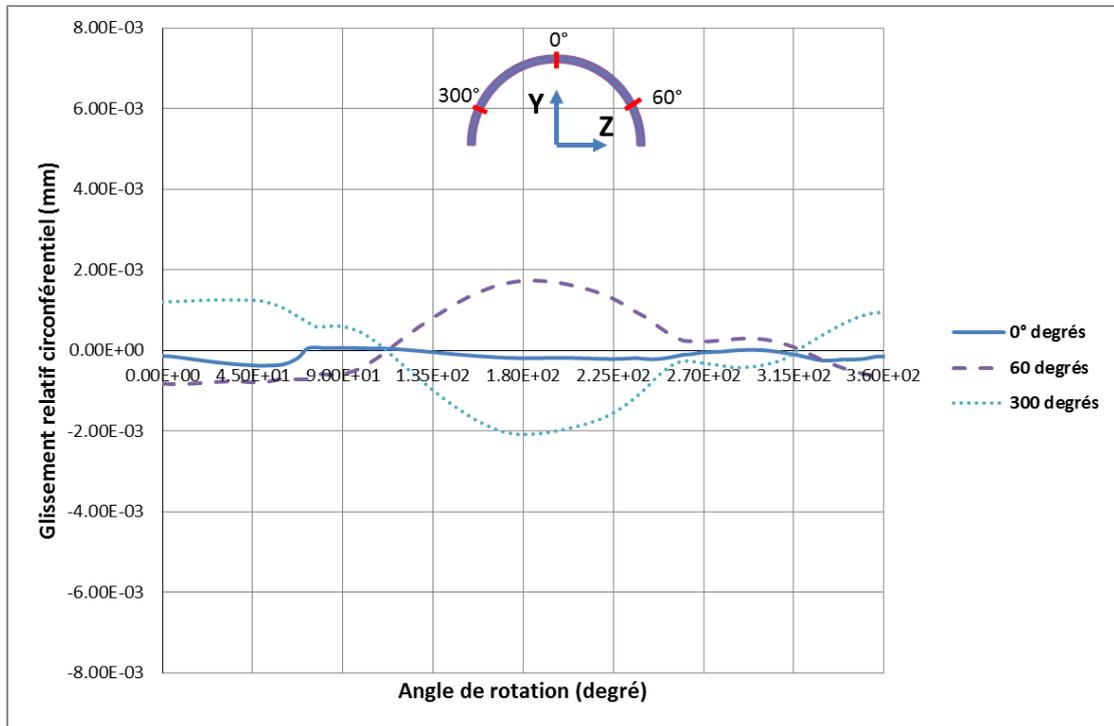


Fig. IV.54. Glissement relatif aux différentes positions circonférentielles (**du coussinet supérieur**) pour un cycle de fonctionnement

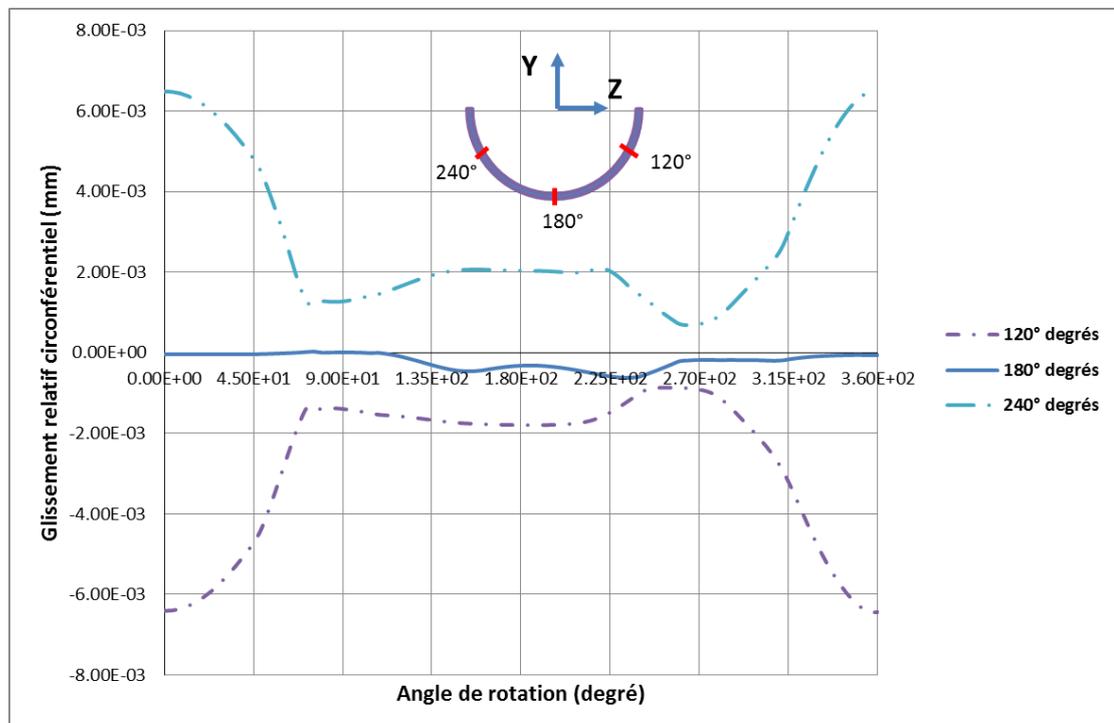


Fig. IV.55. Glissement relatif aux différentes positions circonférentielles (**du coussinet inférieur**) pour un cycle de fonctionnement

La variation du glissement relatif est plus importante vers le plan de joint ( $\theta = 60^\circ$  ;  $\theta = 300^\circ$ ) par rapport au milieu du coussinet ( $\theta = 0^\circ$ ) pour le coussinet supérieur. Pour le coussinet inférieur, la variation du glissement relatif est toujours plus importante vers le plan de joint ( $\theta = 120^\circ$  ;  $\theta = 240^\circ$ ) par rapport au milieu du coussinet ( $\theta = 180^\circ$ ).

### IV.6.3. Comparaison entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux

L'usure des surfaces se fait par le frottement en contact engendré par le glissement relatif entre le coussinet et le logement. En appliquant les mesures expérimentales sur le modèle numérique, nous pouvons définir le glissement relatif et la contrainte tangentielle à chaque nœud au dos du coussinet. Ces paramètres nous permettent de calculer le travail du frottement et de faire un comparatif entre les résultats expérimentaux et numériques.

Le glissement absolu cumulatif, au nœud  $i$  sur le dos du coussinet, par rapport au logement est défini par Eq. IV.6 et le travail du frottement défini par Eq. IV.7.

$$\Gamma_i = \sum_{j=2}^N |\gamma_j^i - \gamma_{j-1}^i| \quad \text{Eq. IV.6}$$

où  $N$  est le nombre d'étapes de calculs ;  $\gamma_j^i$  est le glissement relatif du coussinet par rapport à son logement, au nœud  $i$  à l'étape  $j$ .

$$W_f^i = \sum_{j=2}^N |\gamma_j^i - \gamma_{j-1}^i| |\tau_j^i| S_i \quad \text{Eq. IV.7}$$

où  $\tau_j^i$  est la contrainte tangentielle entre le coussinet et le logement, au nœud  $i$  à l'étape  $j$  ;  $S_i$  l'aire de la surface au nœud  $i$ .

Le déplacement ou trajet cumulatif et le travail du frottement aux différentes zones sur le dos des coussinets supérieur et inférieur sont présentés sur les figures (Fig. IV.56, Fig. IV.57).

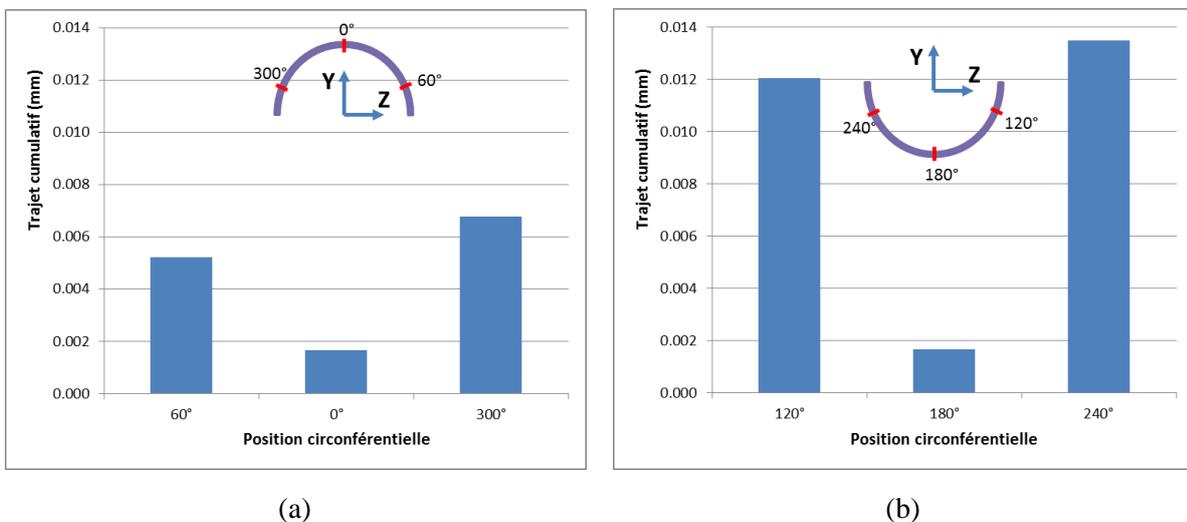


Fig. IV.56. Trajet cumulatif au dos des coussinets supérieur (a) et inférieur (b)

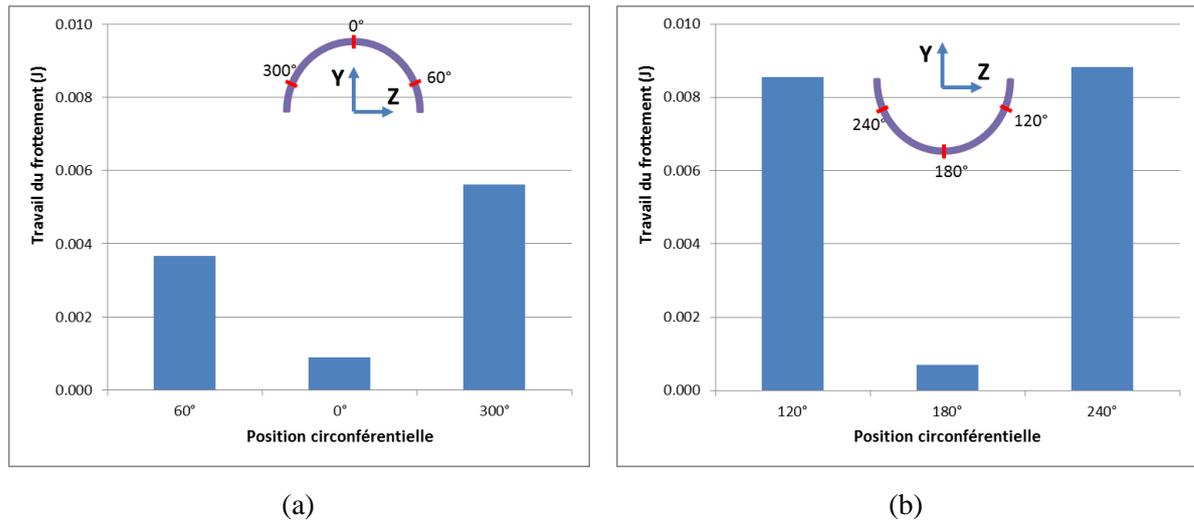


Fig. IV.57. Travail du frottement au dos des coussinets supérieur (a) et inférieur (b)

Les résultats numériques du trajet cumulatif et du travail du frottement aux différentes positions au dos des coussinets supérieur et inférieur sont donnés dans le tableau (Table IV.11).

Position circumférentielle	Coussinet supérieur			Coussinet inférieur		
	60°	0°	300°	120°	180°	240°
Trajet cumulatif (mm)	0.00522	0.00166	0.00676	0.01203	0.00166	0.01346
Travail de frottement (J)	0.00366	0.00089	0.00562	0.00855	0.00071	0.00883

Table IV.11. Trajet cumulatif et travail de frottement

De ces résultats on constate que le frottement est plus important sur les zones proches du plan de joint que dans la partie médiane du coussinet. Ceci aussi bien pour le coussinet supérieur qu'inférieur. Ces résultats sont en adéquation avec les résultats expérimentaux sur la mesure de la modification de la rugosité.

#### IV.7. CONCLUSION

Les bielles réelles ont été mises en fonctionnement sur le banc d'essai. Les paliers de tête de bielle fonctionnent sous des conditions réelles de lubrification, de chargement, et de vitesse de rotation. Des mesures ont été enregistrées durant l'essai dès que l'équilibre thermique du palier est atteint.

Dans cette expérience, les charges appliquées sur les bielles sont sinusoïdales. La valeur maximale en traction est de 15 kN et de 25 kN en compression, aussi bien sur la bielle gauche que sur la bielle droite. Le diagramme de charge, issu des essais expérimentaux est utilisé pour la modélisation.

La température des paliers est mesurée par des thermocouples situés à la sortie du fluide et au dos des coussinets. La température mesurée sur le dos des coussinets est supérieure à celle mesurée à l'extérieur de paliers. Une température moyenne de fonctionnement est alors utilisée pour le calcul numérique.

Les résultats numériques montrent que le glissement relatif vers le plan des coussinets est plus important qu'au milieu. Sur ces zones, le travail du frottement est aussi plus élevé. Sur les zones où le glissement relatif et le travail du frottement sont plus importants, la surface sera plus usée. Ce résultat est en accord avec les mesures expérimentales. Sur le dos des coussinets usagés, la rugosité diminue plus rapidement qu'aux zones situées vers le plan de joint des coussinets.

## CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Depuis des dizaines d'années, les paliers lubrifiés ont été étudiés et notamment les paliers fonctionnant sous des chargements dynamiques tels que les paliers de tête de bielle de moteurs thermiques. Les modélisations numériques prennent en compte des conditions de plus en plus proches des conditions réelles (lubrification, vitesse de rotation, chargement, géométrie du palier,...). Ces dernières années, des études théoriques ont été développées pour étudier le comportement du contact entre les solides composants le palier multi-corps. Dans ce cadre, cette étude a consisté à déterminer le comportement du contact entre les coussinets et le corps de bielle.

Les calculs numériques ont été réalisés en couplant le logiciel Accel au logiciel Abaqus. Ce couplage nous permet de déterminer le contact entre les coussinets et leur logement dans les paliers composés lubrifiés. Le logiciel Accel permet de résoudre le contact lubrifié entre les coussinets et l'arbre. Il détermine les caractéristiques hydrodynamiques d'un palier de tête de bielle et ceci quel que soit les données géométriques ou de fonctionnement du palier (vitesse, diagramme de charge, températures,...). La pression hydrodynamique est calculée à partir de l'équation de Reynolds, prenant en compte les effets élastique, thermique, et d'inertie. L'épaisseur de film lubrifiant est définie simultanément avec la pression, la déformation et la trajectoire de l'arbre. Le logiciel Abaqus permet d'étudier le contact entre le dos des coussinets et le logement une fois connu le champ de pression hydrodynamique s'appliquant à l'intérieur du coussinet. Un logiciel, en langage Python, a donc été développé pour faire le couplage entre ces deux logiciels. Pour valider ce couplage, nous avons effectué des calculs avec le logiciel Accel puis avec le logiciel Abaqus. Une des validations a consisté à appliquer sur un palier circulaire une charge tournante constante de 10kN. Les déformations normales de la surface de contact calculées par ces deux logiciels, pour un cycle de rotation, sont totalement semblables. Cette bonne concordance des résultats valide la technique du couplage utilisée.

Dans le troisième chapitre, nous avons présenté les résultats numériques du comportement de contact sous l'effet de plusieurs paramètres. Dans un premier temps, des calculs ont été effectués pour un palier circulaire fonctionnant sous une charge tournante,

constante de 30 kN, à une vitesse de 3000 tr/min. Les résultats numériques montrent qu'il existe un glissement élastique des coussinets à l'intérieur du logement. En effet, soumis à une charge constante tournante assez faible, ce glissement varie pour un cycle et revient à la position initiale à la fin du cycle de fonctionnement. La variation du glissement devient plus importante si la pression d'assemblage ou le coefficient de frottement en contact est plus faible. Dans le cas où la contrainte tangentielle est supérieure à la contrainte critique, le coussinet glisse alors en fonction du frottement.

Pour montrer l'influence du serrage des vis, nous avons réalisé des calculs sur un palier de tête de bielle, composé de quatre solides (corps de bielle, chapeau de bielle et deux coussinets), assemblés par deux goujons déformables. Le palier est soumis à un chargement rencontré dans les moteurs diesel à faible régime et pour lequel les effets inertiels sont faibles. La bielle est essentiellement soumise à de la compression qui se produit dans les phases de compression et de détente des gaz correspondant à des valeurs d'angle moteur comprises entre 300° et 540°. Les résultats obtenus montrent que le glissement relatif devient plus important si le serrage des goujons est plus faible. Si l'épaisseur des coussinets est plus importante, la contrainte normale en contact entre le coussinet et le logement devient plus élevée, et le glissement relatif du coussinet est alors plus faible. L'influence du coefficient de frottement en contact a été considérée dans la modélisation numérique. Le glissement est plus faible si le coefficient de frottement est plus important.

Afin de vérifier la modélisation numérique, nous avons réalisé des études expérimentales sur le banc d'essai MEGAPASCALE. Les expériences ont été effectuées avec des bielles d'automobiles réelles. Deux bielles Renault ont donc été équipées de thermocouples situés sur le dos des coussinets et de jauges d'extensométrie sur la tige. Ces jauges permettent de mesurer la traction et la compression de la bielle et ainsi permet de définir le diagramme de charge appliqué sur celle-ci. Les paramètres géométriques des paliers de tête de bielle et les caractéristiques des surfaces sont mesurés avant l'essai notamment les zones au milieu et vers le plan de joint au dos du coussinet, où le glissement relatif est respectivement plus faible et plus élevé. La raideur de la bielle a été déterminée afin de contrôler la charge appliquée sur le banc d'essai. Pour les bielles réelles la raideur en traction est inférieure à celle en compression. Les résultats expérimentaux sont obtenus après obtention de l'équilibre thermique de l'ensemble. Certains de ces résultats expérimentaux tels que la température ou la charge engendrée par l'excentrique servent de données pour le modèle numérique.

Les coussinets usagés sont démontés afin de mesurer des paramètres de surface. Le mode de fabrication des coussinets ne permet pas d'effectuer des mesures très proches du plan de joint. La rugosité au dos des coussinets est donc mesurée au milieu et aux deux côtés, vers 30 degrés du plan de joint. Les résultats expérimentaux montrent que la rugosité moyenne est diminuée d'environ 18% sur les deux côtés et de 15% au milieu pour le coussinet supérieur et d'environ 12% sur les deux côtés et de 7% au milieu du coussinet inférieur. Les résultats numériques montrent que le glissement cumulatif des deux zones proches du plan de joints est environ 4 fois plus élevé que celui du milieu pour le coussinet supérieur et d'environ 8 fois plus pour le coussinet inférieur. Le travail du frottement de ces deux zones est environ 6 fois supérieur qu'au milieu pour le coussinet supérieur et environ 12 fois supérieur pour le coussinet

inférieur. Les résultats numériques sont en concordances avec les résultats expérimentaux: les rugosités diminuent plus rapidement aux zones où le glissement est plus important.

Actuellement, les dispositifs ne permettent pas de mesurer les glissements relatifs des coussinets réels durant les essais. Donc la variation du glissement calculée numériquement ne peut pas encore être comparée directement.

Ce travail représente un premier pas dans l'analyse des paliers multi-corps. Dans l'immédiat, nous envisageons des essais supplémentaires qui vont nous permettre d'analyser expérimentalement l'influence du serrage des goujons et de la charge appliquée sur le glissement des coussinets à l'intérieur du logement.

