

Étude de la lubrification EHD rugueuse établie localement dans un palier

INGRID RICHE ET BERNARD VILLECHASSE^a

Laboratoire de Mécanique des Solides, Équipe Structures et Interfaces, 4 avenue de Varsovie, 16021 Angoulême Cedex, France

Reçu le 28 mars 2003, accepté le 2 juillet 2004

Résumé – Nous étudions ici la lubrification d'un palier dans une zone très localisée où l'épaisseur du film est particulièrement faible. Le problème ainsi posé est un problème de lubrification élastohydrodynamique rugueuse où il y a de fortes variations relatives d'épaisseur de film. Nous comparons les résultats obtenus dans cette situation par les équations de Navier-Stokes d'une part et par l'équation de Reynolds d'autre part. Puis nous regardons les influences mutuelles des différentes fréquences spatiales de la rugosité et du film lubrifiant. Les travaux en lubrification sont nombreux. Nous rappelons le classement bien connu des situations de lubrification, explicité sur une courbe de Stribeck, qui ordonne selon les épaisseurs croissantes de film, la lubrification limite, la lubrification mixte et la lubrification en film complet. Ceci nous conduit à considérer notre situation micro-élastohydrodynamique comme intermédiaire entre les lubrifications limite et mixte. Nous proposons ensuite une revue bibliographique montrant les deux approches, statistiques et déterministes, utilisées généralement pour intégrer la rugosité dans les équations de la lubrification élastohydrodynamique. Nous justifions ainsi le choix d'une approche déterministe pour notre étude. Les hypothèses et les méthodes utilisées par notre modèle étant ainsi précisées, nous présentons alors les résultats concernant les deux objectifs cités précédemment.

Mots clés : Lubrification micro-élastohydrodynamique / rugosité / déterministe / stochastique / glissement pur

Abstract – **Study of rough EHL locally established in a bearing.** This study concerns itself with the lubrication of a bearing in a very localised area where the film thickness is particularly low. The problem thus posed is a problem of rough elasto-hydrodynamic lubrication where there are strong relative variations of film thickness. We compare the results obtained in this situation on the one hand using the equations of Navier-Stokes and on the other hand the equation of Reynolds. Then we look at the mutual influences of the various spatial frequencies of roughness and lubricating film. Studies in lubrication have been numerous. We recall the well-known classification of the lubrication regime, clarified on a curve of Stribeck, which is arranged according to increasing film thicknesses, boundary lubrication, mixed lubrication and complete film lubrication. This leads us to regard our micro-elasto-hydrodynamic situation as intermediary between boundary lubrication and mixed lubrication. Subsequently we propose a bibliographical review showing the two approaches, one statistic and the other determinist, generally used to integrate roughness in the equations of elasto-hydrodynamic lubrication. We thus justify the choice of a determinist approach for our study. The hypotheses and the methods used by our model thus having been specified, we then show the results relating to the two previously quoted objectives.

Key words: Micro-elasto-hydrodynamic lubrication / roughness / deterministic / stochastic / pure sliding

^a Auteur correspondant :
bvillechaise@iutang.univ-poitiers.fr

Nomenclature

h	épaisseur du film entre la surface lisse et le profil moyen de la surface rugueuse, m
L	longueur de la zone locale étudiée, m
p	pression dans le domaine, MPa
p_0	pression d'entrée et de sortie du domaine étudié, MPa
P	pression adimensionnée par $\eta UL/h^2$
u	vitesse des particules fluides selon x , m.s^{-1}
U	vitesse adimensionnée par U_0 selon x
U_0	vitesse de la surface lisse, m.s^{-1}
v	vitesse des particules fluide selon y , m.s^{-1}
V	vitesse adimensionnée par εU_0 selon y
ε	rapport h/L
γ	paramètre d'orientation
Λ	rapport de l'épaisseur de film sur l'écart type σ , $\Lambda = h/\sigma$
η	viscosité dynamique, Pa.s
σ	écart type de la rugosité combinée des deux surfaces (rms)
x	coordonnée suivant le glissement, m
y	coordonnée suivant l'épaisseur du film, m

1 Introduction

Depuis une dizaine d'années, les travaux de modélisation en lubrification élastohydrodynamique prêtent une attention croissante aux paramètres géométriques de rugosité des surfaces. Ces paramètres définissent principalement la hauteur des pics et des creux de la rugosité, et de l'orientation de la direction prédominante par rapport au sens de l'écoulement. Elle peut être longitudinale, transversale ou isotrope.

L'influence de cette rugosité diffère selon le régime de lubrification auquel est soumis le contact lubrifié. La nature du contact lubrifié et plus particulièrement ses dimensions conditionnent, du fait des limitations en puissance de calcul, le mode de description de la rugosité. Elle peut être considérée d'un point de vue statistique ou d'un point de vue déterministe.

Les deux premières parties de cet article s'articulent autour de ces observations. La première partie présente les régimes de lubrification pour lesquels il est nécessaire de prendre en compte la rugosité de surface. Ces régimes sont définis par rapport à la hauteur de film séparant les surfaces antagonistes. Plus cette hauteur est faible, plus elle approche l'ordre de grandeur de la hauteur des aspérités. L'influence de la rugosité n'est alors plus négligeable et doit être considérée.

La seconde partie introduit deux approches distinctes de prise en compte de la rugosité en lubrification élastohydrodynamique de contacts conformes. Le point de vue statistique, dit stochastique, a permis d'introduire la rugosité dans le modèle de Reynolds [1,2]. Puis, la rugosité a pu, grâce notamment aux évolutions des moyens de calculs, être définie de façon plus précise pour décrire son influence en lubrification. La surface rugueuse a été alors modélisée par une surface lisse avec une seule aspérité [3], et ensuite par une fonction sinusoïdale [4]. Plus récemment, des travaux [5–7] prennent en compte une rugosité de surface mesurée à l'aide de techniques par contact ou basées sur des méthodes optiques.

Quelle que soit l'approche développée, la théorie des films minces visqueux est généralement appliquée. Ceci suppose que toutes les hypothèses conduisant à l'équation de Reynolds sont vérifiées. Or, dans le contexte rugueux, l'hypothèse selon laquelle la courbure des surfaces peut être négligée mérite d'être réévaluée. Pour répondre à cette interrogation, nous présentons une modélisation locale bidimensionnelle d'un contact élastohydrodynamique rugueux en glissement pur sans l'hypothèse des films minces. La comparaison des modèles de Navier-Stokes et de Reynolds réalisée ainsi nous conduit à vérifier la validité du modèle de Reynolds. De plus, ce modèle nous permet de comprendre les interactions réciproques entre la géométrie de la rugosité et la pression dans le film. Nous présentons des résultats montrant quelles sont les fréquences spatiales de la rugosité influentes et influencées.

2 Les régimes de lubrification

Les paramètres géométriques de rugosité de surface doivent être pris en compte dès lors que la hauteur de film atteint l'ordre de grandeur des rugosités. Ainsi, trois régimes sont mis en évidence : le régime de lubrification limite, le régime de lubrification mixte et la lubrification en film complet.

En lubrification limite, la charge est principalement supportée par les aspérités en contact. Celles-ci sont recouvertes d'un film de lubrifiant adsorbé qui assure la séparation des surfaces. Ce régime se rencontre généralement pour des contacts en basse pression [8]. Aujourd'hui, certains auteurs distinguent le cas particulier de la lubrification en films minces. Elle caractérise les contacts pour lesquels l'épaisseur de film séparant les surfaces est seulement de quelques nanomètres. La force d'interaction entre les surfaces [9] est alors prise en compte dans l'étude élastohydrodynamique du contact. Spikes [10] décrit ce régime comme étant à la limite du régime élastohydrodynamique et du régime limite.

Le régime de lubrification mixte est un régime intermédiaire entre la lubrification limite et la lubrification en film complet. L'effet hydrodynamique tend à séparer les surfaces mais elles restent encore en contact sur une partie de leurs aspérités.

La modélisation et la simulation de ces deux derniers régimes ont pris beaucoup d'importance ces dernières années [11, 12] en raison de conditions de lubrification de plus en plus sévères.