De point de vue numérique, le modèle développé utilise les champs de pression prédits par le logiciel de calcul EHD, afin de faire le calcul de contact entre les coussinets et le logement. Cependant, un éventuel glissement ou ouverture de ce contact peut avoir une influence sur la souplesse du palier et donc sur les prédictions hydrodynamiques. Afin d'obtenir une analyse plus fine, le contact coussinets/logement doit être traité en même temps que le contact lubrifié coussinets/arbre



## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] HOLMBERGA K., ANDERSSONA P., ERDEMIRB A., "Global energy consumption due to friction in passenger cars", *Tribology International*, vol. 47, p. 221-234, 2012
- [2] FRENE J., NICOLAS D., DEGUEURCE B., BERTHE D., GODET M., "Lubrification hydrodynamique: Paliers et Butées", Editons Eyrolles, Paris, 1990.
- [3] FANTINO B., FRENE J., DU PARQUET J., "Elastic connecting-rod bearing with piezoviscous lubrication: Analysis of the steady-state characteristics", *Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, vol. 101, p. 190-200, 1979
- [4] FANTINO B., GODET M., FRENE J., "Dynamic Behaviour of an Elastic Connecting-Rod Bearing – Theoretical Study », *SAE Technical Paper*, N° 830307, p. 23-32, 1983
- [5] FANTINO B., FRENE J., "Comparison of Dynamic Behaviour of Elastic Connecting-rod Bearing in Both Petrol and Diesel Engines", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , Vol.107, p. 87-91, 1985
- [6] FANTINO B., DU PARQUET J., FRENE J., "Comportement dynamique d'un palier de tête de bielle élastiquement déformable : comparaison de deux méthodes de calcul », *Revue Science et Industrie, Paris, FRANCE (1970-1993)*, No. 438, p. 22-24, 1991
- [7] BOOKER J. F., SHU C. F., "Finite element analysis of transient elastohydrodynamic lubrication", *Proc. 10-th Leeds-Lyon Symposium on Tribology "Developments in numerical and experimental method applied to Tribology*, p. 157-163, 1984
- [8] GOENKA, P.K., " Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis", *Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, vol. 106, p. 429-439, 1984
- [9] LABOUFF G. A., BOOKER J. F., "Dynamically loaded journal bearings: a finite element treatment for rigid and elastic surfaces", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , vol. 107, No.4, p. 505-515, 1985
- [10] GOENKA, P.K., OH K.P., "An optimum short bearing theory for the elastohydrodynamic solution of journal bearings", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, Vol 108, p. 294-299, 1986
- [11] ROHDE S. M., LI D. F., "A Generalized Short Bearing Theory", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , vol. 102, No.3, p. 278-280, 1980
- [12] KUMAR A., GOENKA, P.K., BOOKER J.F., "Modal Analysis of elastohydrodynamic Lubrication: A Connecting Rod Application", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , Vol. 112, p. 3524–534, 1990
- [13] MCIVOR J.D.C., FENNER D.N., "An evolution of eight-node quadrilateral finite elements for the analysis of a dynamically loaded hydrodynamic journal bearing", *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, vol. 202, p. 95-101, 1988

- [14] MCIVOR J. D. C., FENNER D. N., “Finite element analysis of dynamically loaded flexible journal bearings: A fast Newton–Raphson method”, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , vol. 111, p. 597-604, 1989
- [15] FENNER D. N., MCIVOR J. D. C., CONWAY-JONES J. M., XU H., “The effect of compliance on peak oil film pressure in connecting rod bearings”, *Proc. 19th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, September 1992*
- [16] AITKEN M. B., MCCALLION H., “Elastohydrodynamic lubrication of big-end bearings, part 1: Theory”, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 205, p. 99–106, 1991
- [17] AITKEN M. B., MCCALLION H., “Elastohydrodynamic lubrication of big-end bearings, part 2: Ratification”, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 205, p. 99–106, 1991
- [18] AITKEN M. B., MCCALLION H., “Parametric minimum film thickness performance of an elastic big-end bearing under inertial load”, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol.206, p. 3–12, 1992
- [19] TORII, H., NAKAKUBO, T., NAKADA, M., “Elastohydrodynamic lubrication of a connecting rod journal bearing in consideration of shapes of the bearing”, *SAE Technical Paper, N° 920485*, p. 33-38, 1992
- [20] GUINES D., “ La lubrification des liaisons compliantes: Modélisation et algorithme”, *Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers*, 1994
- [21] BONNEAU D., GUINES D., FRENE J., TOPLOSKY J., “EHD analysis, including structural inertia effects and a mass-conserving cavitation model”, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, vol. 117, p. 540-547, 1995
- [22] MURTY K. G., "Note on a Bard-type scheme for solving the complementarity problem", *Opsearch*, vol. 11, p. 123-130, 1974
- [23] OZASA T., YAMAMOTO, M., SUZUKI, S., NOZAWA, Y., "Elastohydrodynamic lubrication model of connecting rod big end bearings; comparison with experiments by diesel engine", *SAE Technical Paper, N° 952549*, p. 135-148, 1995
- [24] SUSUKI S., OZASA T., YAMAMOTO M., NOZAWA Y., NODA T., O -HORI M., "Temperature distribution and lubrication characteristics of connecting rod big end bearing", *SAE Technical Paper, N° 952550*, p. 149-158, 1995
- [25] OZASA T., NODA T. AND KONOMI T., "Elastohydrodynamic lubrication model of connecting rod big-end bearings: application to real engines", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , Vol. 119, p. 568-578, 1997
- [26] OKAMOTO Y., HANAHASHI M., KATAGIRI T., “Theoretical analysis of bearing considering elastic deformation – effects of the housing stiffness and bearing length on bearing performance”, *JSAE Review*, Vo. 20, p. 203–209, 1999

- [27] OKAMOTO Y., HANAHASHI M., KATAGIRI T., "Effects of housing stiffness and bearing dimension on engine bearing performance by elastohydrodynamic lubrication analysis", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , Vol. 122, pp 697-704, 2000
- [28] CHO M.-R., HAN D.-C., CHOI J.-K., "Oil film thickness in engine connecting-rod bearing with consideration of thermal effects: comparison between theory and experiment", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , vol. 121, p. 901-907, 1999
- [29] PIFFETEAU S., "Modélisation du comportement thermoélastohydrodynamique d'un palier de tête de bielle soumis à un chargement dynamique", Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 1999
- [30] PIFFETEAU S., SOUCHET D., BONNEAU D., "Influence of thermal and elastic deformations on connecting-rod big end bearing lubrication under dynamic loading", *Transaction of the ASME, Journal of Tribology* , vol. 122, p. 181-191, 2000
- [31] SOUCHET D., PIFFETEAU S., "Approche par la MEF de la lubrification thermoélastohydrodynamique des paliers de tête de bielle", *Revue Européenne des Eléments Finis*, Vol. 10, p. 815-847, 2001
- [32] BONNEAU D., HAJJAM M., "Modélisation de la rupture et de la réformation des films lubrifiants dans les contacts élastohydrodynamiques", *Revue Européenne des Eléments Finis*, Vol. 10, p. 679-704, 2001
- [33] JAKOBSSON B., FLOBERG L., "The finite journal bearing considering vaporization", *Chalmers Tekniska Högskolas Handlingar*, vol. 190, p. 1-116, 1957
- [34] OLSSON K., "On hydrodynamic lubrication with special reference to nonstationary cavitation", *Chalmers University of Technology, Goteborg*, 1974
- [35] MICHAUD P., "Modélisation thermoélastohydrodynamique tridimensionnelle des paliers de moteurs. Mise en place d'un banc d'essais pour paliers sous conditions sévères", Thèse de Doctorat à Université de Poitiers, 2004
- [36] FATU A., "Modélisation numérique et expérimentale de la lubrification de palier de moteur soumis à des conditions sévères de fonctionnement", Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 2005
- [37] FATU A., HAJJAM M., BONNEAU D., "Analysis of non-newtonian and piezoviscous effects in dynamically loaded connecting-rod bearings", *Journal of Engineering Tribology*, vol. 219, p. 209-224, 2005
- [38] PIERRE-EUGENE J., "Contribution à l'étude de la déformation élastique d'un coussinet de tête de bielle en fonctionnement hydrodynamique permanent », Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 1982
- [39] REBORA A., STEFANI F., "Elastohydrodynamic Analysis of a Connecting Rod Bearing for High Performance Engines" 2nd World Tribology Congress, Vienna, 3-7 Sept., 2001

- [40] STEFANI F., REBORA A., “Finite element analysis of dynamically loaded journal bearings: Influence of the bolt preload”, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, vol. 124, p. 486-493, 2002
- [41] STEFANI F., “FEM analysis of the lubrication in connecting rod engine bearing: the influence of structural behavior on EHD performance”, *Thèse de doctorat de l'Université de Genoa*, 2003
- [42] STEFANI F., REBORA A., “A nonlinear structure based elastohydrodynamic analysis method for connecting rod big end bearings of high performance engines”, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, vol. 126, p. 664-671, 2004
- [43] WANG D., KEITH G., YANG Q., " Lubrication analysis of a connecting-rod bearing in a high-speed engine. Part I: Rod and bearing deformation", *STLE Tribology Transaction*, Vol. 47, p. 280-289, 2004
- [44] WANG D., KEITH G., YANG Q., " Lubrication analysis of a connecting-rod bearing in a high-speed engine. Part II: Lubrication performance evaluation for non-circular bearings", *STLE Tribology Transaction*, Vol. 47, p. 290-298, 2004
- [45] HOANG L. V., “Modélisation expérimentale de la lubrification thermoélastohydrodynamique des paliers de tête de bielle. Comparaison entre les résultats théoriques et Expérimentaux”, *Thèse de Doctorat de l'Université de Poitiers*, 2002
- [46] HOANG L. V., SOUCHET D., BONNEAU D., "Connecting-rod big end bearing thermoelastohydrodynamic lubrication (TEHD) - Comparison between theory and experiment", *Int. Journal of Applied Mech. and Eng.*, vol. 7, p. 231-236, 2002
- [47] SOUCHET D., HOANG L. V., BONNEAU D., “Thermoelastohydrodynamic lubrication for the connecting rod big-end bearing under dynamic loading”, *Journal of Engineering Tribology*, vol. 218, p. 451-464, 2004
- [48] TRAN T. T. H., « Etude expérimentale et modélisation des interactions lubrifiée ou non entre les différents corps d'un palier de tête de bielle », *Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers*, 2006
- [49] TRAN T. T. H., ZEGHLOUL T., BONNEAU D., “Experimental study of the interaction between the different bodies of a connecting-rod big end bearing”, *12th IFToMM World Congress, Besancon, June 18-21, 2007*
- [50] LIGIER J.-L., ANTONI N., “Cumulative microslip in conrod big end bearing system”, *ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (ICES2006)*, p. 559-567, 2006
- [51] ANTONI N., NGUYEN Q.-S., LIGIER J.-L., SAFFRÉ P., PASTOR J., “On the cumulative microslip phenomenon”, *European Journal of Mechanics, part A/Solids*, vol. 26, p. 626–646, 2007
- [52] ANTONI N., NGUYEN Q.-S., RAGOT P., “Slip-shakedown analysis of a system of circular beams in frictional contact”, *International journal of solids and structures*, vol. 45, p. 5189-5203, 2008

- [53] LIGIER J.-L., DUTFOY L., “Modeling and prediction of a simplified seizure mechanism occurring in conrod bearing (Modélisation et prévision d’un mécanisme simplifié de grippage de palier de tête de bielle)”, 9th EDF/Pprime Workshop, Futuroscope, October 7 & 8, 2010
- [54] DUTFOY L., LIGIER J.-L., “Wear prediction of connecting rod bearing (Prédiction de l’usure d’un coussinet de tête de bielle)”, 10th EDF/Pprime Workshop, Futuroscope, October 6 & 7, 2011
- [55] LIGIER J.-L., DUTFOY L., “Fatigue prediction for engine bearing (Prévision de la tenue mécanique d’un coussinet)”, 10th EDF/Pprime Workshop, Futuroscope, October 6 & 7, 2011
- [56] BONNEAU D., FATU A., SOUCHET D., "Paliers hydrodynamiques 1, Equations, modèles numériques isothermes et lubrification mixte", Hermes Science Publications, 2011
- [57] BONNEAU D., FATU A., SOUCHET D., "Paliers hydrodynamiques 2: modèles thermohydrodynamiques, calcul des paliers de moteur et de compresseur", Hermes Science Publications, 2011
- [58] DRAGOMIR FATU R., “Etude et modélisation de la lubrification mixte et des modes d’avaries associés dans les paliers moteur”, *Thèse de doctorat de l’Université de Poitiers*, 2009
- [59] PATIR N., CHENG H.S., “An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication”, *Journal of Lubrication Technology*, vol. 100, pp. 12-17, 1978
- [60] PATIR N., CHENG H.S., “Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces”, *Transaction of the ASME*, vol. 105, pp. 458-465, 1983
- [61] ROBBE-VALLOIRE F., PAFFONI B., PROGRI R., “Load transmission by elastic, elasto-plastic or fully plastic deformation of rough interface asperities”, *Mechanics of Materials*, vol. 33, p. 617-633, 2001
- [62] ROBBE-VALLOIRE F., “Statistical analysis of asperities on a rough surface”, *Wear*, vol. 249, p. 401-408, 2001
- [63] Abaqus 6.10-EF Documentation. Theory Manual. Surface Interaction. SIMULIA Dassault Systèmes, 2009.
- [64] LAVIE T., “Optimisation de la lubrification des paliers de bielle : démarche méthodologique”, *Thèse de doctorat de l’Université de Poitiers*, 2012
- [65] Frottement. [http://www.spc.fr/SPC5/dossier\\_fichier/90FT\\_L\\_015\\_Frottement.pdf](http://www.spc.fr/SPC5/dossier_fichier/90FT_L_015_Frottement.pdf)



## NOMENCLATURE

$B$	Largeur du palier (mm)
$C$	Jeu radial ( $\mu\text{m}$ )
$D$	Déformation (mm)
$e_x$	Excentricité suivant x (m)
$e_y$	Excentricité suivant y (m)
$f$	Coefficient de frottement
$\vec{F}_p$	Force résultant du champ de pression hydrodynamique (N)
$h$	Epaisseur de film ( $\mu\text{m}$ )
$h_{\text{couss}}$	Epaisseur du coussinet (mm)
$k_b$	Raideur de la bielle (N/m)
$L_b$	Largeur de la tête de bielle (mm)
$L_c$	Largeur du coussinet (mm)
$L_{\text{gouj}}$	Longueur du goujon (mm)
$n$	Vitesse de rotation (tr/min)
$p$	Pression (Mpa)
$p_{al}$	Pression d'alimentation (Mpa)
$p_{\text{cav}}$	Pression de cavitation (Mpa)
$Q$	Débit de fuites (l/min)
$r$	Variable de remplissage
$R_{\text{palier}}$	Rayon moyen du palier (mm)
$R_{\text{log}}$	Rayon du logement (mm)
$R_a$	Rugosité moyenne arithmétique du profil ( $\mu\text{m}$ )
$R_q$	Rugosité moyenne quadratique du profil ( $\mu\text{m}$ )
$S_a$	Rugosité moyenne arithmétique de surface ( $\mu\text{m}$ )
$S_q$	Rugosité moyenne quadratique de surface ( $\mu\text{m}$ )
$t$	Temps (s)
$T$	Température ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{al}$	Température d'alimentation
$T_o$	Température de référence ( $^{\circ}\text{C}$ )

$V(\Omega^-)$	Vitesse des frontières de rupture et de reformation du film d'huile (m/s)
$V(\Omega^+)$	Vitesse des frontières de reformation du film d'huile (m/s)
$U$	Vitesse relative suivant la direction x (m/s)
$V$	Vitesse relative suivant la direction y (m/s)
$W$	Vitesse relative suivant la direction z (m/s)
$W_x$	Charge appliquée sur le palier suivant la direction x (N)
$W_y$	Charge appliquée sur le palier suivant la direction y (N)
$W_z$	Charge appliquée sur le palier suivant la direction z (N)
$x, y, z$	Coordonnées (L)
$W_f$	Travail du frottement (J)
$\Gamma$	Glissement absolu cumulatif
$\alpha$	Angle de rotation ( $^\circ$ )
$\beta$	Angle de serrage ( $^\circ$ )
$\omega$	Vitesse de rotation (radial)
$\theta$	Position circonférentielle ( $^\circ$ )
$\mu$	Viscosité dynamique (Pa. s)
$\mu_0$	Viscosité à la température de référence $T_0$ (Pa.s)
$\rho$	Masse volumique du fluide ( $\text{kg/m}^3$ )
$\tau$	Contrainte tangentielle (MPa)
$\gamma$	Glissement relatif (mm)

## LISTE DES FIGURES

Figure 1. Bielle des moteurs d'automobile avec coussinets sans ergot

Fig. I.1. Section droite du palier

Fig. I.2. Comparaison sur la déformation du palier en deux parties soumis à une charge de 300N [38]

Fig. I.3. Modèle de FEM du palier de tête de bielle [39]

Fig. I.4. Contraintes dans la tête de bielle soumis au pré-serrage [41]

Fig. I.5. Déformation de la tête de bielle soumis à un pré-serrage [41]

Fig. I.6. Déformation du palier pour un angle de 360° de vilebrequin [42]

Fig. I.7. Forme initiale des coussinets soumis au serrage des vis [43]

Fig. I.8. Formes des coussinets pendant un cycle de fonctionnement [43]

Fig. I.9. Tête de bielle de 4 parties en matériau PLM4 [45]

Fig. I.10. Champs d'isochrome du palier [45]

Fig. I.11. Modèle numérique du palier 4 solides [48]

Fig. I.12. Forces appliquées dans le contact normal du plan de joint [48]

Fig. I.13. Discontinuités des déplacements dans le plan de joint [48]

Fig. I.14. Modèle simplifié (a) et micro-glissement (b) du palier de tête de bielle [50]

Fig. I.15. Micro-glissement cumulatif dans un palier de tête de bielle [51]

Fig. I.16. Contact des faisceaux circulaires (a) et modèle de tête de bielle (b) [52]

Fig. I.17. Schéma d'une tête de bielle [54]

Fig. I.18. Contrainte de chargement de la bielle [55]

Fig. I.19. Glissement relatif [55]

Fig. II.1. Différents contacts d'un palier composé

Fig. II.2. Système d'axes générale [56]

Fig. II.3. Vitesses des parois en repère cartésien

Fig. II.4. Système d'axes du palier développé [36]

Fig. II.5. Palier rigide

Fig. II.6. Zones actives  $\Omega$  et zones inactives  $\Omega_0$  du palier développé [36]

Fig. II.7. Diagramme de charge appliquée sur un palier de tête de bielle [36]

Fig. II.8. Charge appliquée sur le palier de tête de bielle et trajectoire du centre de l'arbre [56]

Fig. II.9. Section droite du palier circulaire rigide

Fig. II.10. Epaisseur d'un palier rigide développé

Fig. II.11. Rugosités : a) surface du coussinet ; b) paramètres rugueux [58]

- Fig. II.12. Contact rugueux (Source [58] ).
- Fig. II.13. Régimes de lubrification [56]
- Fig. II.14. Courbe de Stribeck et régimes de lubrification [56]
- Fig. II.15. Technique du contact : normal (a) et tangentiel (b)
- Fig. II.16. Force de contact : normale (a) et tangentielle (b)
- Fig. II.17. Conception du glissement élastique
- Fig. II.18. Processus général du couplage
- Fig. II.19. Fenêtre de couplage exécuté depuis Abaqus
- Fig. II.20. Modèle du palier de tête dans Abaqus avec son repère
- Fig. II.21. Modèle des éléments quadratiques C3D du palier
- Fig. II.22. Maillages surfaciques des coussinets
- Fig. II.23. Forces nodales appliquées sur le palier
- Fig. II.24. Modèle palier mono-corps de 3 parties a) Abaqus et b) Accel
- Fig. II.25. Vérification des maillages surfaciques
- Fig. II.26. Diagramme de charge (repère Abaqus)
- Fig. II.27. Champs de pression à  $0^\circ$  de rotation (MPa)
- Fig. II.28. Pression pour un cycle de rotation aux nœuds où  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24)
- Fig. II.29. Champs de déformation à  $0^\circ$  de rotation (mm)
- Fig. II.30. Déformation radiale pour un cycle de rotation aux nœuds où  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24)
- Fig. II.31. Charge importée depuis Accel à Abaqus
- Fig. II.32. Déformation du palier à  $0^\circ$  d'angle de rotation
- Fig. II.33. Déformation axiale de la surface de contact du logement, position circonférentielle  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24a)
- Fig. II.34. Déformation suivant y position circonférentielle  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24a)
- Fig. II.35. Déformation suivant l'axe z position circonférentielle  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24a)
- Fig. II.36. Déformation radiale pour un cycle de rotation à la position circonférentielle  $\theta_i = 0^\circ$  (cf. Fig. II.24)
- Fig. II.37. Champ de déformation radiale du palier soumis un champ de pression (mm)
- Fig. II.38. Comparaison de la déformation radiale pour un cycle de rotation au nœud 1 (cf. Fig. II.24a)
- Fig. III.1. Diagramme de charge
- Fig. III.2. Différence de longueur entre le coussinet et le logement
- Fig. III.3. Palier de quatre solides
- Fig. III.4. Champ de la déformation normale du coussinet supérieur à  $0^\circ$  de rotation (mm)

- Fig. III.5. Variation de la déformation normale sur un cycle de rotation pour les nœuds 1 à 6 (cf. Fig. III.3)
- Fig. III.6. Déformation normale pour deux nœuds, un à l'intérieur et l'autre à l'extérieur du coussinet dans le plan de symétrie
- Fig. III.7. Glissement circonférentiel relatif dû à l'assemblage du coussinet supérieur (mm)
- Fig. III.8. Glissement circonférentiel relatif dû à l'assemblage du coussinet inférieur (mm)
- Fig. III.9. Influence de la contrainte critique sur le glissement relatif ( $\gamma_{elcrit} \approx 1.10^{-3}$  mm)
- Fig. III.10. Glissement circonférentiel relatif du coussinet
- Fig. III.11. Contrainte normale au dos du coussinet avec la précontrainte d'assemblage
- Fig. III.12. Contrainte normale au dos du coussinet due à la charge hydrodynamique
- Fig. III.13. Influence de la pression d'assemblage sur le glissement circonférentiel relatif
- Fig. III.14. Influence du frottement sur le glissement circonférentiel relatif
- Fig. III.15. Influence du glissement élastique critique sur le glissement circonférentiel relatif
- Fig. III.16. Influence du pas de calculs sur le glissement relatif
- Fig. III.17. Diagramme de charge d'un moteur thermique
- Fig. III.18. Demi palier de tête de bielle composé de 6 solides
- Fig. III.19. Maillage du demi-palier
- Fig. III.20. Champ de pression à 380° de rotation (MPa)
- Fig. III.21. Charge appliquée au palier correspondant à 0° de rotation
- Fig. III.22. Section droite d'un palier composé
- Fig. III.23. Variation de la déformation normale **du coussinet inférieur** pour un cycle de fonctionnement ; pour plusieurs positions circonférentielles ( $\theta$ )
- Fig. III.24. Variation de la déformation normale **du coussinet supérieur** pour un cycle de fonctionnement ; pour plusieurs positions circonférentielles ( $\theta$ )
- Fig. III.25. Glissement circonférentiel relatif pour un nœud situé à 0°, 90° et 270° pour un cycle moteur (coussinet supérieur)
- Fig. III.26. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 0^\circ$  (coussinet supérieur)
- Fig. III.27. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 45^\circ$  (coussinet supérieur)
- Fig. III.28. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 135^\circ$  (coussinet inférieur)
- Fig. III.29. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 180^\circ$  (coussinet inférieur)
- Fig. III.30. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 225^\circ$  (coussinet inférieur)
- Fig. III.31. Glissement relatif à la position circonférentielle  $\theta = 315^\circ$  (coussinet supérieur)
- Fig. III.32. Influence du serrage sur le glissement circonférentiel du nœud 1
- Fig. III.33. Influence du coefficient de frottement sur le glissement circonférentiel du nœud 1

Fig. III.34. Influence de l'épaisseur du coussinet sur le glissement circonférentiel du nœud 1

Fig. IV.1. Coussinets après fonctionnement sur le banc MEGAPASCALE

Fig. IV.2. Schéma de constitution du banc [35]

Fig. IV.3. Banc d'essai réel [36]

Fig. IV.4. Bielles d'essais installées dans le banc [36]

Fig. IV.5. La broche et les paliers hybrides [36]

Fig. IV.6. Système de chargement

Fig. IV.7. Système de chargement axial [36]

Fig. IV.8. Modélisation du système de chargement axial [36]

Fig. IV.9. Excentriques pour les bielles gauche (bielle 1) et droite (bielle 2)

Fig. IV.10. Centrale hydraulique de servitude [36]

Fig. IV.11. Centrale hydraulique d'essai [36]

Fig. IV.12. Structure d'une bielle Renault (F7R710)

Fig. IV.13. Dispositif expérimental de mesure de la raideur de bielle

Fig. IV.14. Variation de la déformation des bielles gauche et droite en traction

Fig. IV.15. Variation de la déformation des bielles gauche et droite en compression

Fig. IV.16. Mesure de rayon des coussinets assemblés sur le Taly-Rond

Fig. IV.17. Mesure du défaut radial des coussinets

Fig. IV.18. Défaut de forme radiale des coussinets

Fig. IV.19. Détail circonférentiel de la surface intérieure du coussinet

Fig. IV.20. Défaut de forme axiale au milieu des coussinets

Fig. IV.21. Dépinçage d'un coussinet

Fig. IV.22. Etendue ( $Et$ ) et profondeur ( $Pr$ ) du dépinçage

Fig. IV.23. Mise en place des bielles expérimentales

Fig. IV.24. Positionnement des thermocouples

Fig. IV.25. Chargement sur les bielles d'essai

Fig. IV.26. Température du fluide à l'arrière de la bielle droite

Fig. IV.27. Température du fluide entre les deux bielles

Fig. IV.28. Température du fluide à l'avant de la bielle gauche

Fig. IV.29. Températures moyennes du fluide

Fig. IV.30. Températures mesurées sur le dos des coussinets

Fig. IV.31. Températures moyennes extérieures et intérieures des paliers

Fig. IV.32. Position axiale des zones

- Fig. IV.33. Position circonférencielle des zones
- Fig. IV.34. Reconstruction numérique d'une surface
- Fig. IV.35. Redressement de la surface par un plan des moindres carrés
- Fig. IV.36. Surface redressée par un polynôme
- Fig. IV.37. Surface reconstruite par interpolation
- Fig. IV.38. Coussinet avant et après essai
- Fig. IV.39. Rugosité des surfaces au dos du coussinet supérieur
- Fig. IV.40. Rugosité des surfaces au dos du coussinet inférieur
- Fig. IV.41. Rugosité au dos du coussinet supérieur
- Fig. IV.42. Rugosité au dos du coussinet inférieur
- Fig. IV.43. Diminution de rugosité du coussinet supérieur
- Fig. IV.44. Diminution de rugosité du coussinet inférieur
- Fig. IV.45. Modèle du corps et du chapeau d'une bielle Renault
- Fig. IV.46. Coussinets sans ergot (a) et goujons d'assemblage (b)
- Fig. IV.47. Assemblage de la bielle
- Fig. IV.48. Déformation absolue des goujons « droite et gauche »
- Fig. IV.49. Déformation relative des goujons
- Fig. IV.50. Forme du coussinet avec un serrage de 0,06 mm de déformation du goujon
- Fig. IV.51. Forme du coussinet sous un serrage de 0,09 mm de déformation du goujon
- Fig. IV.52. Forme du coussinet sous un serrage de 0,17 mm de déformation du goujon
- Fig. IV.53. Diagramme de charge du banc d'essai
- Fig. IV.54. Glissement relatif aux différentes positions circonférencielles (**du coussinet supérieur**) pour un cycle de fonctionnement
- Fig. IV.55. Glissement relatif aux différentes positions circonférencielles (**du coussinet inférieur**) pour un cycle de fonctionnement
- Fig. IV.56. Trajet cumulatif au dos des coussinets supérieur (a) et inférieur (b)
- Fig. IV.57. Travail du frottement au dos des coussinets supérieur (a) et inférieur (b)

Annexe 1.1. Correspondance entre maillages surfaciques [56]

Annexe 3.1. Paramètres du motif rugosités (a) et d'ondulation (b) ([62] )

Annexe 3.2. Pression de contact en fonction de l'épaisseur de film [58]

Annexe 4.1. Fenêtre principale du logiciel Accel

Annexe 4.2. Pression à la surface contact des coussinets inférieur (a) supérieur (b)

Annexe 4.3. Modèle Accel d'un palier de tête de bielle créé par module 'mailleur'

## Annexe 1. Formule numérique de la matrice de compliance

---

Annexe 4.4. Exploitation graphique des champs définis sur la surface du palier

Annexe 4.5. Vérification du maillage d'une surface

Annexe 5.1. Type des éléments Abaqus [63]

Annexe 5.2. Convention de numérotation des éléments [63]

Annexe 6.1. Centrale de contrôles et d'acquisitions

Annexe 7.1. Vitesse d'essai

Annexe 7.2. Pression d'alimentation

Annexe 7.3. Température d'alimentation

Annexe 7.4. Charge sur la bielle droite

Annexe 7.5. Charge sur la bielle gauche

Annexe 7.6. Température de la bielle droite

Annexe 7.7. Température entre les deux bielles

Annexe 7.8. Température de la bielle gauche

Annexe 8.1. Positions circonférencielles des mesures

Annexe 8.2. Reconstruction numérique d'une surface

Annexe 8.3. Redressement de surface par un plan des moindres carrés

Annexe 8.4. Surface redressée par un polynôme

Annexe 8.5. Surface reconstruite par une interpolation

Annexe 8.6. Paramètres calculés sur la surface à  $60^\circ$

Annexe 8.7. Reconstruction numérique d'une surface

Annexe 8.8. Redressement de surface par un plan des moindres carrés

Annexe 8.9. Surface redressée par un polynôme

Annexe 8.10. Surface reconstruite par une interpolation

Annexe 8.11. Paramètres calculés sur la surface à  $0^\circ$

Annexe 8.12. Reconstruction numérique d'une surface

Annexe 8.13. Redressement de surface par un plan des moindres carrés

Annexe 8.14. Surface redressée par un polynôme

Annexe 8.15. Surface reconstruite par une interpolation

Annexe 8.16. Paramètres calculés sur la surface à  $300^\circ$

Annexe 8.17. Reconstruction numérique d'une surface

Annexe 8.18. Redressement de surface par un plan des moindres carrés

Annexe 8.19. Surface redressée par un polynôme

Annexe 8.20. Surface reconstruite par une interpolation

## Annexe 1. Formule numérique de la matrice de compliance

---

- Annexe 8.21. Paramètres calculés sur la surface à  $60^\circ$
- Annexe 8.22. Reconstruction numérique d'une surface
- Annexe 8.23. Redressement de surface par un plan des moindres carrés
- Annexe 8.24. Surface redressée par un polynôme
- Annexe 8.25. Surface reconstruite par une interpolation
- Annexe 8.26. Paramètres calculés sur la surface à  $0^\circ$
- Annexe 8.27. Reconstruction numérique d'une surface
- Annexe 8.28. Redressement de surface par un plan des moindres carrés
- Annexe 8.29. Surface redressée par un polynôme
- Annexe 8.30. Surface reconstruite par une interpolation
- Annexe 8.31. Paramètres calculés sur la surface à  $300^\circ$
- Annexe 8.32. Reconstruction numérique d'une surface
- Annexe 8.33. Redressement de surface par un plan des moindres carrés
- Annexe 8.34. Surface redressée par un polynôme
- Annexe 8.35. Surface reconstruite par une interpolation
- Annexe 8.36. Paramètres calculés sur la surface à  $120^\circ$
- Annexe 8.37. Reconstruction numérique d'une surface
- Annexe 8.38. Redressement de surface par un plan des moindres carrés
- Annexe 8.39. Surface redressée par un polynôme
- Annexe 8.40. Surface reconstruite par une interpolation
- Annexe 8.41. Paramètres calculés sur la surface à  $180^\circ$
- Annexe 8.42. Reconstruction numérique d'une surface
- Annexe 8.43. Redressement de surface par un plan des moindres carrés
- Annexe 8.44. Surface redressée par un polynôme
- Annexe 8.45. Surface reconstruite par une interpolation
- Annexe 8.46. Paramètres calculés sur la surface à  $240^\circ$
- Annexe 9.1. Profil axial à  $60^\circ$
- Annexe 9.2. Paramètres calculés du profil axial à  $60^\circ$
- Annexe 9.3. Profil axial à  $0^\circ$
- Annexe 9.4. Paramètres calculés du profil axial à  $0^\circ$
- Annexe 9.5. Profil axial à  $300^\circ$
- Annexe 9.6. Paramètres calculés du profil axial à  $300^\circ$
- Annexe 9.7. Profil axial à  $240^\circ$

Annexe 9.8. Paramètres calculés du profil axial à 240°

Annexe 9.9. Profil axial à 180°

Annexe 9.10. Paramètres calculés du profil axial à 180°

Annexe 9.11. Profil axial à 120°

Annexe 9.12. Paramètres calculés du profil axial à 120°

Annexe 9.13. Profil axial à 60°

Annexe 9.14. Paramètres calculés du profil axial à 60°

Annexe 9.15. Profil axial à 0°

Annexe 9.16. Paramètres calculés du profil axial à 0°

Annexe 9.17. Profil axial à 300°

Annexe 9.18. Paramètres calculés du profil axial à 300°

Annexe 9.19. Profil axial à 240°

Annexe 9.20. Paramètres calculés du profil axial à 240°

Annexe 9.21. Profil axial à 180°

Annexe 9.22. Paramètres calculés du profil axial à 180°

Annexe 9.23. profil axial à 120°

Annexe 9.24. Paramètres calculés du profil axial à 120°

## **LISTE DES TABLEAUX**

Table II.1. Paramètres géométriques et matériaux du palier étudié.....	52
Table II.2. Paramètres de fonctionnement du palier étudié .....	54
Table III.1. Paramètres de fonctionnement du palier étudié.....	66
Table III.2. Paramètres géométriques et des matériaux du palier étudié.....	67
Table III.3. Pression d'assemblage pour différentes interférences.....	75
Table III.4. Caractéristiques du contact avec frottement.....	76
Table III.5. Paramètres géométriques et des matériaux du palier de 6 solides .....	80
Table III.6. Paramètres de fonctionnement du palier réel .....	80
Table IV.1. Différentes parties du banc.....	93
Table IV.2. Paramètres géométriques d'une bielle Renault (F7R710).....	100
Table IV.3. Raideur des bielles .....	102
Table IV.4. Rayons des solides mesurés et jeu radial des paliers.....	103
Table IV.5. Paramètres de fonctionnement de l'essai .....	108

Table IV.6. Paramètres caractéristiques de la surface neuve .....	117
Table IV.7. Rugosités moyennes des surfaces au dos des coussinets usagés.....	118
Table IV.8. Diminution de rugosités mesurées .....	120
Table IV.9. Paramètres géométriques et matériaux du palier de 6 solides.....	128
Table IV.10. Paramètres de fonctionnement du palier d'essai.....	128
Table IV.11. Trajet cumulatif et travail de frottement .....	131



## ANNEXE 1. FORMULE NUMERIQUE DE LA MATRICE DE COMPLIANCE

Les champs de pression hydrodynamiques dans le film engendrent des déformations élastiques des surfaces de contact. Afin de prendre en compte ces déformations dans la modélisation, la méthode des éléments finis est utilisée afin de déterminer les matrices de souplesses des pièces en contact (Eq. II.15). Dans le cadre de ce travail, l'arbre est considéré comme indéformable et uniquement l'élasticité du coussinet a été prise en compte.

La structure du coussinet est discrétisée par des éléments finis. Le déplacement radial d'un nœud de la surface de la bielle en contact avec le film dépend de toutes les forces agissant sur les nœuds de cette surface. On détermine le déplacement d'un nœud  $i$  en appliquant successivement une force unitaire sur chaque nœud du maillage de la surface du coussinet en contact avec le film. Une combinaison linéaire de toutes les solutions élémentaires est ensuite réalisée afin de déterminer la matrice de souplesse  $[S]$  de la bielle.

Les déformations élastiques  $\{d_e\}$  de la surface du coussinet dues aux pressions hydrodynamiques s'obtiennent à partir de la relation:  $\{d_e\} = [S]\{p\}$ ; où  $\{p\}$  est le vecteur des pressions appliquées aux nœuds du maillage qui sont obtenues par l'intégration numérique des champs de pression sur l'ensemble des éléments du maillage.

Afin de pouvoir utiliser la matrice  $[S]$ , pour chaque nœud du maillage d'une paroi, on détermine le numéro du nœud du maillage du film qui le contient ainsi que ses coordonnées paramétriques dans cet élément. Le film est maillé en éléments iso-paramétriques à 8 nœuds et les éléments du coussinet sont des tétraèdres linéaires à 4 nœuds ou quadratiques à 10 nœuds. Le maillage surfacique du coussinet en contact avec le maillage du film est donc constitué d'éléments triangulaires à 3 ou à 6 nœuds. La correspondance entre le maillage du film et de celui de la surface du coussinet est présentée [32]. Les pressions appliquées sur le maillage de la surface du coussinet sont calculées à partir de l'ensemble des pressions aux nœuds du maillage du film, soit directement, soit par interpolation pour le nœud qui occupe la position centrale. En considérant la direction normale des parois, la déformation  $d_k$  d'un nœud  $k$  sur la surface du coussinet peut s'écrire :

$$d_k = \sum_{l=1}^{nnt} S_{kl} f_l$$

où  $S_{kl}$  est le déplacement normal à la paroi au nœud  $k$  résultant d'une force unitaire normale à la paroi appliquée au nœud  $l$  de cette même surface ;  $nnt$  est le nombre de nœuds de la paroi considérée en éléments triangulaires;  $f_l$  est la force nodale appliquée au nœud  $l$  du maillage, qui est obtenue par intégration du champ de pression :

$$f_l = \sum_{e=1}^{net} \left( \sum_{pg} \sum_{m=1}^{nns} N_l^T N_m^T p_m \Delta \Omega_e \right)$$

où  $net$  est le nombre d'éléments triangulaires de la paroi du coussinet;  $nns$  est le nombre de nœuds d'éléments triangulaires du coussinet contenu dans le maillage du film;  $N_l^T, N_m^T$  sont les fonctions d'interpolation évaluées aux points de Gauss  $pg$ ;  $p_m$  est la pression au nœud  $m$  du maillage en triangle.  $p_m$  est obtenue par interpolation des pressions aux 8 nœuds de l'élément quadrangulaire du maillage du film qui contient le nœud  $m$ :

$$p_m = \sum_{j=1}^8 N_j^Q(\xi_m, \eta_m) p_j$$

où  $N_j^Q$  est le fonction d'interpolation quadratique relative au nœud  $j$  de l'élément en quadrangle;  $\xi_m, \eta_m$  sont les coordonnées paramétriques du nœud  $m$  dans le quadrangle.

La déformation  $d_i$  au nœud  $i$  d'un élément quadrique du film contenu dans un élément triangulaire s'écrit en fonction des déformations aux nœuds  $nns$  de l'élément en triangle de la surface du coussinet :

$$d_i = \sum_{k=1}^{nns} N_k^T(\xi_i, \eta_i) d_k$$

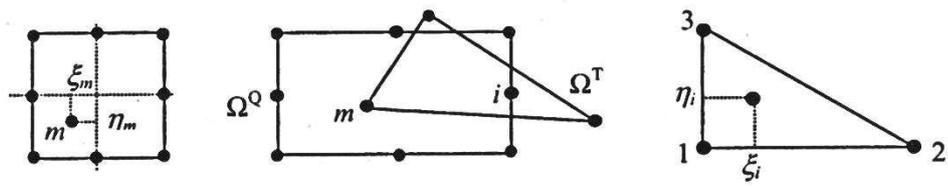
où  $N_k^T$  est la fonction d'interpolation relative au nœud  $k$  du triangle;  $\xi_i, \eta_i$  sont les coordonnées paramétriques du nœud  $i$  dans le triangle. La déformation normale peut s'écrire :

$$d_i = \sum_{k=1}^{nns} N_k^T(\xi_i, \eta_i) \sum_{l=1}^{nnt} \left( S_{kl} \sum_{e=1}^{net} \left( \sum_{pg} \sum_{m=1}^{nns} \left( N_l^T N_m^T \sum_{j=1}^8 N_j^Q(\xi_m, \eta_m) p_j \right) \Delta \Omega_e \right) \right)$$

En associant l'équation (Eq. II.16),  $C_{ij}$  représente la compliance correspondant au nœud  $i$  du film due à une pression  $p_j$  en nœud  $j$ , soit :

$$C_{ij} = \sum_{k=1}^{nns} N_k^T(\xi_i, \eta_i) \sum_{l=1}^{nnt} \left( S_{kl} \sum_{e=1}^{net} \left( \sum_{pg} \sum_{m=1}^{nns} N_l^T N_m^T N_j^Q(\xi_m, \eta_m) \Delta \Omega_e \right) \right)$$

La figure (Annexe 1.1) représente les coordonnées relatives des nœuds des éléments du maillage surfacique du coussinet en contact avec le maillage du film. Les éléments du coussinet sont des tétraèdres linéaires à 4 nœuds et ceux du film sont des éléments iso-paramétriques  $\Omega^Q$  à 8 nœuds. Un élément du maillage surfacique du coussinet est donc constitué d'élément triangulaire  $\Omega^T$  à 3 nœuds ( $nns = 3$ ).



Annexe 1.1. Correspondance entre maillages surfaciques [56]

ANNEXE 2.      PRESSION HYDRODYNAMIQUE DE LA LUBRIFICATION  
MIXTE

Pour que les contacts fonctionnent en régime de lubrification mixte, l'épaisseur locale du film doit être fortement modifiée du fait des aspérités des surfaces. La pression hydrodynamique dans le film lubrifiant est donc modifiée par rapport au cas des surfaces lisses. De plus, une partie des surfaces est directement en contact. Ces principes engendrent une modification du cisaillement et de l'usure des surfaces. En effet, les aspérités ont des faibles géométries qui varient irrégulièrement. La modélisation exacte du phénomène de lubrification mixte avec l'épaisseur locale du film est donc techniquement impossible car il nécessite un maillage extrêmement fin du domaine. Dans le cadre d'un calcul de palier de moteur thermique, les modèles moyennés sont souvent utilisés. Trois catégories de modèle de contacts rugueux pour le calcul de la pression hydrodynamique ainsi que des paramètres qui en découlent sont :

- modèle stochastique : seuls les paramètres statistiques de la rugosité sont considérés comme données d'entrée pour analyser la lubrification;
- modèle déterministe : l'analyse de la lubrification est effectuée en faisant une description géométrique de la rugosité à partir d'un échantillon de surface et en effectuant un calcul déterministe des paramètres nécessaires ;
- modèle d'homogénéisation : l'analyse de la lubrification en considérant un problème local qui décrit la rugosité et un problème global qui décrit la géométrie du palier.