La littérature fait également référence au régime micro-élastohydrodynamique [13–15]. Il se caractérise par un film lubrifiant complet. Mais la micro-géométrie (la rugosité de surface) engendre des variations locales de pression et de hauteur de film. Ce régime se situe donc à la limite entre la lubrification mixte et en film complet.

Nous voulons modéliser une zone dans un contact palier où l'épaisseur du film devient très faible en raison d'une surcharge par exemple. Le contrôle général du film lubrifiant à l'échelle du palier est toujours du ressort de la lubrification en film complet. Cependant, dans la zone indiquée, les variations d'épaisseurs de film dues à la géométrie rugueuse sont importantes relativement à l'épaisseur moyenne du film dans cette zone. C'est typiquement la situation décrite par les modèles micro-élastohydrodynamiques.

3 La rugosité et la modélisation de contacts lubrifiés rugueux : deux approches

Parmi les premiers travaux sur la lubrification des contacts rugueux, la rugosité de surface a été introduite statistiquement. Puis, l'augmentation de la puissance informatique a permis la réalisation d'études dans lesquelles la rugosité s'approche de plus en plus de la rugosité réelle d'une surface.

3.1 L'approche stochastique

Les concepts stochastiques ont été introduits par Tzeng et Saibel [16] en 1967 et appliqués à l'étude unidimensionnelle d'un patin dont la rugosité est orientée transversalement. Deux ans plus tard, l'équation de Reynolds stochastique a été développée [17, 18] pour analyser l'influence de la rugosité transversale ou longitudinale sur la lubrification d'un palier. Cette limitation sur l'orientation de la rugosité a conduit à l'introduction de facteurs de flux dans l'équation de Reynolds. Cette équation de Reynolds moyennée présentée par Patir et Cheng [19, 20] est toujours mise en œuvre de nos jours.

Cette analyse statistique met en évidence un paramètre important : le rapport $\Lambda = h/\sigma$ de l'épaisseur nominale de film h sur l'écart type σ de la rugosité combinée des deux surfaces. Ce rapport permet de juger de l'importance des effets de la rugosité sur la lubrification des contacts conformes. Si $\Lambda > 3$, les effets de la rugosité ne sont pas importants, et l'équation de Reynolds classique pour des surfaces lisses convient. Pour $\Lambda < 3$,

on considère que les aspérités interagissent les unes avec les autres, et le régime de lubrification est mixte. Lorsque $\Lambda \approx 3$, les effets commencent à devenir non négligeables et l'équation de Reynolds « moyennée » peut alors être utilisée.

Leur étude fait également apparaître un paramètre d'orientation γ introduit dans l'équation de Reynolds « moyennée ». Il est égal à 1 pour une rugosité isotrope, à 0 pour une rugosité transverse et à l'« ∞ » pour une rugosité longitudinale.

S'appuyant sur ce modèle, des travaux en lubrification hydrodynamique ont été menés sur des paliers de longueur finie [21], puis les déformations élastiques ont été introduites pour les études de paliers fonctionnant en lubrification mixte [22–24].

Cette approche présente toutefois des limites à l'analyse des contacts lubrifiés rugueux. La déformation élastique de la micro-géométrie n'est pas déterminée. Seul l'effet de la déformation élastique sur la géométrie globale est pris en compte, la rugosité de surface est alors considérée comme rigide. Avec l'approche statistique, deux profils de rugosité statistiquement équivalents conduisent aux mêmes variations de pression et de hauteur de film. Mais, si pour ces deux profils, on décrit les pics et les creux de la rugosité explicitement, les variations de pression et de hauteur de film seront différentes. Ceci est une limite de l'approche statistique. Et cette limite prend de l'importance dès lors que l'objectif de l'étude est l'analyse des contraintes en sous-surface et de la durée de vie en fatigue. L'approche stochastique permet une analyse globale de l'influence de la rugosité dans les contacts lubrifiés rugueux. Elle peut se révéler utile pour une première évaluation du comportement des matériaux.