Le modèle qui a été repris dans ce travail est le modèle stochastique qui est présenté par Patir et Cheng [59] . Ce modèle est donc basé sur les caractéristiques statistiques de la rugosité des surfaces en contact. Trois facteurs d'écoulement sont intégrés dans l'équation de Reynolds, dont deux en pression (sur le débit Poiseuille) et un en cisaillement (sur le débit Couette). Ces trois facteurs d'écoulements sont calculés numériquement à partir d'une modélisation de l'écoulement entre deux surfaces rugueuses générées numériquement [60] . Une équation de Reynolds moyennée a été donnée en analysant les débits moyens et en se basant sur la pression moyenne  $\bar{p}$  dans le film entre les deux surfaces rugueuses.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \phi_z \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial x} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t}$$

où :  $\phi_x$  et  $\phi_z$  sont respectivement les facteurs d'écoulement en pression suivant la direction  $x$  et suivant la direction  $z$  qui comparent le débit moyen d'un contact rugueux à celui d'un contact lisse ;  $\phi_s$  le facteur d'écoulement en cisaillement du débit, qui représente l'effet de la rugosité sur le débit Couette ;  $U_1, U_2$  sont respectivement les vitesses des deux parois (Fig. II.12). En considérant une vitesse nulle de la surface (2), on peut écrire :

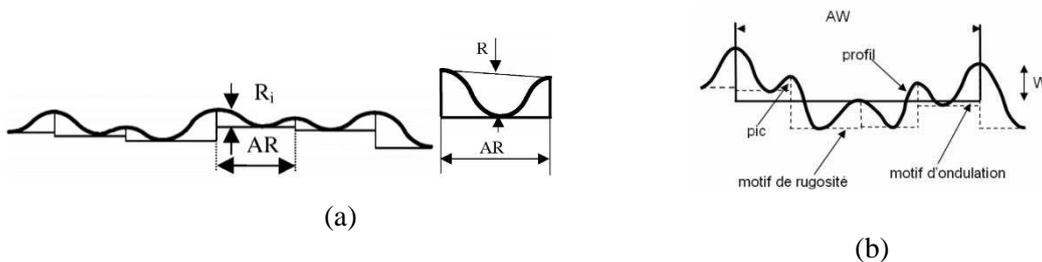
$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \phi_z \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = \frac{U_1}{2} \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial x} + \frac{U_1}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t}$$

## ANNEXE 3. PRESSION DE CONTACT RUGUEUX

Il y a plusieurs modèles de contacts rugueux qui permettent d'analyser les influences de la micro-géométrie (rugosités et ondulations) et des caractéristiques mécaniques (module d'Young, coefficient de Poisson et contrainte de plasticité) à la charge de transmission. Un modèle de contact est proposé par Robbe-Valloire et al. [61] pour calculer la force normale de contact. Ils proposent que la force normale engendrée par une aspérité n'influence pas les forces aux alentours. Le calcul est basé sur une analyse statistique de la rugosité des surfaces et une loi de contact élastoplastique.

La micro-géométrie des surfaces rugueuses est définie par six paramètres de rugosité et d'ondulation du « motif » suivants:

- R : la moyenne des profondeurs élémentaires de rugosité mesurée sur les motifs de rugosité ;
- SR : l'écart-type des rugosités élémentaires ;
- AR : la moyenne des pas élémentaires de rugosité ;
- SAR : l'écart-type des pas élémentaires de rugosité ;
- W : la moyenne des profondeurs d'ondulation ;
- SW : l'écart-type des profondeurs d'ondulation.



Annexe 3.1. Paramètres du motif rugosités (a) et d'ondulation (b) ([62] )

Le modèle de Robbe-Valloire réduit l'une de deux surfaces à être lisse. Et l'appliquant aux paliers de tête, la surface de l'arbre est supposée avoir un comportement purement élastique et la surface du coussinet a un comportement élastoplastique.

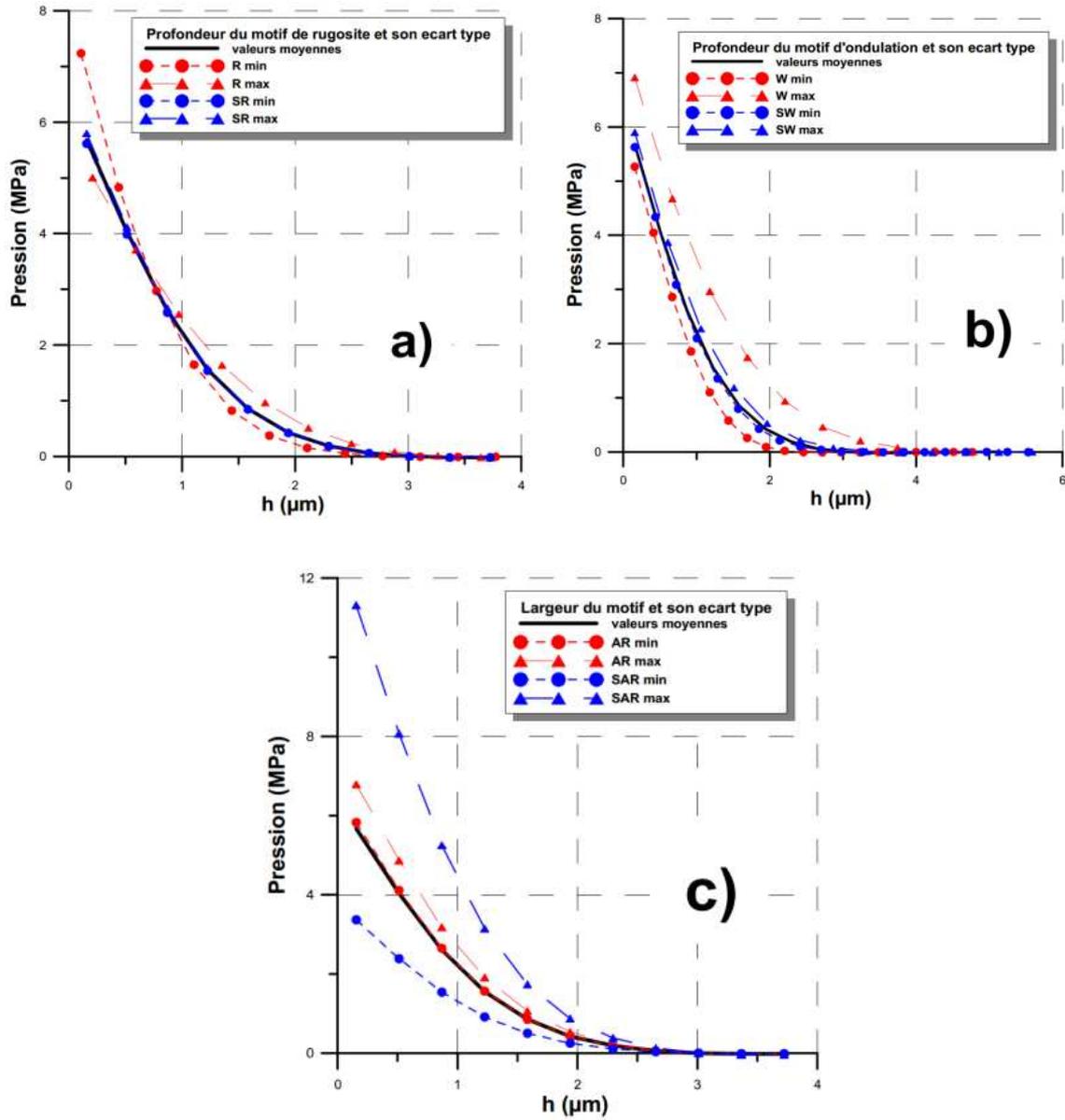
La charge normale totale transmise par les aspérités en contact dépend du type de déformations (élastique, élastoplastique ou/et plastique) des aspérités. Elle peut alors s'écrire d'une manière générale par :

$$Q = Q_{\text{élast}} + Q_{\text{élastoplast}} + Q_{\text{plast}}$$

où  $Q_{\text{élast}}$ ,  $Q_{\text{élastoplast}}$ ,  $Q_{\text{plast}}$  sont respectivement les charges normales élastique, élastoplastique et plastique ([61] ).

La pression de contact  $p_c$  est déterminée depuis la charge normale calculée aux rugosités. Dragomir-Fatu ([58] ) a présenté les influences des paramètres de la surface à la pression en contact. La figure (Annexe 3.2) représente un exemple de la pression de contact en

fonction de l'épaisseur de film entre les deux surfaces correspondant aux différents paramètres des rugosités.

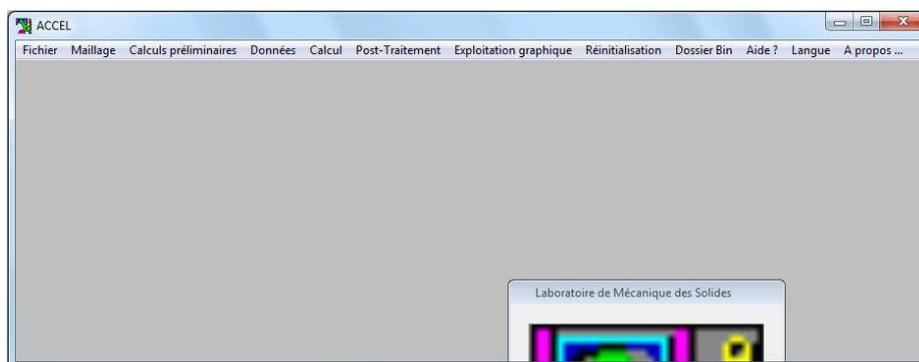


Annexe 3.2. Pression de contact en fonction de l'épaisseur de film [58]

## ANNEXE 4. DESCRIPTION DU LOGICIEL ACCEL

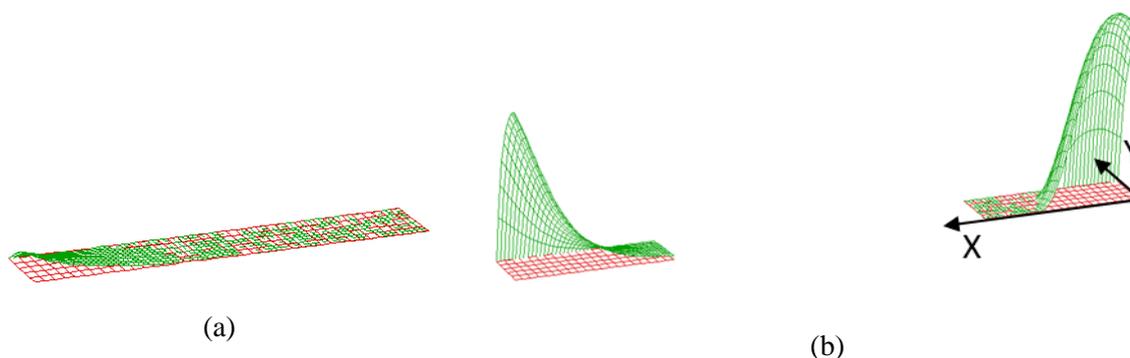
Le logiciel ACCEL (Analyse et Calculs des Contacts Elastiques Lubrifiés) est développé depuis une vingtaine d'années au laboratoire LMS (GMSC-Pprime) pour calculer les contacts lubrifiés, notamment les paliers de tête de bielle, paliers de pied de bielle et de tourillon dans les moteurs d'automobile. Il prend en compte des effets de la déformation élastique, des effets thermiques sous des chargements dynamiques. La forme du logement est aussi considérée. Pour résoudre le problème EHD d'un palier hydrodynamique, le logiciel Accel utilise la méthode de Newton-Raphson, discrétisée par éléments finis [57] .

La fenêtre principale du logiciel est présentée dans la figure (Annexe 4.1) ci-dessous :



Annexe 4.1. Fenêtre principale du logiciel Accel

Les calculs Accel permettent d'avoir la déformation normale cumulée et l'épaisseur du film d'un palier. La pression hydrodynamique dans le film lubrifiant, la pression de contact, les contraintes de cisaillement sur la surface de contact des coussinets inférieur et supérieur (Annexe 4.2) sont transformées en forces nodales. Ces forces nodales données par un calcul Accel contiennent deux composantes. La première composante c'est la force suivant la direction  $x$  et la deuxième c'est la force suivant la direction  $y$  (repère 3D). La troisième suivant la direction axiale est négligée.

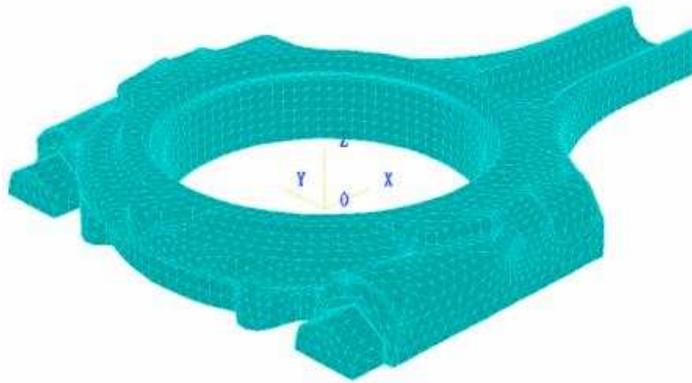


Annexe 4.2. Pression à la surface contact des coussinets inférieur (a) supérieur (b)

- Les modules de Accel

Les modules dans Accel permettent d'analyser la situation de lubrification thermoélastohydrodynamique d'un palier de bielle (tête et pied) ou de tourillon. Ils ont différentes fonctions : création des maillages, calcul des matrices de compliance, saisie des données, lancement du calcul TEHD, post-traitement des résultats, tracé de nappes des champs ou d'animation.

- Le module 'mailleur' fait le lien entre des maillages au format Ansys (\*.ans), Nastran (\*.bdf) ou universel (\*.unv) et permet également de placer les maillages dans la « bonne » position s'il est nécessaire (Annexe 4.3).



Annexe 4.3. Modèle Accel d'un palier de tête de bielle créé par module 'mailleur'

- Des modules de calcul des matrices de compliance élastiques, inertielles et thermiques selon les conditions d'étude.

- Le module de saisie des données pour entrer les caractéristiques du lubrifiant, saisir des données géométriques et physiques du palier de tête de bielle, de pied de bielle ou du tourillon étudié, définir des paramètres de fonctionnement du mécanisme étudié, entrer des paramètres de calcul nécessaires pour la suite de l'étude, saisir des informations concernant le chargement.

- Le module de calcul ThermoElastoHydroDynamique (TEHD) permet de calculer le champ de pression, le champ d'épaisseur du film et le champ de remplissage en lubrifiant conformes avec les équations de l'élastohydrodynamique.

- Des modules de post-traitement préparent des fichiers de débit de fuite axiale sur le pourtour du palier, de l'épaisseur de film et la pression dans le plan de symétrie pour pouvoir être tracés directement avec Grapher ou Excel.

- Des modules d'exploitation graphique qui peuvent tracer des champs définis sur la surface du palier développé ; Ils présentent les valeurs correspondantes définies pour les nœuds du maillage de coordonnées 2D sur le maillage de la surface de contact (Annexe 4.4). Ils permettent aussi de créer des fichiers de vidéo.



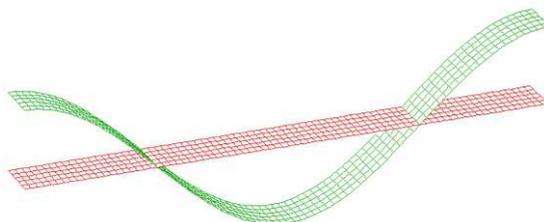
Annexe 4.4. Exploitation graphique des champs définis sur la surface du palier

- Les fichiers de résultats obtenus

Les fichiers de sortis d'Accel permettent de vérifier et de changer des paramètres, de récupérer des résultats pour exporter vers un autre logiciel..

Les fichiers contenant des forces nodales (\*.ldf) suivant x et y dans le repère Accel (3-Dimension) sont obtenues pour un angle *nnnn* lors du calcul. Les fichiers sont classés pour le coussinet inférieur (1) et le coussinet supérieur (2). Il y a trois types de fichier de force : force due au champ de pression hydrodynamique (pforce), celle due à la contrainte de cisaillement (cforce), et la somme de ces deux composantes (force).

Les fichiers contenant le maillage des surfaces de contact ont l'extension (\*.t.mai) et les fichiers destinés à la vérification du maillage ont l'extension (\*.t.nap). Les indices (1) désigne le coussinet inférieur et (2) le coussinet supérieur. Les fichiers sans indice désignent un palier mono-corps. Ces fichiers permettent de tracer les nappes en reliant les fichiers de résultats aux maillages surfaciques correspondants (Annexe 4.5).



Annexe 4.5. Vérification du maillage d'une surface

Le fichier qui contient les données de calcul a l'extension (\*.acc). Il contient des paramètres géométriques et matériels, caractéristiques des surfaces et de lubrifiant, paramètres de fonctionnement et de chargement.

Les coordonnées et les tables de connectivité du palier sont contenues dans un fichier au format Accel (\*.dns), Ansys (\*.ans) ou Nastran (\*.bdf). Le logiciel Accel lira ces fichiers pour créer un modèle de palier et créer le maillage surfacique du contact.

Les épaisseurs de film obtenues pour un angle *nnnn* lors du calcul sont contenues dans les fichiers (hnnnn.nap). Ils peuvent être tracés avec le maillage rectangulaire du film qui est contenu dans le fichier \*\_r.mai. Ces épaisseurs dépendent des paramètres géométriques, du centre de l'arbre, et de la déformation du palier.

Les champs de déformations cumulées pour les deux surfaces obtenus pour un angle  $nnnn$  sont contenus dans les fichiers (dnnnn.nap). Les champs de pression hydrodynamique et de pression de contact dans le film obtenus pour un angle  $nnnn$  sont contenus dans les fichiers (pnnnn.nap et pcnnnn.nap).

La contrainte de cisaillement obtenue pour un angle  $nnnn$  lors du calcul est contenue dans les fichiers (cnnnn.nap).

Dans deux autres fichiers on trouve des informations récapitulatives pour le calcul (params.dat et params.txt) et des informations sur le déroulement du calcul (accel.txt). Pour les tracés des fichiers au format vidéo AVI (\*.avi) ou/et aux formats images (\*.bmp, \*.pcx, \*.tga) sont créés.

- Le logiciel Accel utilise un repère dont l'origine  $O$  est toujours située au centre du palier, sur l'axe et dans le plan de symétrie. La base de projection est:

- + La direction  $Ox$  est de la tête de bielle vers le pied de bielle.

- +  $Oz$  est l'axe de révolution du palier. Dans un modèle de demi-palier, les valeurs suivant  $z$  sont positives ou nulles.

- +  $y$  est disposée tel que la base soit directe.

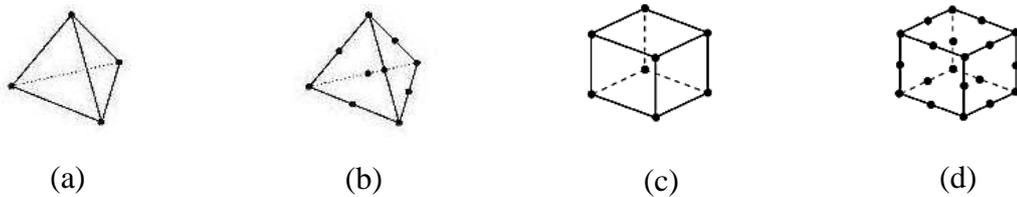
- Les unités utilisées par le logiciel Accel sont les unités usuelles du mécanicien :

Grandeur	Unité
Longueur	mm
Module de Young	MPa
Masse	kg
Masse volumique des structures	tonne/mm <sup>3</sup>
Température	°C
Coefficient de dilatation des structures	°C <sup>-1</sup>
Fréquence de rotation	tr/min
Viscosité dynamique	Pa.s
Masse volumique du fluide	kg/m <sup>3</sup>
Coefficient de thermoviscosité du fluide	°C <sup>-1</sup>
Coefficient de piezoviscosité	MPa <sup>-1</sup>
Pression, contrainte de cisaillement	MPa
Force	N
Angle	° (degré)

ANNEXE 5. ELEMENTS UTILISES DANS LES MODELES ABAQUS

- Type d'éléments

Le logiciel Abaqus utilise plusieurs types d'élément différents. Un élément est caractérisé par la famille, degrés de liberté, nombre de nœuds, formulation, et intégration. Dans un modèle 3D du palier, nous utilisons les éléments solides: 4 nœuds (C3D4, Annexe 5.1a), 10 nœuds (C3D10, Annexe 5.1b), 8 nœuds (C3D8, Annexe 5.1c), 20 nœuds (C3D20, Annexe 5.1d),... Ces éléments permettent d'analyser les modèles avec des déformations et rotations assez grandes.

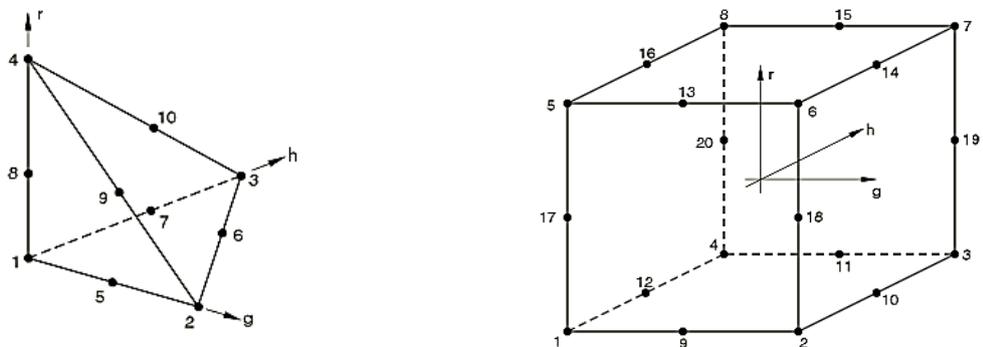


Annexe 5.1. Type des éléments Abaqus [63]

Les éléments de « second ordre » fournissent une plus grande précision dans Abaqus/Standard que ceux du premier ordre tels que pour les éléments 'lisses' des problèmes qui ne concernent pas les conditions de contact complexes, l'impact, ou des distorsions graves d'élément. Ils prennent en compte les concentrations de contraintes plus efficacement et sont plus efficaces pour modéliser les entités géométriques: ils peuvent modéliser une surface courbe avec moins d'éléments. Enfin, des éléments de second ordre sont très efficaces en comportement de flexion.