3.2 L'approche déterministe

Elle est basée sur la description de profils simples (une surface lisse avec une seule aspérité ou une fonction sinusoidale) ou de surfaces réelles. L'étude du contact lubrifié rugueux s'effectue alors à l'aide de l'équation de Reynolds utilisée dans la théorie des films minces visqueux [8] et des équations de l'élasticité linéaire pour les déformations des rugosités dans l'étude de la lubrification élastohydrodynamique.

Les nombreux travaux sur le sujet portent sur la lubrification de contacts fortement chargés, tels que les contacts ponctuels (circulaires, elliptiques) ou linéiques. Les études [4, 13] se sont limitées au cas où seule une aspérité ou une paire en vis-à-vis passe dans le contact élastohydrodynamique lisse. Puis, la rugosité a été modélisée par une fonction sinusoidale de longueur d'onde relativement faible pour approcher au mieux la rugosité réelle [25]. Ces dernières années, des chercheurs ont continué à développer ce modèle comme une première étape dans la compréhension de la lubrification entre surfaces rugueuses [14, 26, 27].

Parallèlement, des profils de rugosité mesurés ont été introduits dans les études de lubrification rugueuse [15, 28, 29].

D'autres travaux numériques et expérimentaux portent sur les contacts en lubrification élastohydrodynamique mixte [30, 31] pour lesquels les aspérités entrent en contact. Un modèle numérique pour l'étude d'un palier a également été validé par Zhu [32] qui permet de simuler la transition entre le film complet EHD, le film mixte jusqu'à atteindre le régime de lubrification limite, et ce pour une rugosité tridimensionnelle mesurée.

L'approche déterministe et l'approche stochastique sont toutes deux basées sur l'utilisation de l'équation de Reynolds.

Pour la zone de contact que nous avons étudié, le paramètre Λ est de l'ordre de 1. La méthode déterministe s'impose donc de fait.

4 Modèle de Stokes et de Reynolds pour la lubrification rugueuse

L'une des hypothèses d'application de l'équation de Reynolds (classique ou moyennée) est que la longueur caractéristique dans la direction de l'écoulement est très grande devant l'épaisseur de film. Certains auteurs [33–35] se sont interrogés sur la validité de cette hypothèse lorsque la rugosité, bien que présentant des hauteurs entre pics et vallées plus petites que l'épaisseur de film, a une longueur d'onde du même ordre de grandeur que cette épaisseur. Ainsi, ils différencient la rugosité qu'ils appellent « rugosité de Reynolds » de la « rugosité de Stokes ». Ces termes ont été introduits par Elrod [33] en 1973 pour nommer les différents types de rugosités pour lesquels l'équation de Reynolds ou les équations de Stokes s'appliquent.

En 1977, Sun [34] s'intéresse au problème du contact bidimensionnel lubrifié stationnaire. Il met en évidence deux échelles définies selon le sens de l'écoulement : l'une est la longueur de contact et l'autre est l'espacement entre les rugosités. Pour un écoulement plan, bidimensionnel, d'un fluide incompressible à viscosité constante, les équations qui régissent le problème sont les suivantes :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad \text{conservation de la masse} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} &= \varepsilon^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \\ \frac{\partial P}{\partial y} &= \varepsilon^2 \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \varepsilon^4 \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \end{aligned} \quad \begin{array}{l} \text{équations de Navier-Stokes} \\ \text{avec } \varepsilon = h/L \end{array} \quad (2)$$

Dans la théorie de Reynolds, les termes des membres de droite des équations de Navier-Stokes sont négligés puisque le rapport ε est très petit. Mais, si l'espacement entre les rugosités est de l'ordre de l'épaisseur de film (ε de l'ordre de 1), ces termes ne sont plus négligeables et la théorie des films minces visqueux n'est plus applicable.