- Convention de numérotation des éléments

La convention de numérotation des nœuds utilisés dans Abaqus est également représentée sur la figure Annexe 5.2. Les nœuds aux coins de l'élément sont numérotés en premier, puis les nœuds intermédiaires des éléments.



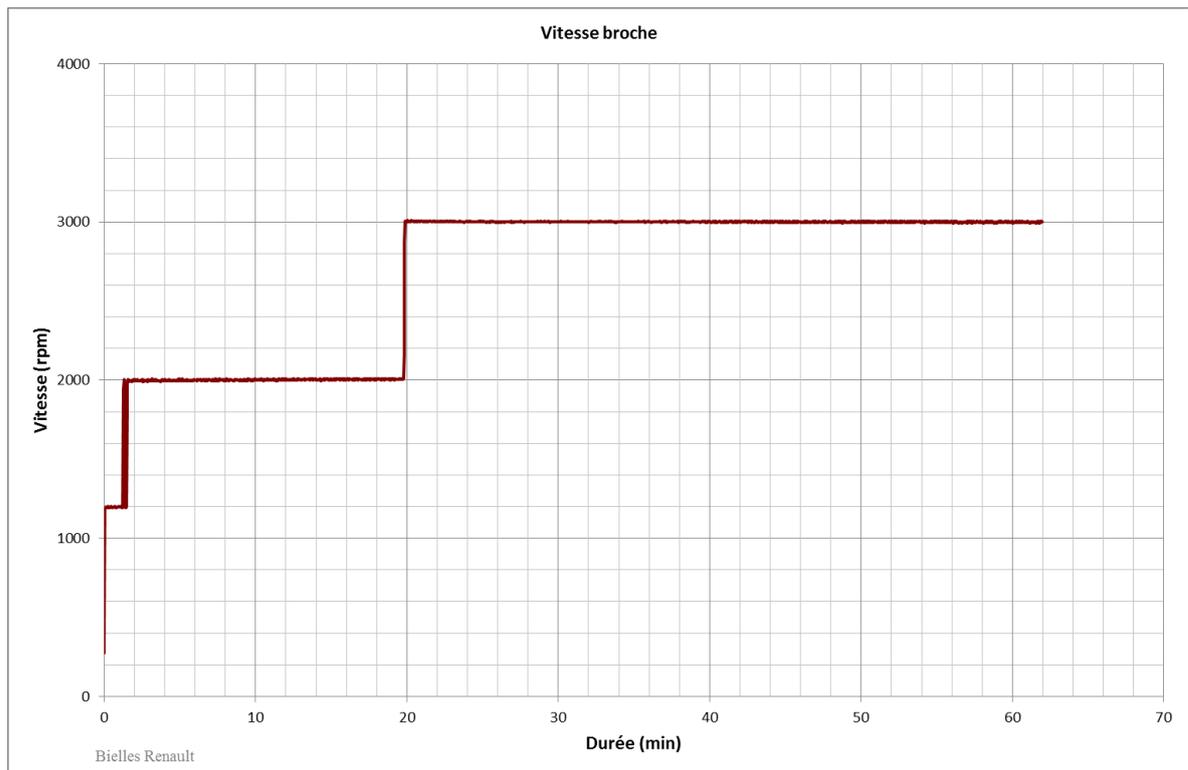
Annexe 5.2. Convention de numérotation des éléments [63]