En 1986, cette modélisation est reprise pour des travaux portant sur des têtes de lecture et d'enregistrement pour des disques magnétiques. Les résultats montrent une variation de pression obtenue avec la formulation de Stokes supérieure à celle obtenue avec l'équation

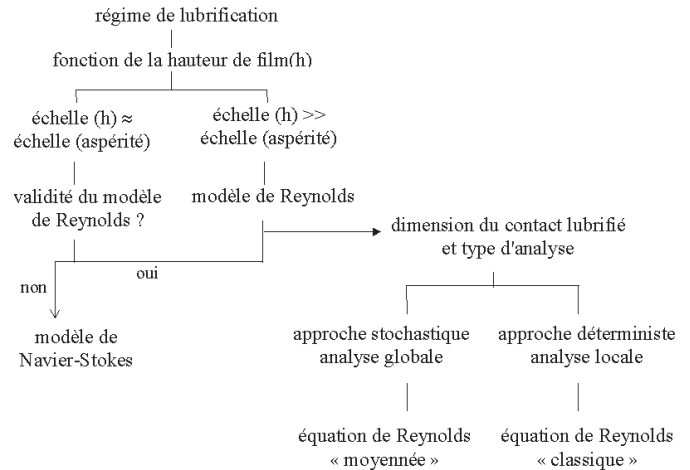


Fig. 1. Conditions d'utilisation des modèles de Navier-Stokes et de Reynolds.

de Reynolds. Les auteurs [35], par ailleurs, précisent que la bibliographie ne fait état d'aucun autre article sur ce sujet hormis ceux cités précédemment. Le peu de développements effectués sur la rugosité de Stokes laisse penser que la rugosité d'une surface technologique présente des pentes suffisamment faibles pour que l'équation de Reynolds suffise à décrire l'écoulement.

Cependant, récemment, des travaux ont été menés avec la description de Stokes sur des contacts linéiques mais lisses [36, 37]. Almqvist [38] précise que l'avantage du modèle de Stokes est de pouvoir être utilisé si l'échelle des aspérités dans le contact est telle que la validité de l'approximation en film mince est incertaine.

La figure 1 récapitule les différents cas d'études de situations de lubrification élastohydrodynamique de contact rugueux.

5 Étude locale d'un contact rugueux bidimensionnel

5.1 Choix d'une approche descriptive de la rugosité

L'analyse qui suit porte sur l'étude d'un incident de lubrification dans un palier. Dans ce contexte, l'épaisseur de film devient très faible localement. La rugosité se présente comme un des paramètres importants dans l'évolution de la situation.

Pour cette étude, une description déterministe de la rugosité est utilisée. Elle permet ainsi de déterminer précisément le comportement du contact en terme d'épaisseur du film d'huile et de pression.

Le profil dont nous disposons a été obtenu à l'aide d'un rugosimètre optique.

5.2 Comparaison des résultats obtenus par Navier-Stokes et Reynolds

La zone de contact élastohydrodynamique étudiée est isolée très localement au sein d'un contact lubrifié, à un

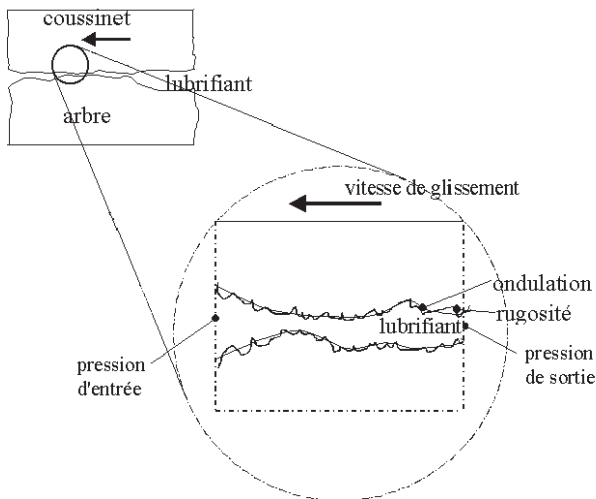


Fig. 2. Schéma de la zone de palier étudiée.

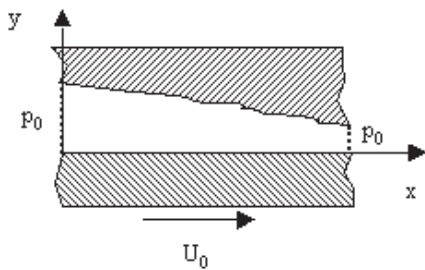


Fig. 3. Géométrie et conditions en pression dans le contact.

endroit où l'épaisseur de film devient très faible (Fig. 2). La pression moyenne dans la zone de prélèvement est de 100 MPa.