ANNEXE 6. CENTRALE DE CONTROLES ET D'ACQUISITIONS

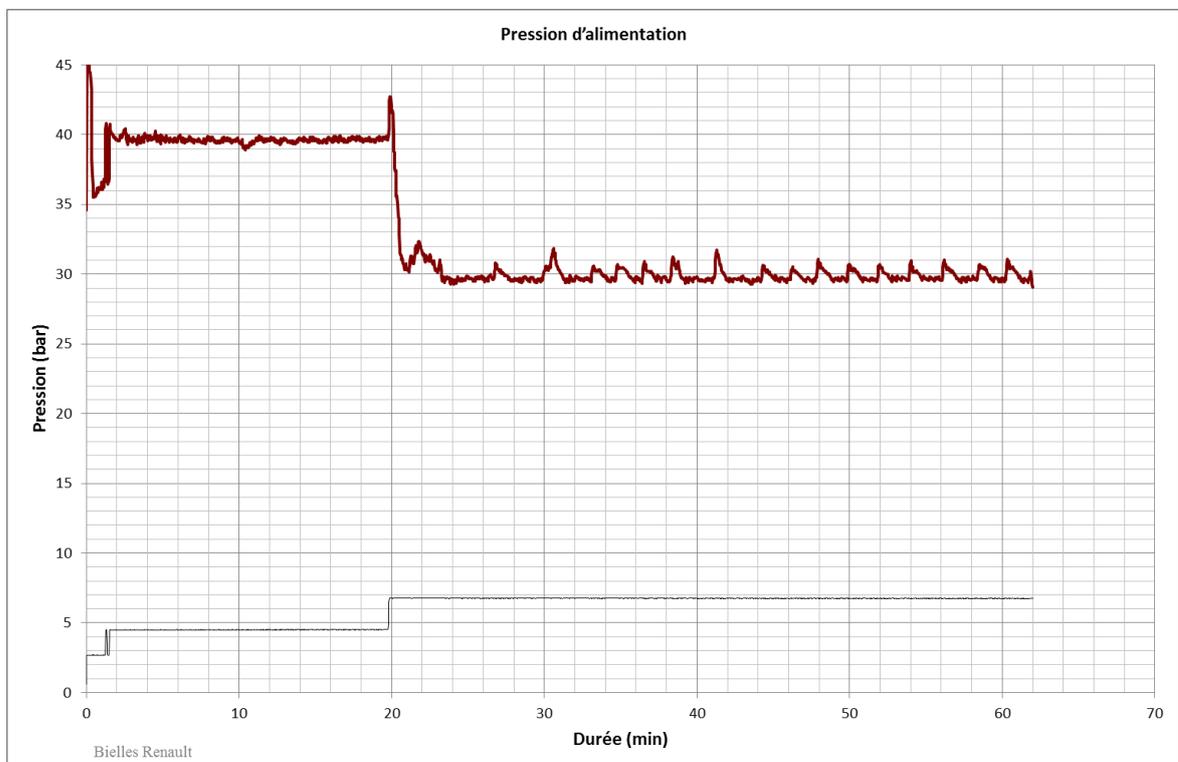


Annexe 6.1. Centrale de contrôleS et d'acquisitionS

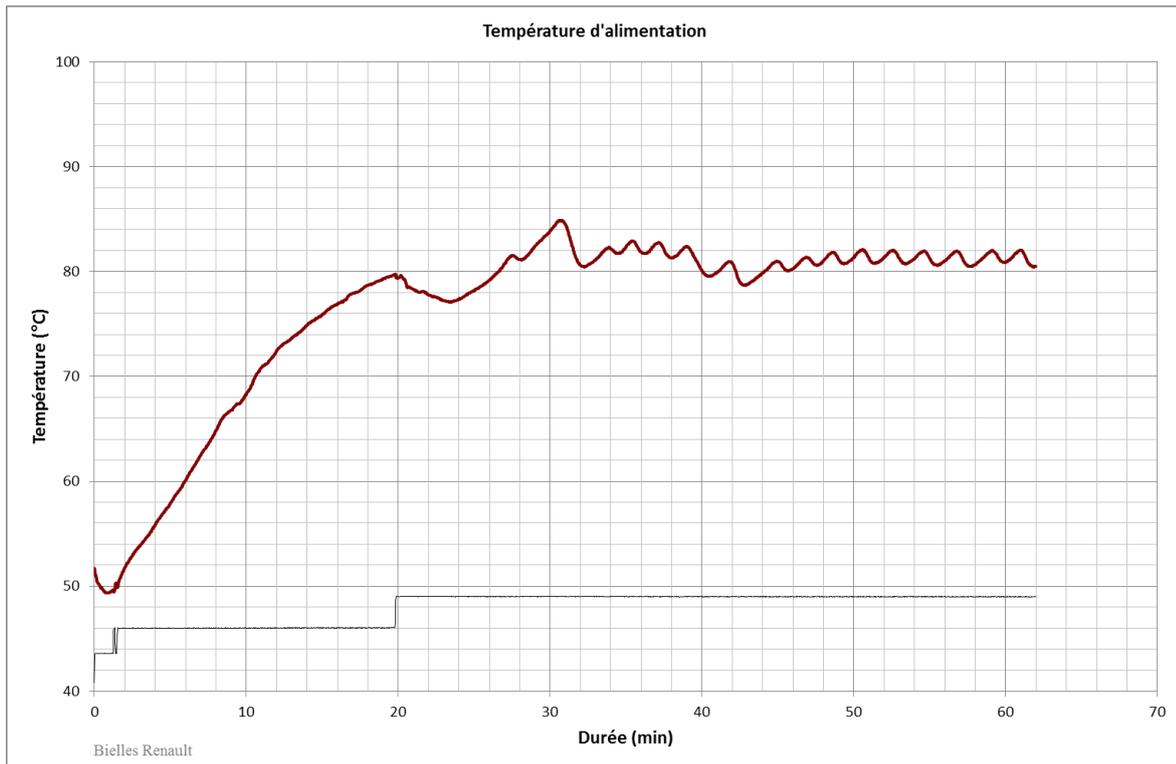
ANNEXE 7. DETAILS DE L'ESSAI



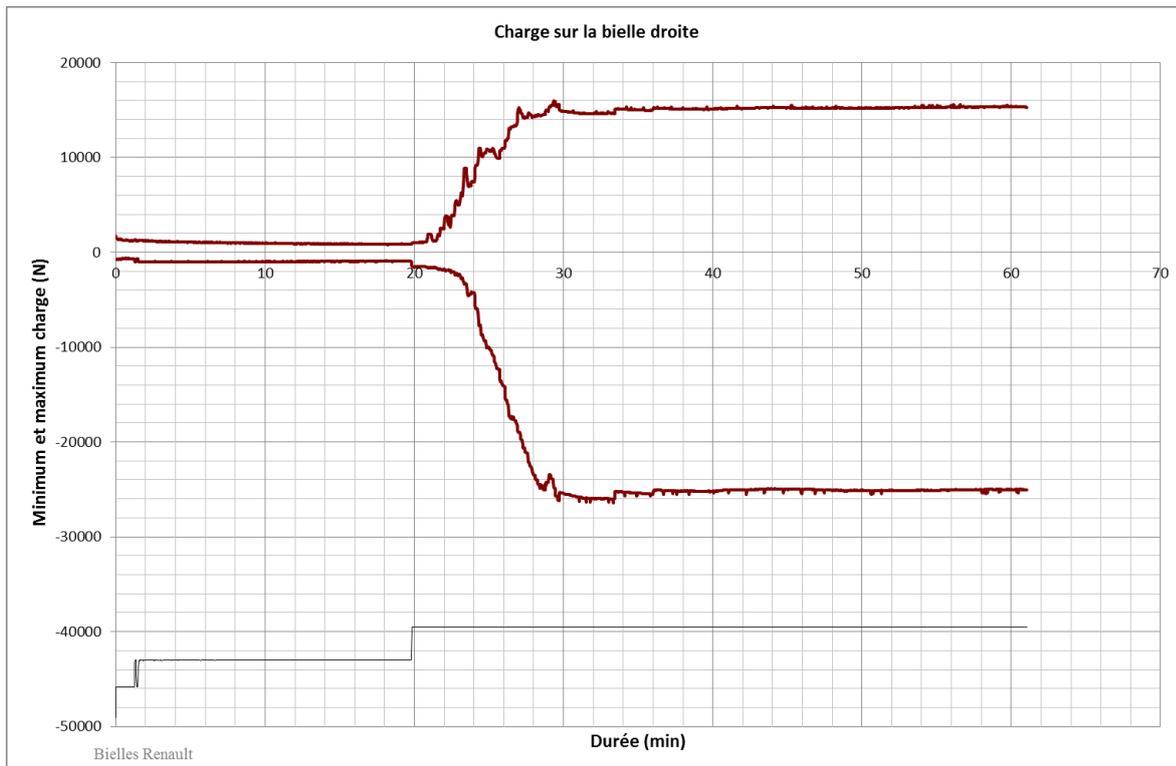
Annexe 7.1. Vitesse d'essai



Annexe 7.2. Pression d'alimentation

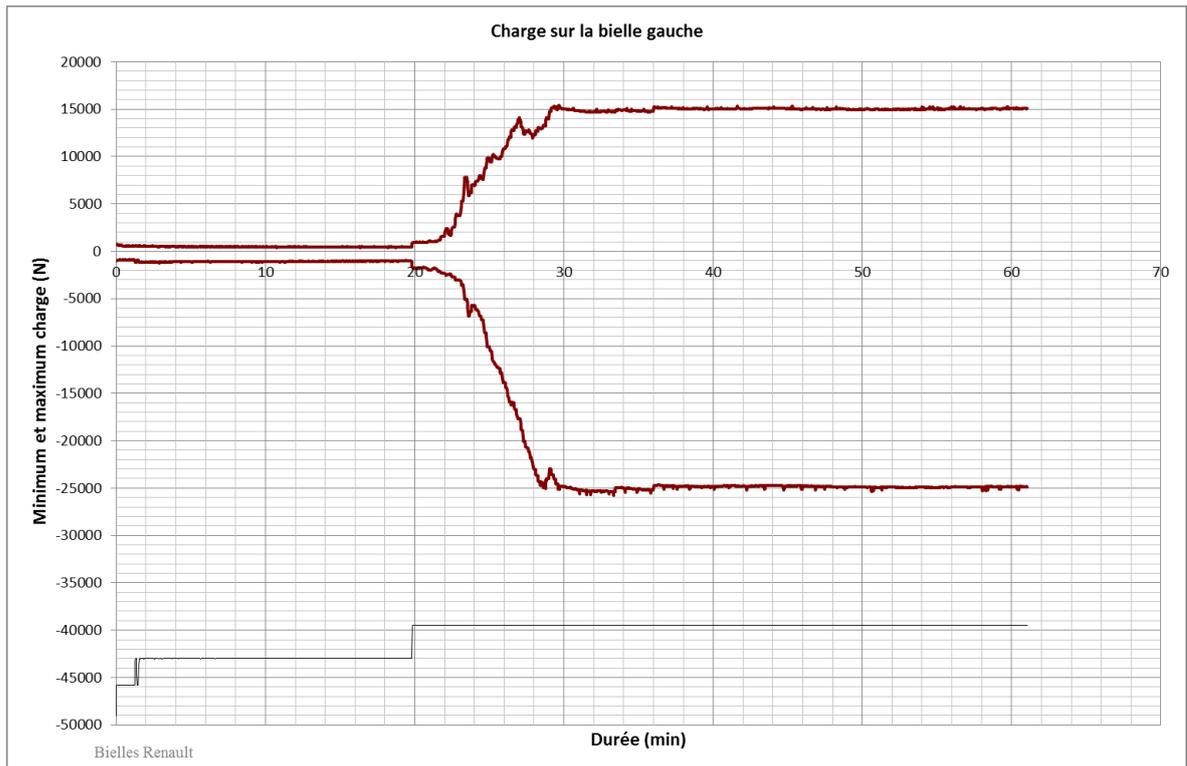


Annexe 7.3. Température d'alimentation

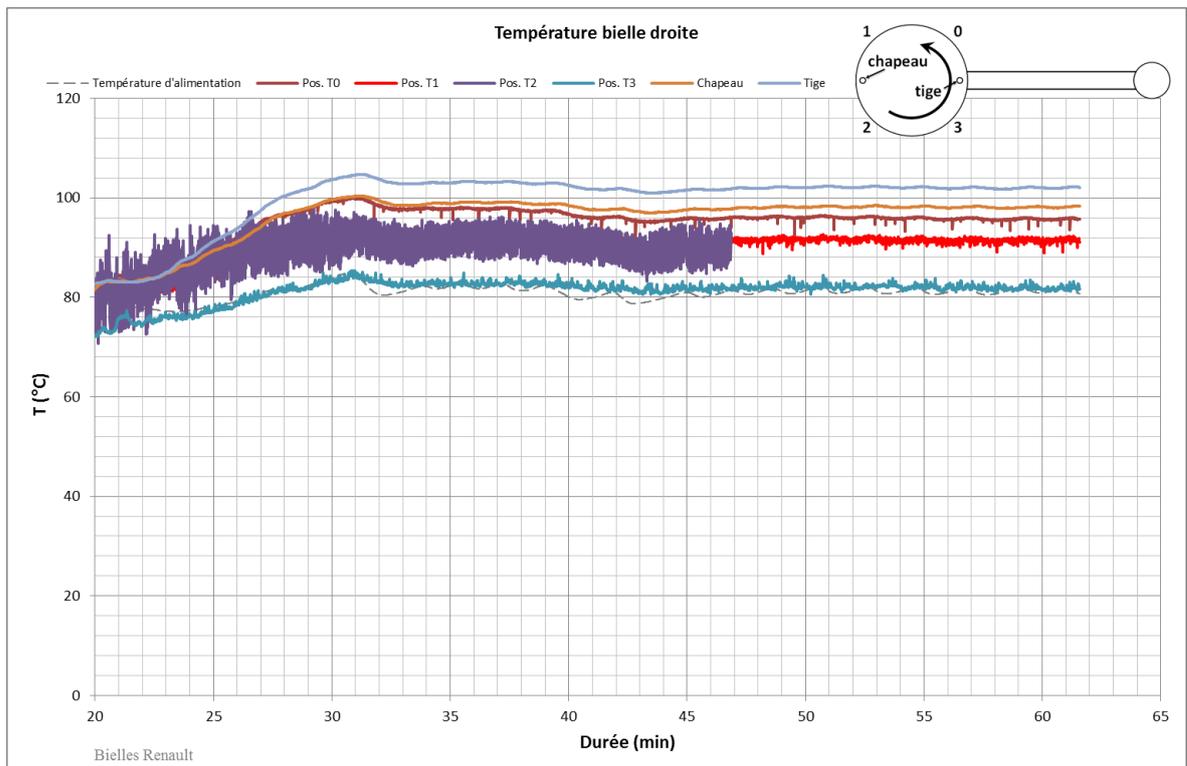


Annexe 7.4. Charge sur la bielle droite

## Annexe 7. Détails de l'essai

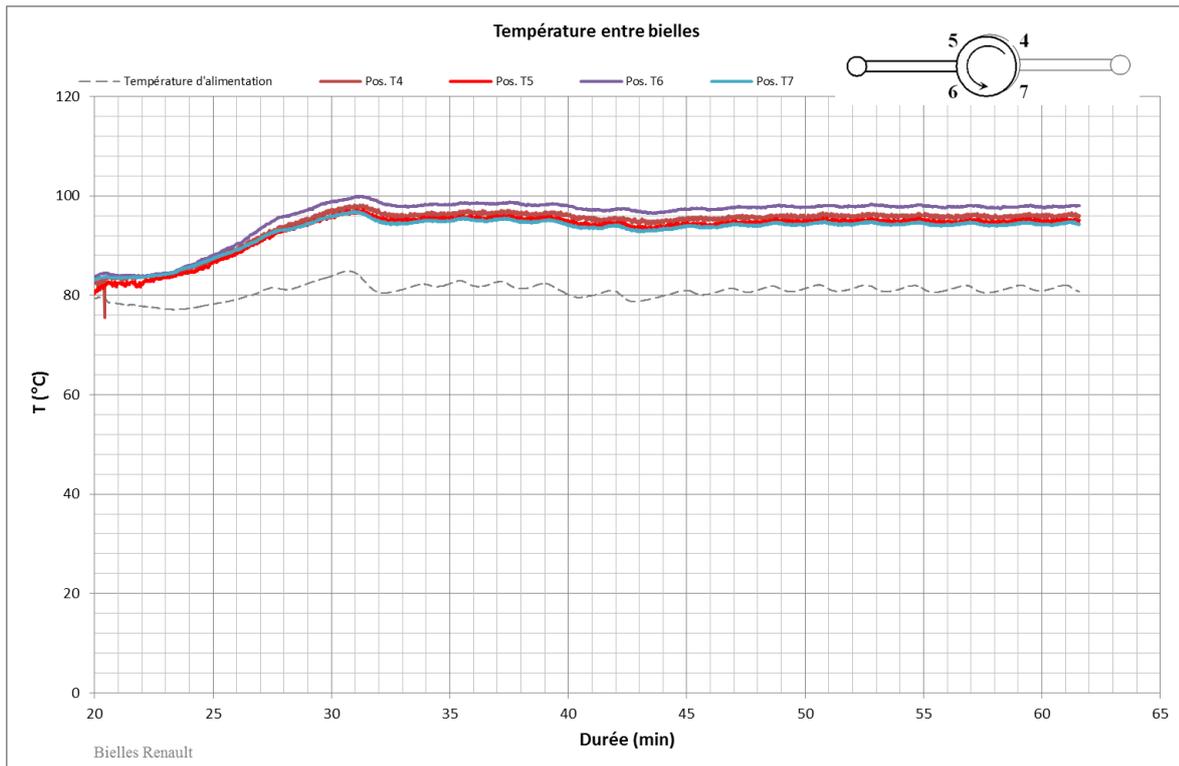


Annexe 7.5. Charge sur la bielle gauche

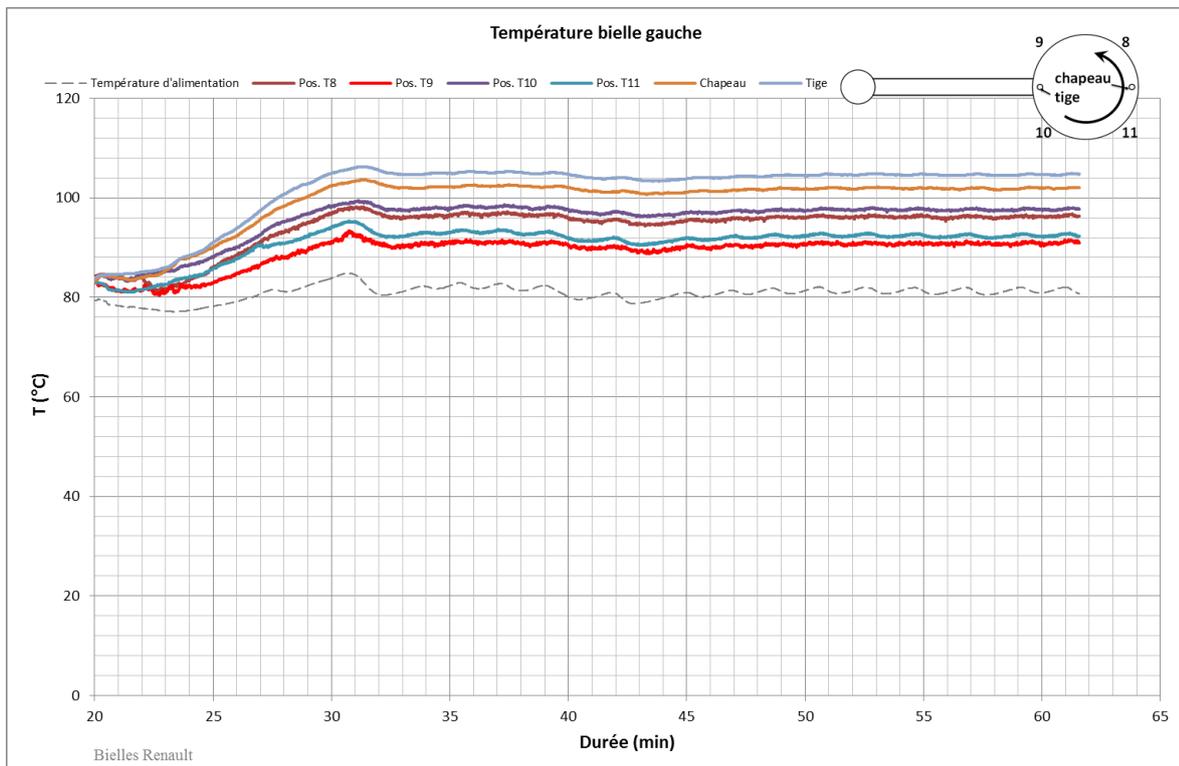


Annexe 7.6. Température de la bielle droite

## Annexe 7. Détails de l'essai



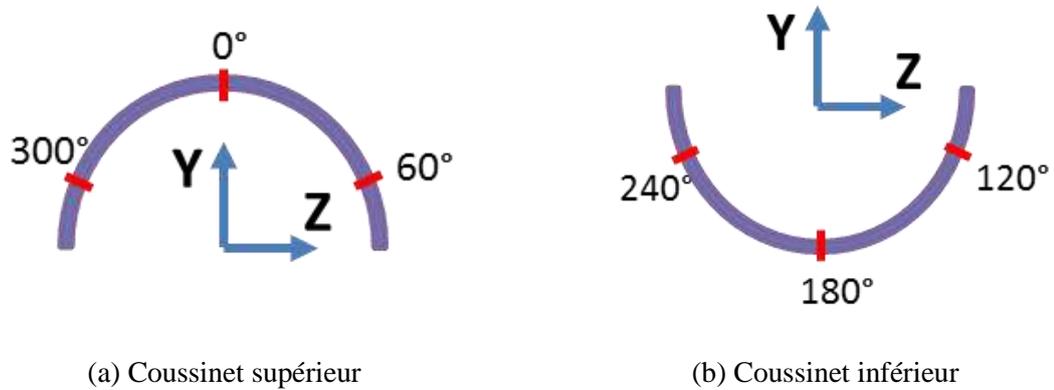
Annexe 7.7. Température entre les deux bielles



Annexe 7.8. Température de la bielle gauche

ANNEXE 8. MESURES DES SURFACES

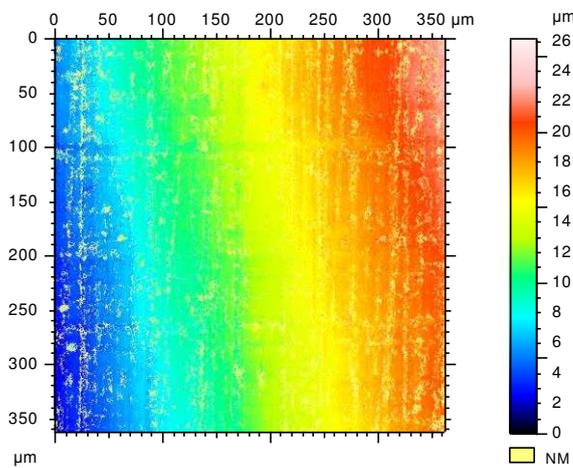
Les surfaces sont mesurées aux positions montrées sur la figure (Annexe 8.1).



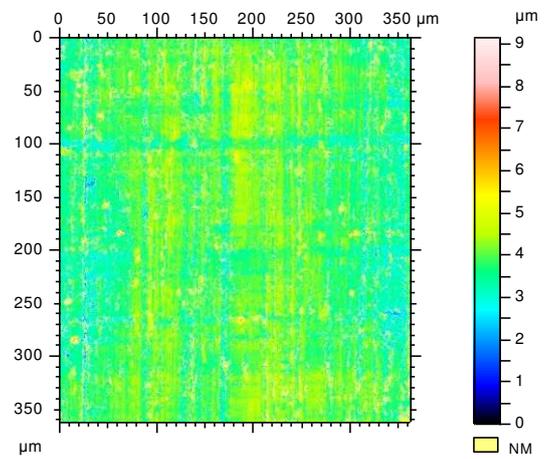
Annexe 8.1. Positions circunférencielles des mesures

- **Surface du coussinet neuf**

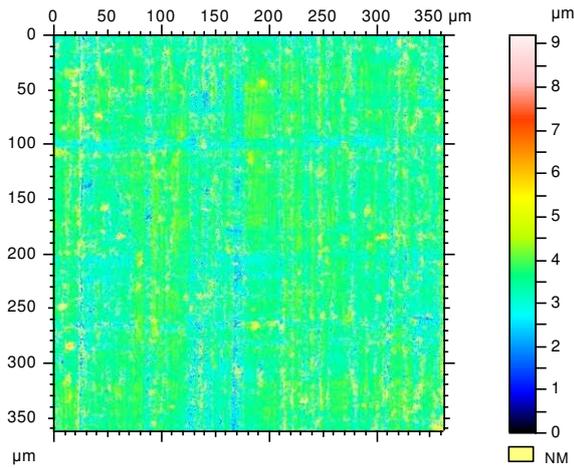
- Mesure de la partie à 60° de position circunférentielle :



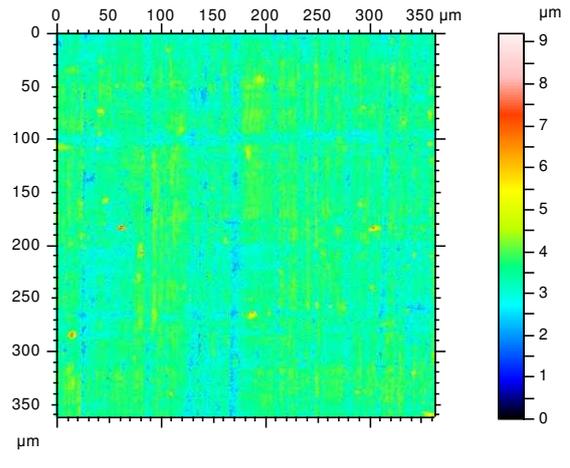
Annexe 8.2. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.3. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.4. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.5. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_NEUF\_30\_2 > ... > Points non  
mesurés rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres  $S_z$ ,  $S_{ds}$  et  $S_{sc}$  sont définis selon la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

$S_a = 0.355 \mu\text{m}$   
 $S_q = 0.466 \mu\text{m}$   
 $S_p = 5.77 \mu\text{m}$   
 $S_v = 3.43 \mu\text{m}$   
 $S_z = 9.2 \mu\text{m}$   
 $S_{sk} = 0.0492$   
 $S_{ku} = 5.47$

Param. de surface et volume

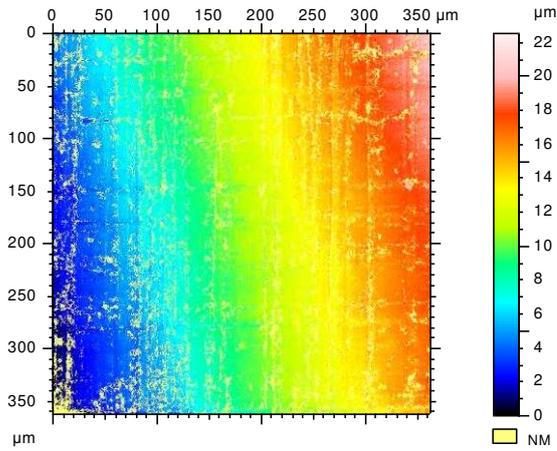
$S_{mr} = 0 \%$  (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 $S_{mmr} = 3.43 \mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 $S_{mvr} = 5.77 \mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

Paramètres fonctionnels, non filtré

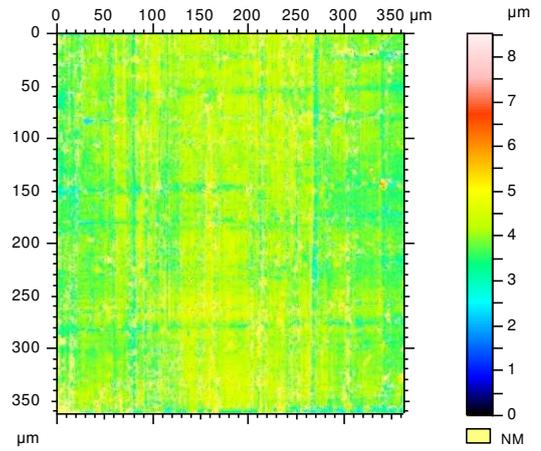
$S_{mq} = \text{*****}$

Annexe 8.6. Paramètres calculés sur la surface à 60°

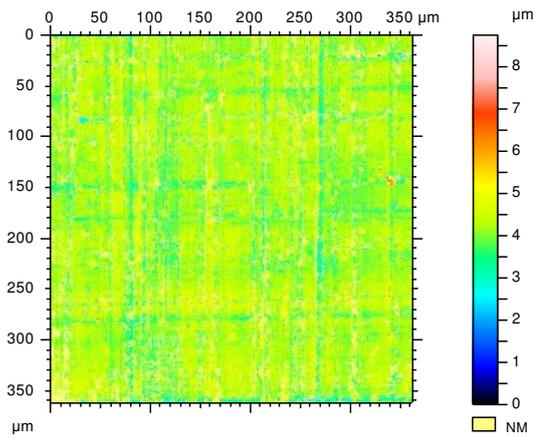
- Mesure de la partie à 0° de position circonférentielle :



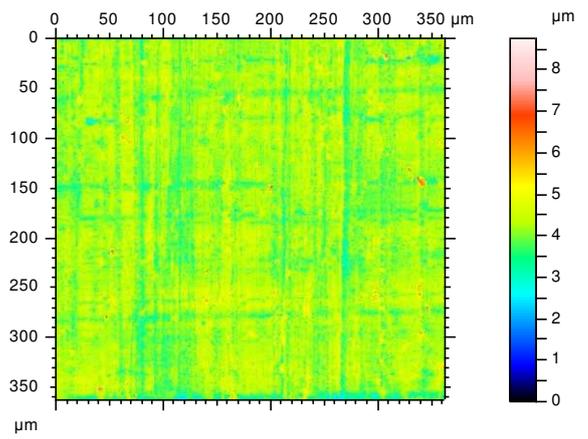
Annexe 8.7. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.8. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.9. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.10. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_NEUF\_90\_3 > ... > Points non  
mesurés rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres Sz, Sds et Ssc sont définis selon  
la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

Sa = 0.334  $\mu\text{m}$   
 Sq = 0.441  $\mu\text{m}$   
 Sp = 4.54  $\mu\text{m}$   
 Sv = 4.21  $\mu\text{m}$   
 Sz = 8.76  $\mu\text{m}$   
 Ssk = -0.0336  
 Sku = 4.87

Param. de surface et volume

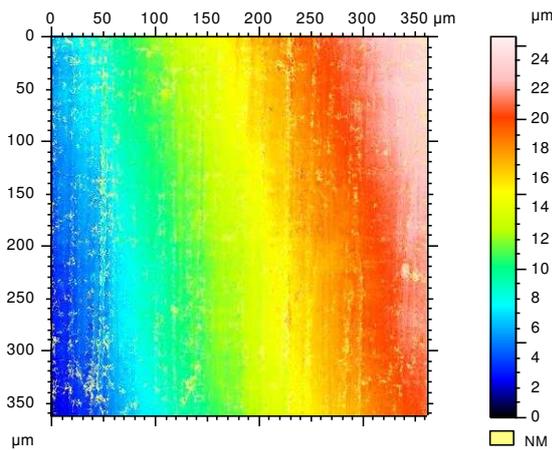
Smr = 0 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 Smmr = 4.21  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 Smvr = 4.54  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

Paramètres fonctionnels, non filtré

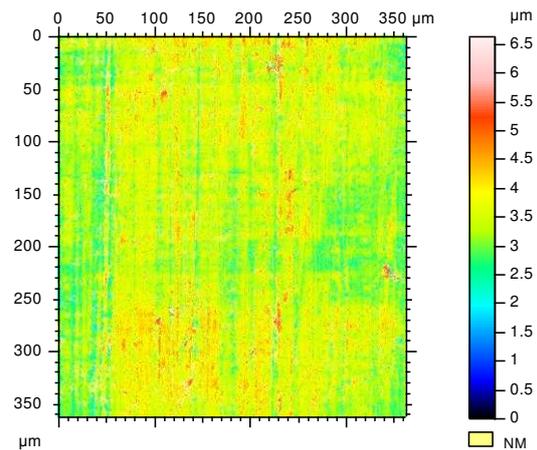
Smq = \*\*\*\*\*

Annexe 8.11. Paramètres calculés sur la surface à 0°

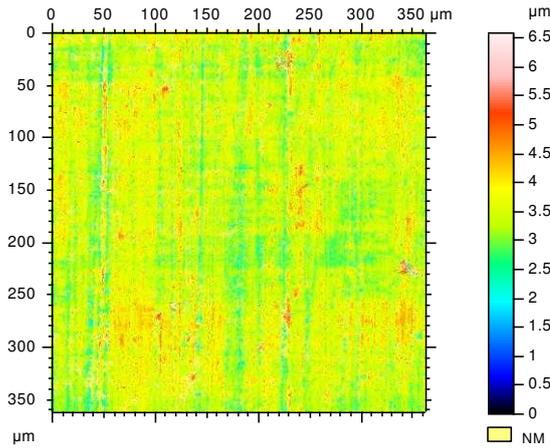
- Mesure de la partie à 300° de position circonférentielle :



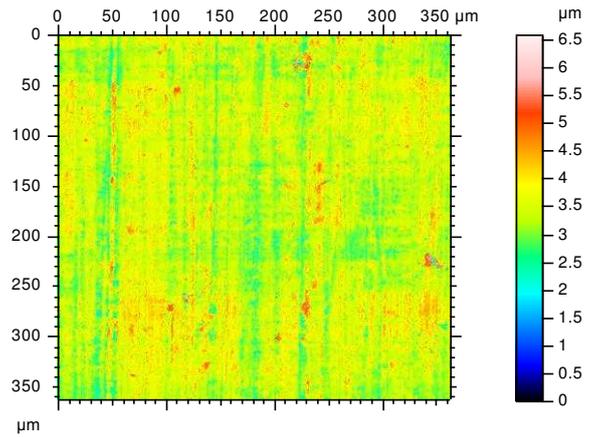
Annexe 8.12. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.13. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.14. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.15. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_NEUF\_120\_2 > ... > Points non  
mesurés rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres Sz, Sds et Ssc sont définis selon  
la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

Sa = 0.354  $\mu\text{m}$   
 Sq = 0.46  $\mu\text{m}$   
 Sp = 3.1  $\mu\text{m}$   
 Sv = 3.49  $\mu\text{m}$   
 Sz = 6.59  $\mu\text{m}$   
 Ssk = 0.0483  
 Sku = 4.01

Param. de surface et volume

Smr = 0 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 Smmr = 3.49  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 Smvr = 3.1  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

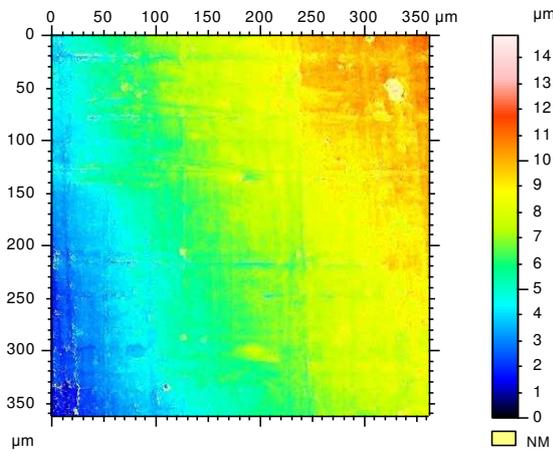
Paramètres fonctionnels, non filtré

Smq = \*\*\*\*\*

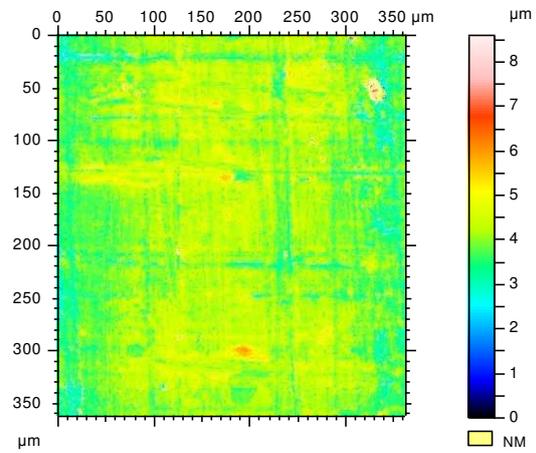
Annexe 8.16. Paramètres calculés sur la surface à 300°

- **Surface du coussinet supérieur usagé**

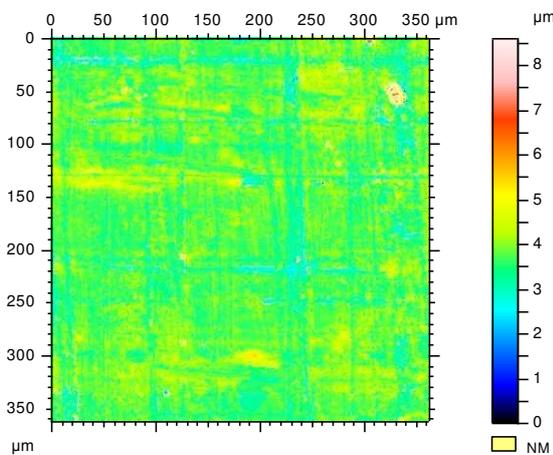
- Mesure de la partie à 60° de position circonférentielle :



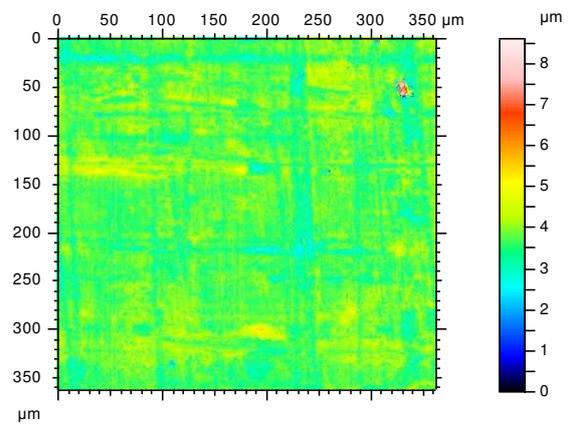
Annexe 8.17. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.18. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.19. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.20. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_SUP\_30\_1 > ... > Points non mesurés  
rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres Sz, Sds et Ssc sont définis selon la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

Sa = 0.314  $\mu\text{m}$   
 Sq = 0.421  $\mu\text{m}$   
 Sp = 4.87  $\mu\text{m}$   
 Sv = 3.73  $\mu\text{m}$   
 Sz = 8.6  $\mu\text{m}$   
 Ssk = 0.304  
 Sku = 7.7

Param. de surface et volume

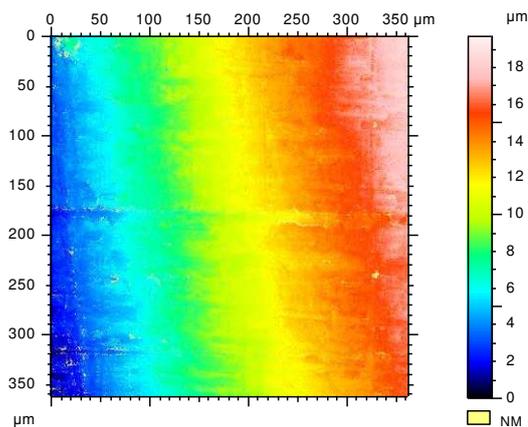
Smr = 0 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 Smmr = 3.73  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 Smvr = 4.87  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

Paramètres fonctionnels, non filtré

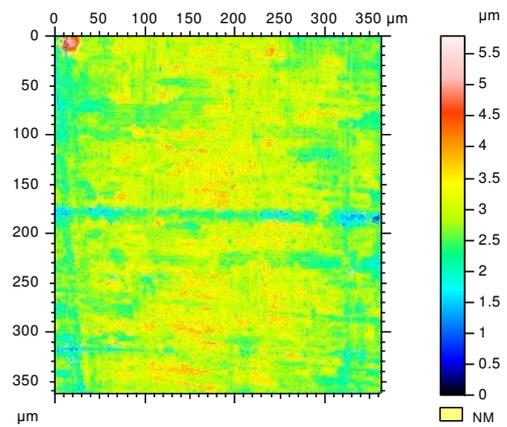
Smq = \*\*\*\*\*

Annexe 8.21. Paramètres calculés sur la surface à 60°

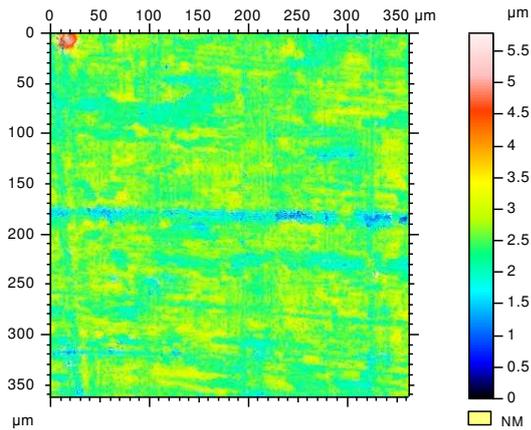
- Mesure de la partie à 0° de position circonférentielle :



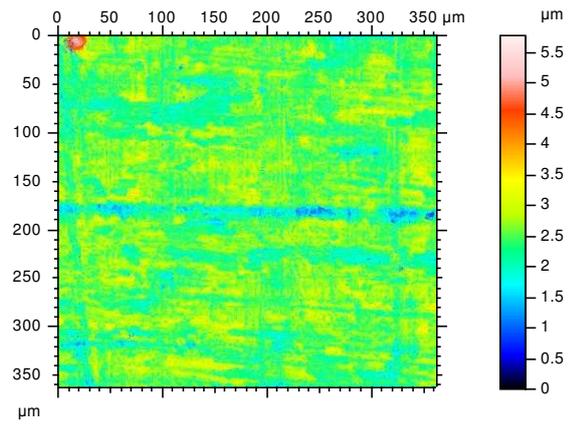
Annexe 8.22. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.23. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.24. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.25. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_SUP\_90\_1B > ... > Points non  
mesurés rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres Sz, Sds et Ssc sont définis selon la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

Sa = 0.32  $\mu\text{m}$   
 Sq = 0.415  $\mu\text{m}$   
 Sp = 3.27  $\mu\text{m}$   
 Sv = 2.51  $\mu\text{m}$   
 Sz = 5.78  $\mu\text{m}$   
 Ssk = -0.0106  
 Sku = 4.67

Param. de surface et volume

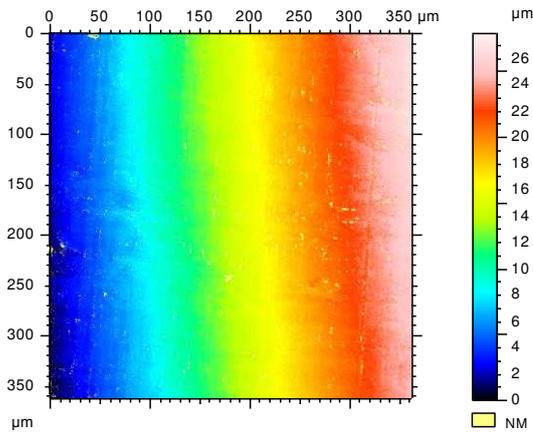
Smr = 0.1 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 Smmr = 2.51  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 Smvr = 3.27  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

Paramètres fonctionnels, non filtré

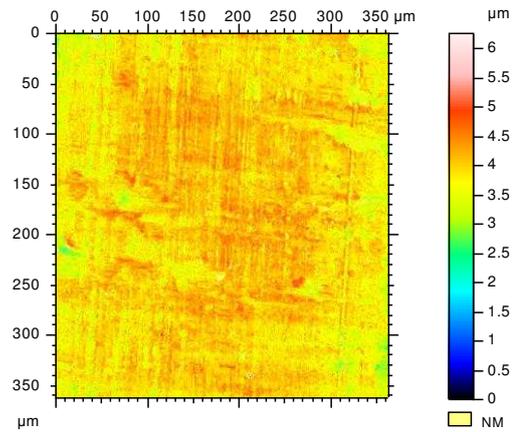
Smq = \*\*\*\*\*

Annexe 8.26. Paramètres calculés sur la surface à 0°

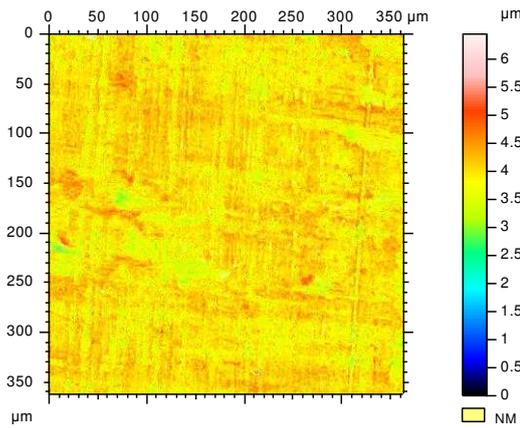
- Mesure de la partie à 300° de position circumférentielle :



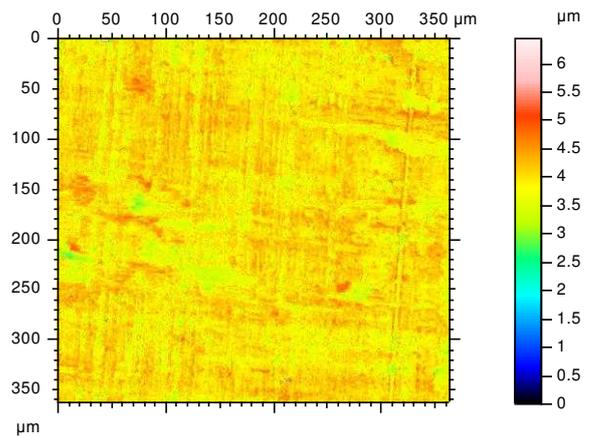
Annexe 8.27. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.28. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.29. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.30. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_SUP\_120\_1 > ... > Points non mesurés  
rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres Sz, Sds et Ssc sont définis selon la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

Sa = 0.263  $\mu\text{m}$   
 Sq = 0.342  $\mu\text{m}$   
 Sp = 2.47  $\mu\text{m}$   
 Sv = 3.97  $\mu\text{m}$   
 Sz = 6.45  $\mu\text{m}$   
 Ssk = -0.163  
 Sku = 3.98

Param. de surface et volume

Smr = 0 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 Smmr = 3.97  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 Smvr = 2.47  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

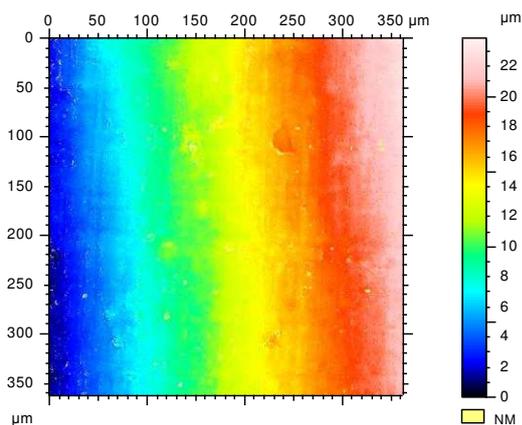
Paramètres fonctionnels, non filtré

Smq = \*\*\*\*\*

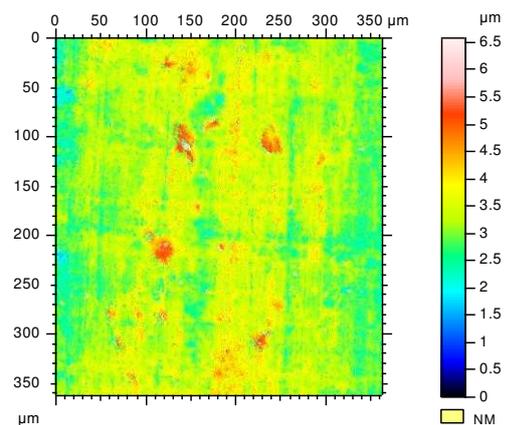
Annexe 8.31. Paramètres calculés sur la surface à 300°

- **Surface du coussinet inférieur usagé**

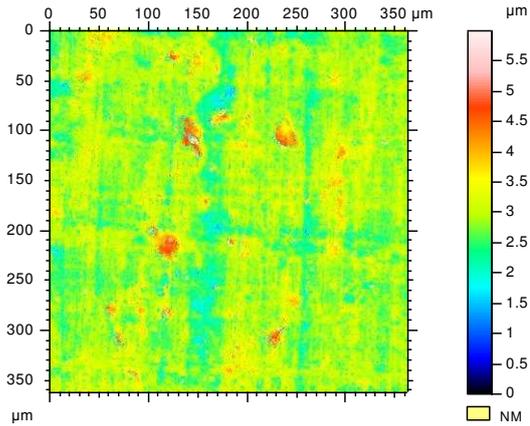
- Mesure de la partie à 120° de position circonférentielle :



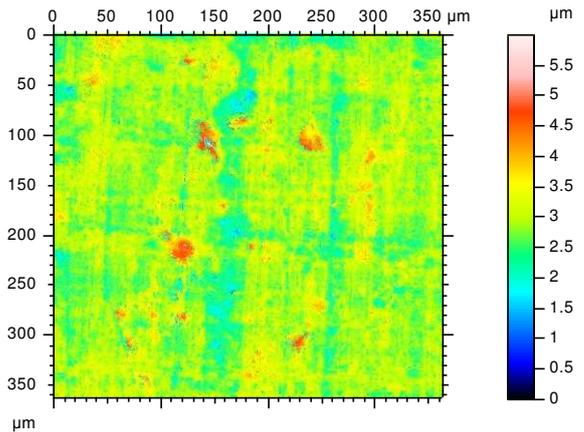
Annexe 8.32. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.33. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.34. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.35. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_INF\_30\_1 > ... > Points non mesurés  
rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres  $S_z$ ,  $S_{ds}$  et  $S_{sc}$  sont définis selon la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

$S_a = 0.33 \mu\text{m}$   
 $S_q = 0.436 \mu\text{m}$   
 $S_p = 3.09 \mu\text{m}$   
 $S_v = 2.91 \mu\text{m}$   
 $S_z = 5.99 \mu\text{m}$   
 $S_{sk} = 0.121$   
 $S_{ku} = 4.64$

Param. de surface et volume

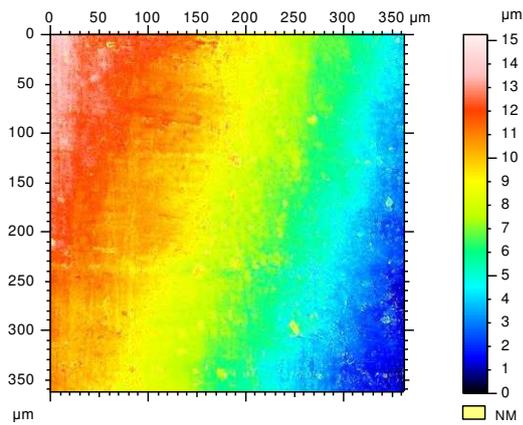
$S_{mr} = 0 \%$  (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 $S_{mmr} = 2.91 \mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 $S_{mvr} = 3.09 \mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

Paramètres fonctionnels, non filtré

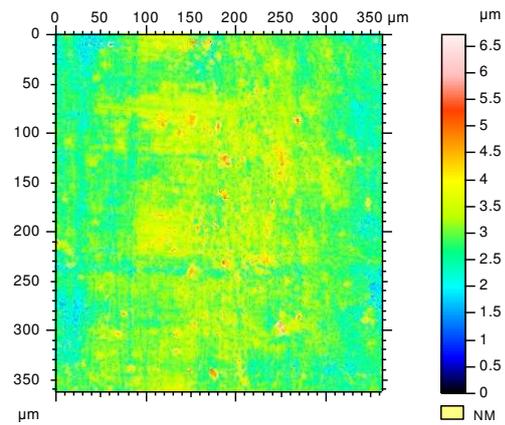
$S_{mq} = *****$

Annexe 8.36. Paramètres calculés sur la surface à 120°

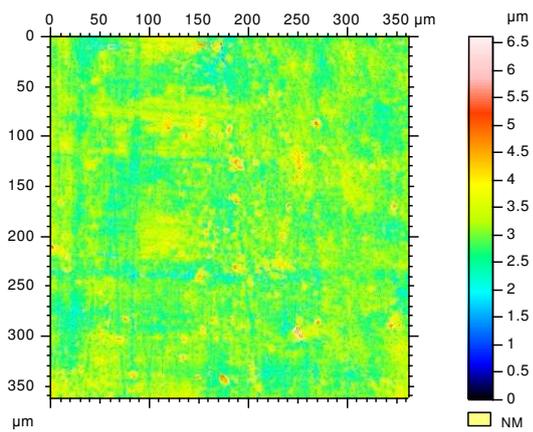
- Mesure de la partie à 180° de position circonférentielle :



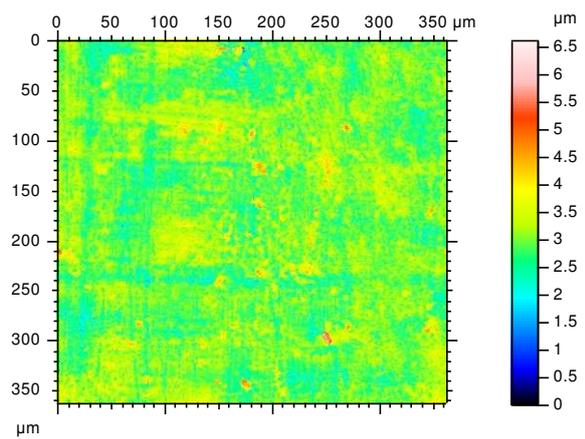
Annexe 8.37. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.38. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.39. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.40. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_INF\_90\_3B > ... > Points non mesurés  
rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres Sz, Sds et Ssc sont définis selon la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

Sa = 0.331  $\mu\text{m}$   
 Sq = 0.428  $\mu\text{m}$   
 Sp = 3.6  $\mu\text{m}$   
 Sv = 3.02  $\mu\text{m}$   
 Sz = 6.62  $\mu\text{m}$   
 Ssk = 0.209  
 Sku = 4.25

Param. de surface et volume

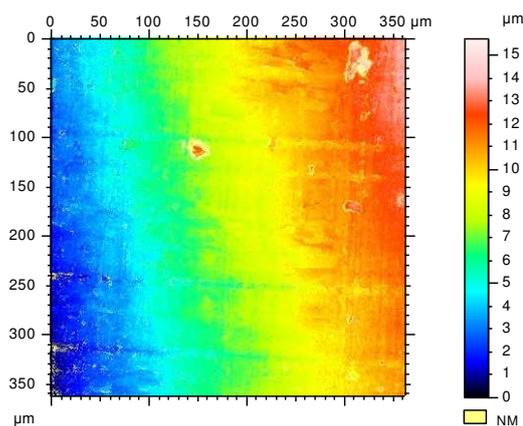
Smr = 0 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 Smmr = 3.02  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 Smvr = 3.6  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

Paramètres fonctionnels, non filtré

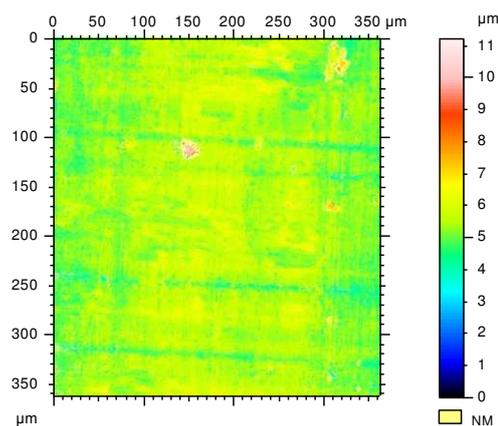
Smq = \*\*\*\*\*

Annexe 8.41. Paramètres calculés sur la surface à 180°

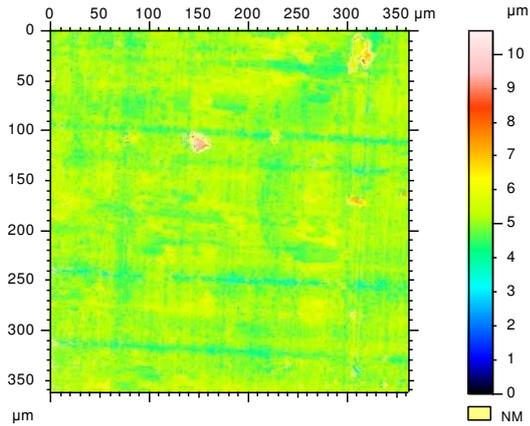
- Mesure de la partie à 240° de position circonférentielle :



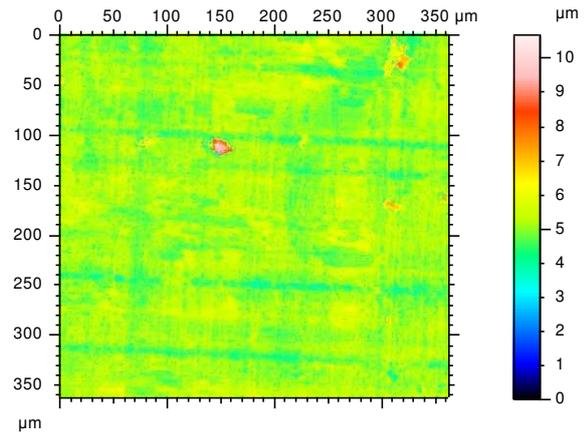
Annexe 8.42. Reconstruction numérique d'une surface



Annexe 8.43. Redressement de surface par un plan des moindres carrés



Annexe 8.44. Surface redressée par un polynôme



Annexe 8.45. Surface reconstruite par une interpolation

**Paramètres calculés sur la surface  
COUSS\_INF\_120\_1 > ... > Points non mesurés  
rebouchés.  
en utilisant une forme molle calculée à partir  
du voisinage.**

Les paramètres Sz, Sds et Ssc sont définis selon la norme ISO.

Paramètres d'amplitude

Sa = 0.325  $\mu\text{m}$   
 Sq = 0.442  $\mu\text{m}$   
 Sp = 5.56  $\mu\text{m}$   
 Sv = 5.13  $\mu\text{m}$   
 Sz = 10.7  $\mu\text{m}$   
 Ssk = 0.905  
 Sku = 12.5

Param. de surface et volume

Smr = 0 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)  
 Smmr = 5.13  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$   
 Smvr = 5.56  $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$

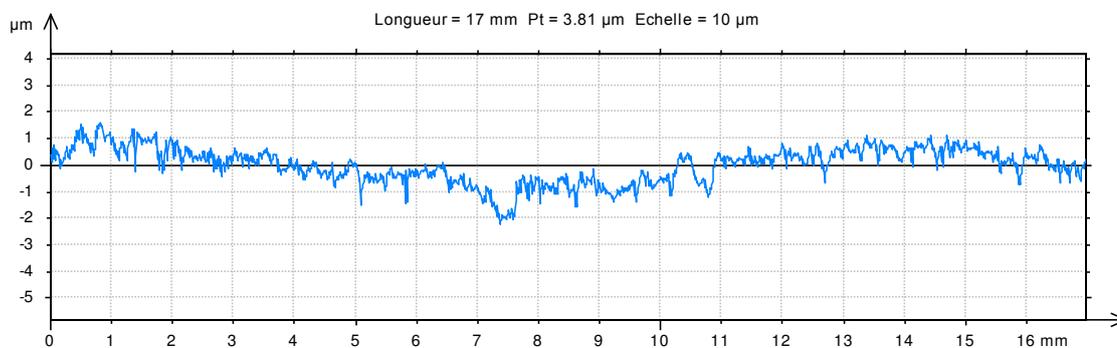
Paramètres fonctionnels, non filtré

Smq = \*\*\*\*\*

Annexe 8.46. Paramètres calculés sur la surface à 240°

## ANNEXE 9. MESURES DES PROFILS

- **Profil du coussinet supérieur neuf**
  - Mesure à 60° de position circonférentielle :



Annexe 9.1. Profil axial à 60°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_030 > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
 \* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5  $\mu\text{m}$ .