On réalise donc une étude locale d'un contact glissant stationnaire, décrit sur 0,23 mm, entre une surface réelle rugueuse et une surface lisse animée d'une vitesse U_0 de 10 m.s^{-1} (Fig. 3). La hauteur minimale de film initiale est imposée à $0,1 \mu\text{m}$. Les déformations élastiques des surfaces sont calculées en considérant que les solides ont un module d'élasticité de 210 GPa. Le fluide est isovisqueux de viscosité dynamique égale à 12 mPa.s.

Le modèle 1 utilise les équations de Navier-Stokes et l'équation de conservation de la masse. Le modèle 2 utilise l'équation de Reynolds.

Modèle 1 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Modèle 2 :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta U_0 \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4)$$

Pour chacun de ces modèles, il faut classiquement résoudre simultanément :

- la ou les équations présentées,
- le calcul de la déformation élastique effectué ici par la formulation de Boussinesq,
- prendre en compte la condition de charge constante pour cette partie du contact.

Une comparaison des champs de pression et des variations de hauteur de film obtenus par les deux modèles permet de constater que, pour ce cas de rugosité réelle mesurée, les résultats obtenus par les deux modèles sont identiques. De plus, le champ de pression obtenu avec le modèle 1 ne varie pas dans l'épaisseur du film lubrifiant.

Le relevé de rugosité utilisé présente des pentes locales ordinaires ($<10\%$). Principalement de ce fait, les inquiétudes quant à la non validité du modèle de Reynolds ne sont pas fondées pour cette rugosité.

5.3 Influence réciproque entre la pression et la rugosité

La pression modifie la forme des surfaces en induisant des déformations élastiques du solide. La forme de la surface contrôle la génération de pression en créant des convergents et des divergents. Ces interactions mutuelles sont mises en concurrence dans l'algorithme de résolution du problème élastohydrodynamique. Les tendances au lissage ou non de la surface ne sont pas évidentes à montrer a priori. Avec notre modèle, nous avons cherché à comprendre les équilibres en les analysant pour différentes fréquences spatiales intervenant dans cette rugosité de surface réelle.

Les figures 4 et 5 montrent les variations obtenues pour la pression et pour l'épaisseur de film. On constate que la hauteur minimale de film déterminée lors du calcul élastohydrodynamique est légèrement inférieure à la hauteur minimale imposée. Cette dernière est la hauteur minimale que l'on obtiendrait sous cette charge et sous ces conditions cinématiques en hydrodynamique sans prise en compte des déformations élastiques. Cette diminution est d'environ 15 %. Pour la pression maximale dans le film, on observe une légère diminution (moins de 1 %). Le profil de hauteur de film semble indiquer un redressement du profil de la surface rugueuse, c'est-à-dire une tendance en moyenne à aller vers une épaisseur constante. Sur la figure 6, le tracé de la droite de régression linéaire associée à ce profil pour les cas hydrodynamique et élastohydrodynamique le confirme. Par contre, les pics et les creux de rugosité sont toujours présents quel que soit le régime. La décomposition en harmoniques de la surface rugueuse à l'aide d'une transformation de Fourier rapide permet de séparer les composantes hautes fréquences (les pics et creux de la rugosité) des composantes basses fréquences (l'ondulation). La comparaison des profils déformés et non déformés, d'après la figure 7 pour les premières fréquences spatiales, montre que si les composantes hautes fréquences sont toujours quasiment inchangées, les composantes basses fréquences