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.183  $\mu\text{m}$

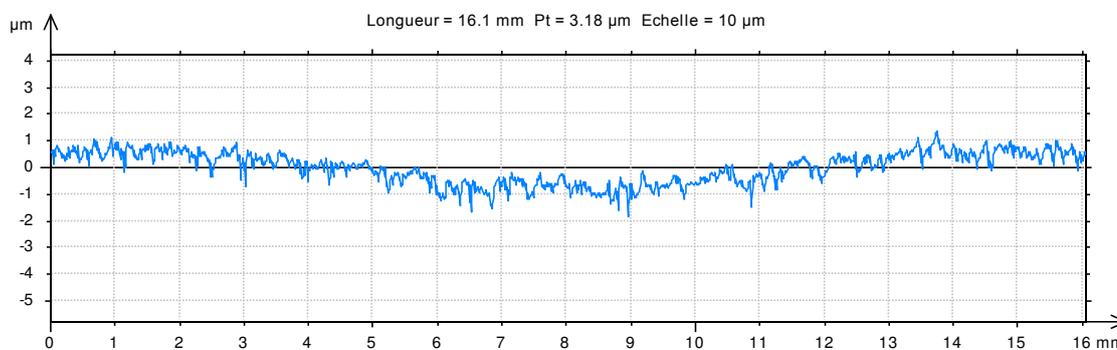
Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 100 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0471 mm

Annexe 9.2. Paramètres calculés du profil axial à 60°

- Mesure à 0° de position circonférentielle :



Annexe 9.3. Profil axial à 0°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_090  
> ... > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5  $\mu\text{m}$ .

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.164  $\mu\text{m}$

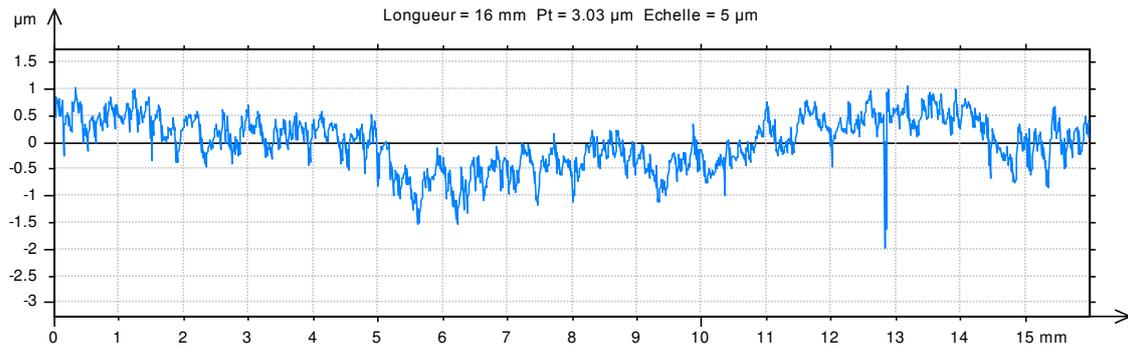
Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 100 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0512 mm

Annexe 9.4. Paramètres calculés du profil axial à 0°

- Mesure à 300° de position circonférentielle :



Annexe 9.5. Profil axial à 300°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_150  
> ... > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5  $\mu\text{m}$ .

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.17  $\mu\text{m}$

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

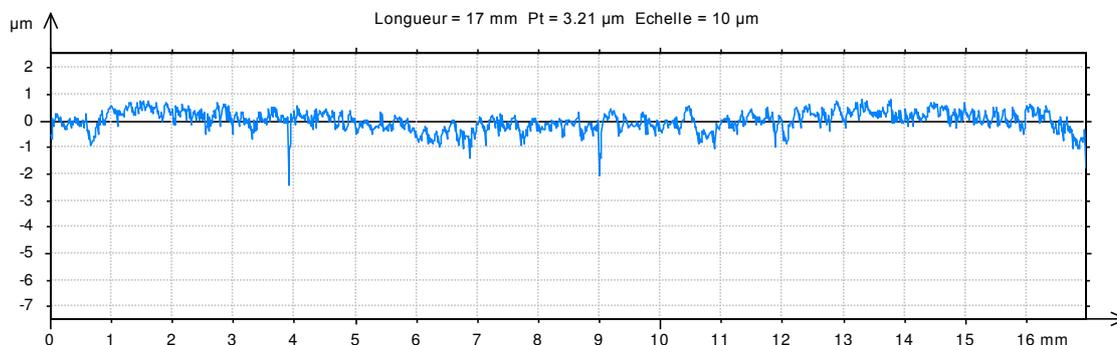
Rmr = 99.9 % (1  $\mu\text{m}$  sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0507 mm

Annexe 9.6. Paramètres calculés du profil axial à 300°

- **Profil du coussinet inférieur neuf**

- Mesure à 240° de position circonférentielle :



Annexe 9.7. Profil axial à 240°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_210B > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

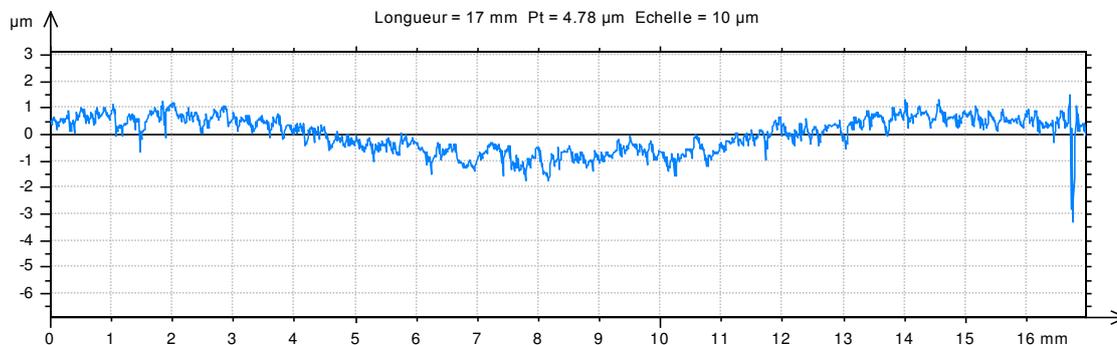
Ra = 0.177 µm

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 100 % (1 µm sous le pic le plus haut)  
RSm = 0.0483 mm

Annexe 9.8. Paramètres calculés du profil axial à 240°

- Mesure à 180° de position circonférentielle :



Annexe 9.9. Profil axial à 180°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_  
270 > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.162 µm

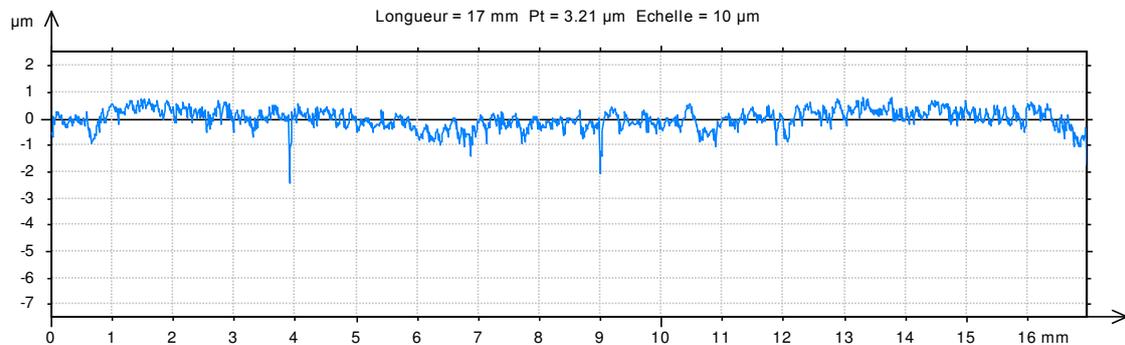
Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 99.9 % (1 µm sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0499 mm

Annexe 9.10. Paramètres calculés du profil axial à 180°

- Mesure à 120° de position circonférentielle :



Annexe 9.11. Profil axial à 120°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_  
330B > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.177 µm

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

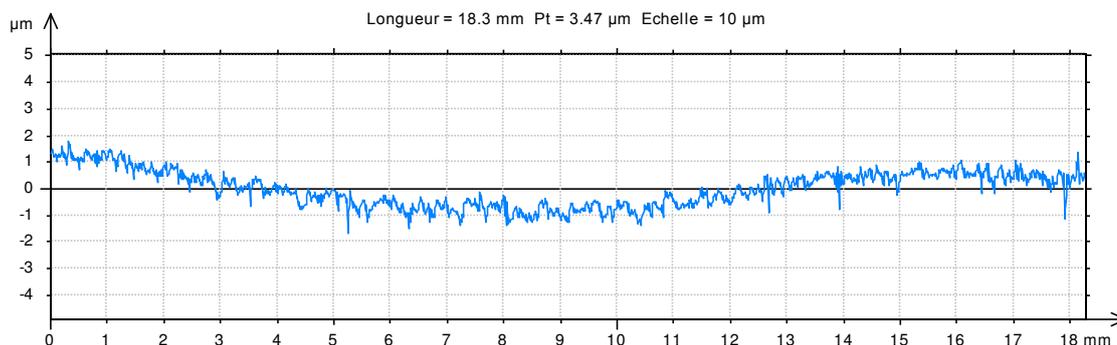
Rmr = 100 % (1 µm sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0483 mm

Annexe 9.12. Paramètres calculés du profil axial à 120°

- **Profil du coussinet supérieur usagé**

- Mesure à 60° de position circonférentielle :



Annexe 9.13. Profil axial à 60°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_30\_USE > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
 \* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.151 µm

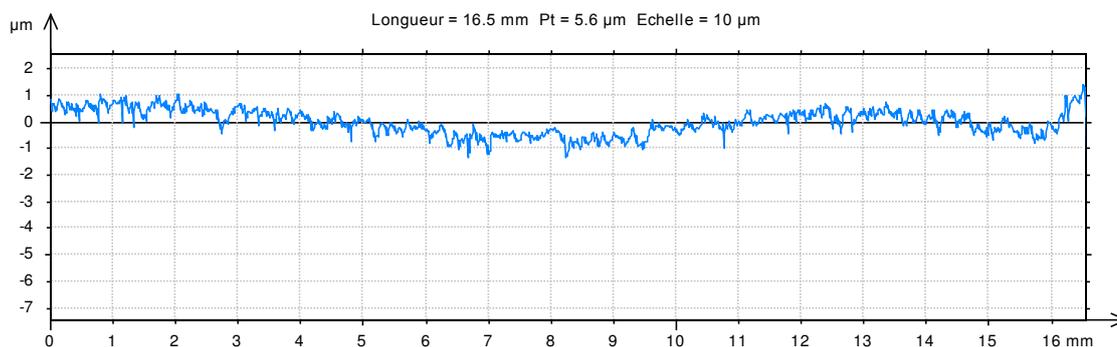
Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 100 % (1 µm sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0553 mm

Annexe 9.14. Paramètres calculés du profil axial à 60°

- Mesure à 0° de position circonférentielle :



Annexe 9.15. Profil axial à 0°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_90\_USE > ... > Profil concaténé**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.14 µm

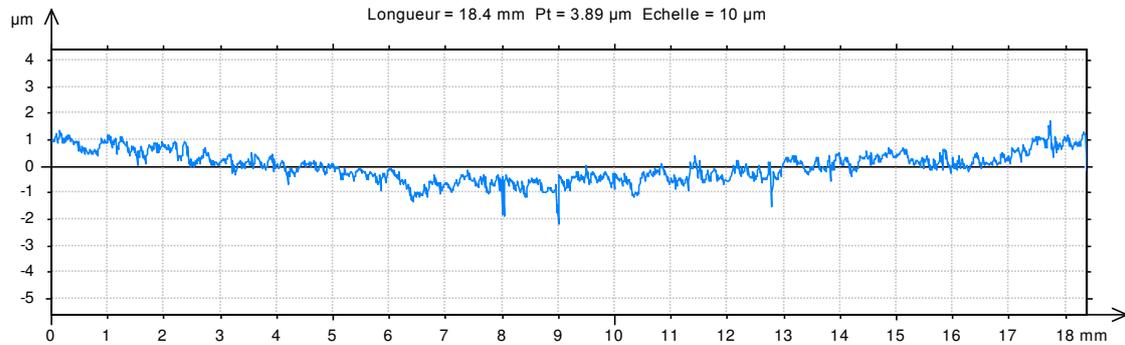
Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 100 % (1 µm sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0549 mm

Annexe 9.16. Paramètres calculés du profil axial à 0°

- Mesure à 300° de position circonférentielle :



Annexe 9.17. Profil axial à 300°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_150\_USE > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.143 µm

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

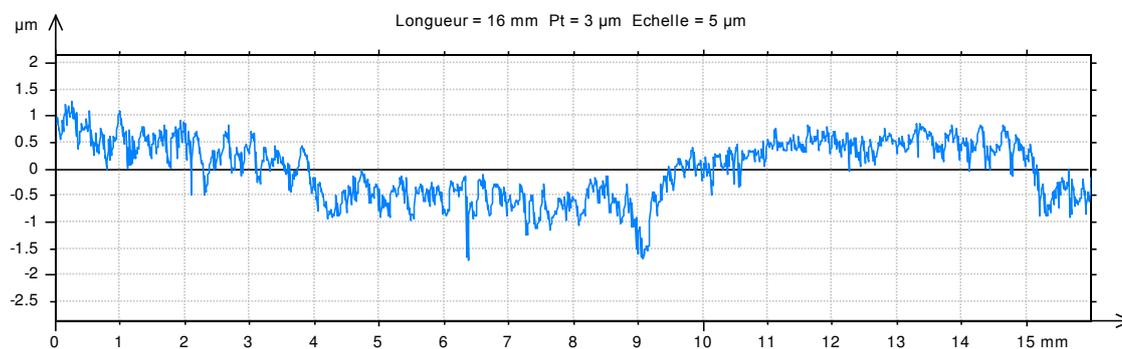
Rmr = 100 % (1 µm sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0567 mm

Annexe 9.18. Paramètres calculés du profil axial à 300°

- **Profil du coussinet inférieur usagé**

- Mesure à 240° de position circonférentielle :



Annexe 9.19. Profil axial à 240°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_210  
\_USE > ... > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.156 µm

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 100 % (1 µm sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0552 mm

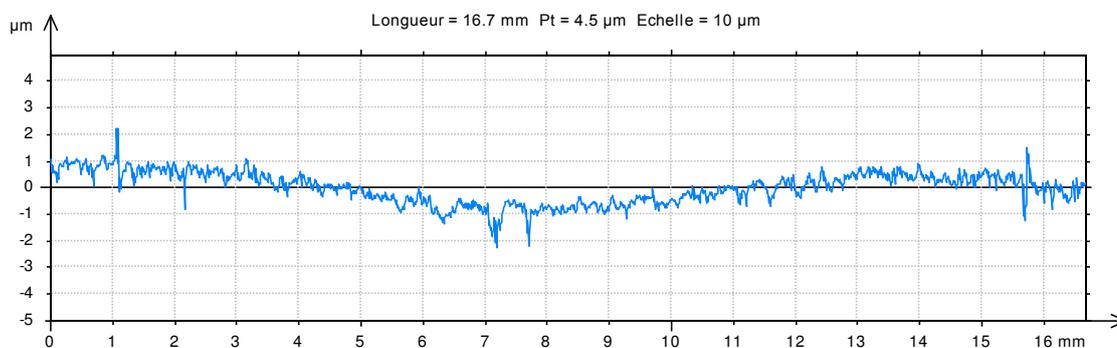
Paramètres non filtrés

Pa = 0.486 µm

Pq = 0.56 µm

Annexe 9.20. Paramètres calculés du profil axial à 240°

- Mesure à 180° de position circonférentielle :



Annexe 9.21. Profil axial à 180°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_270\_USE > ... > Profil concaténé**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.15 µm

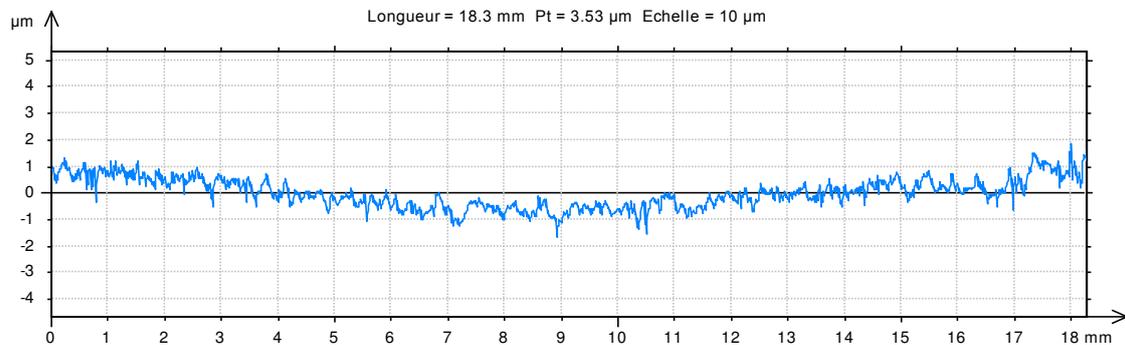
Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 100 % (1 µm sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0548 mm

Annexe 9.22. Paramètres calculés du profil axial à 180°

- Mesure à 120° de position circonférentielle :



Annexe 9.23. profil axial à 120°

**Paramètres calculés sur le profil RUGOSITE\_330\_USE > Redressé (MC)**

\* Paramètres calculés par moyenne de toutes les longueurs de base.  
\* Un filtre de microrugosité a été utilisé, avec un cut-off de 2.5 µm.

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.8 mm

Ra = 0.159 µm

Paramètres de rugosité, Filtre gaussien, 0.0601 mm

Rmr = 100 % (1 µm sous le pic le plus haut)

RSm = 0.0543 mm

Annexe 9.24. Paramètres calculés du profil axial à 120°





## « Modélisation de l'interaction entre le coussinet et le corps de bielle »

La tête de bielle n'est pas un solide mono-corps mais un solide multi-corps. Le serrage non-adapté des vis d'assemblage et les discontinuités des solides peuvent produire des phénomènes indésirables comme le glissement du coussinet dans son logement. Malgré des logiciels de calculs performants permettant de prédire le comportement des paliers il existe encore de nombreuses avaries notamment liées aux contacts entre le coussinet et son logement. La difficulté de la modélisation du contact coussinet/logement réside principalement dans l'interaction entre les différents solides et les conditions de fonctionnement. Cette étude propose une solution pour analyser ce problème par couplage entre un logiciel de calcul élastohydrodynamique (ACCEL) et un logiciel permettant le calcul du contact avec frottement entre les coussinets et le corps de bielle (ABAQUS). Après une étude bibliographique des études antérieures dédiées à la modélisation numérique et expérimentale des paliers de tête de bielle, la première partie est dédiée à une description des modèles numériques utilisés pour prédire le comportement élastohydrodynamique de paliers lubrifiés ainsi que les techniques employées pour étudier le contact sec avec frottement en mécanique. La deuxième partie présente la solution adoptée pour réaliser le couplage entre le logiciel ACCEL et le logiciel ABAQUS. Le modèle a été premièrement validée dans le cas d'un palier soumis une charge tournante. Par la suite, plusieurs calculs paramétriques, réalisés sur un cas type de palier de tête de bielle, nous ont permis de montrer l'influence des conditions de fonctionnement (diagramme de charge, vitesse de rotation, etc.) ainsi que d'autres caractéristiques de la bielle (coefficient de frottement, épaisseur du coussinet, etc) sur le comportement du palier et plus précisément sur le glissement relatif entre les coussinets et le corps de bielle.

### “Modeling of the interaction between the shell and the connecting rod body”

The connecting rod is not a single body but a multi-body solid. A non-appropriate screw tightening, coupled with the solid discontinuities, can lead to undesirable phenomena such as the rotation of the shell in its housing. Despite modern numerical tools, capable to predict the bearing EHD behaviour, there are still many damages related to cumulative microslip between the bearing shell and the conrod body. The difficulty of modelling the shell/conrod contact is mainly due to the interaction between the solids and the operating conditions. This study presents a solution to analyse this problem, by coupling an elasto-hydrodynamic (EHD) software (ACCEL) with a commercial software (ABAQUS) able to predict the frictional contact between the shell and the conrod. After a literature review of previous studies dedicated to the numerical and experimental modelling of connecting rod bearings, the first part is dedicated to a description of the numerical models used to predict the EHD behaviour of lubricated bearings. Follows the presentation of the techniques used to study the dry frictional contact mechanics. The next part presents the adopted solution used to couple the two software. The model was first validated in the case of a bearing submitted to a rotating load. Subsequently, several parametric calculations are presented. We were able to show the influence of the operating conditions (load diagram, velocity,...) as well as other characteristics of the conrod (friction coefficient, thickness of the shell, etc.) on the performances of the bearing and more exactly on the microslip between the shells and the conrod body.

**Mots clés:** Paliers composés, Lubrification Elasto-hydrodynamique, Tête de bielle, Bielle, Frottement, Palier

**Keywords:** Complex Bearing, Elasto-hydrodynamic lubrication, Big-end Bearing, Connecting rod, Friction, Journal Bearing