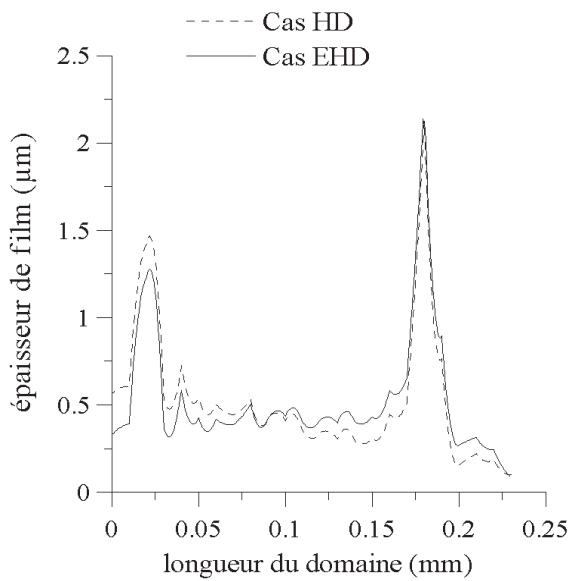


Fig. 4. Variation de l'épaisseur de film en HD et EHD.

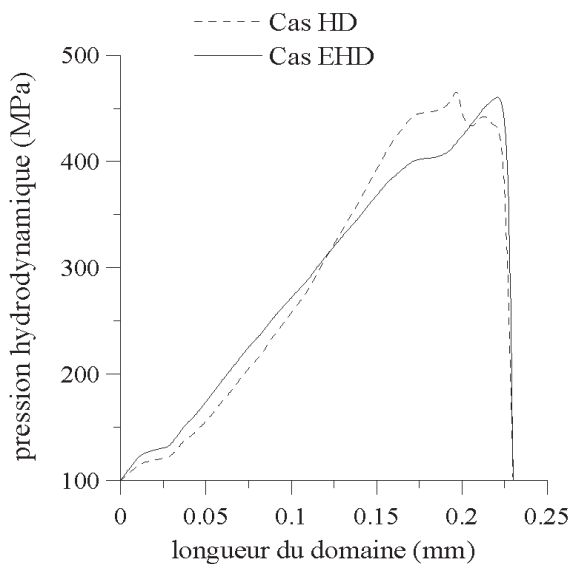


Fig. 5. Variation de la pression en HD et EHD.

sont modifiées. Ce résultat est en accord avec les travaux de Greenwood [39] et Masen [31].

La mise en œuvre d'un filtrage passe-haut puis passe-bas sur les premières fréquences appuie également ce résultat. Les figures 8 et 9 mettent en évidence que la micro-géométrie du profil des pics et creux de rugosité est peu modifiée tandis que le profil d'ondulation l'est nettement.

L'ondulation, peut-être assimilée à la forme convergente du domaine dans le cas de cette étude locale. On compare ce contact rugueux avec un coin d'huile dont la pente de la surface stationnaire est donnée par la pente de la droite moyenne du profil rugueux.

La hauteur de film obtenue en élastohydrodynamique dans le contact lisse (Fig. 10) suit globalement la même variation que celle déterminée précédemment pour le

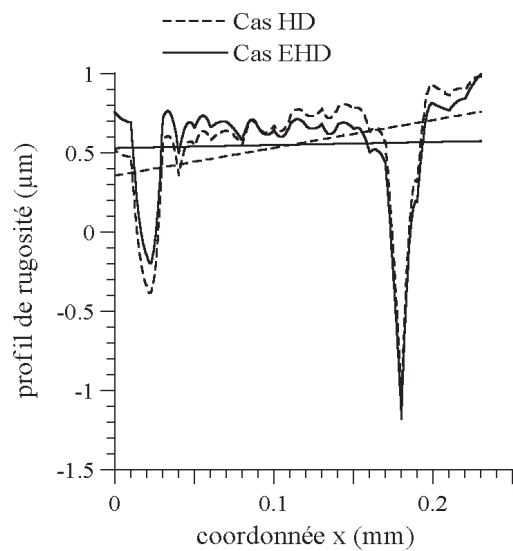


Fig. 6. Profil de la surface et droite associée en HD et EHD.

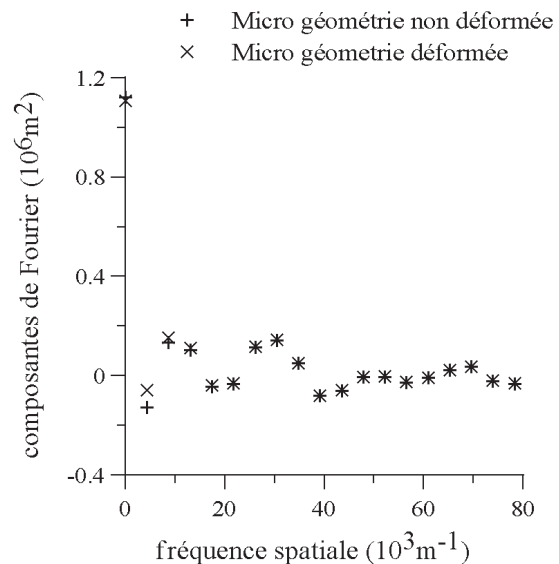


Fig. 7. FFT du profil de la surface rugueuse en HD et EHD.

contact rugueux. En réduisant la rugosité à sa plus basse fréquence, c'est-à-dire à une variation linéaire de l'épaisseur de film comme dans un blochet lisse, on obtient une épaisseur de film qui lisse la pression obtenue avec la surface rugueuse. Il apparaît donc que ce sont les paramètres d'ondulation de la surface qui sont déterminants pour la pression dans le film lubrifiant.

6 Conclusion

L'étude présentée est une étude locale du contact micro-élastohydrodynamique dans un palier rugueux. Mais, cette étude peut également être appliquée à d'autres contextes que le palier puisqu'elle est locale. La comparaison des variations obtenues par les modèles de Reynolds et de Navier-Stokes permet de conclure positivement sur

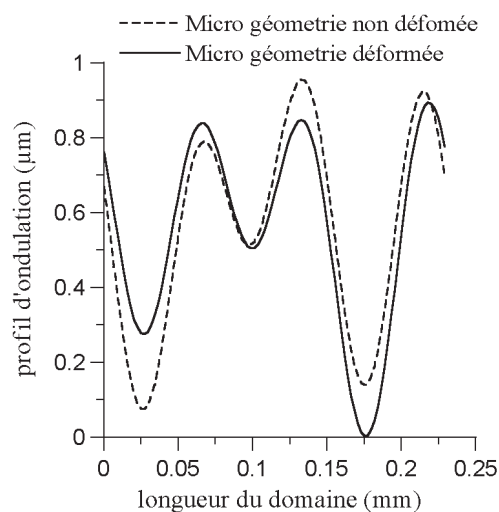


Fig. 8. Profil d'ondulation (les cinq premières fréquences).

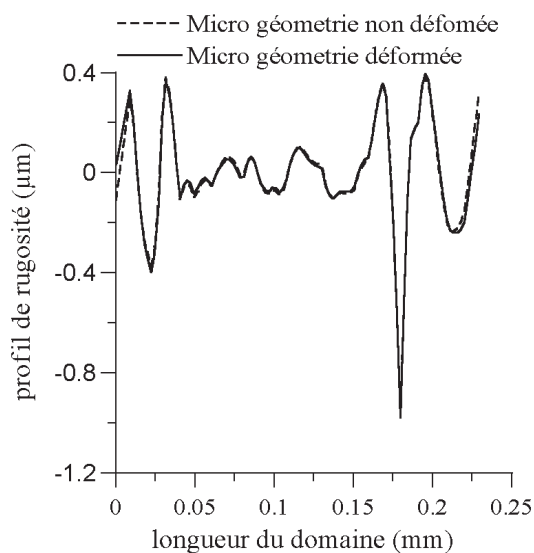


Fig. 9. Profil de rugosité (sans les cinq premières fréquences).

la validité du modèle de Reynolds appliquée à l'étude d'un contact rugueux. Les résultats obtenus montrent que l'ondulation de la surface est un paramètre qui influe de manière significative sur la pression dans le film d'huile contrairement aux pics et aux creux de rugosité.

À « grande échelle », on peut limiter l'étude de l'influence de la rugosité à une analyse stochastique. Elle permet de déterminer globalement les variations de pression et d'épaisseur de film dans le contact. Elle fournit ainsi des informations qui peuvent conduire à entreprendre une analyse plus fine par l'utilisation de l'analyse déterministe, notamment dans le cas de fortes surpressions. Lorsque l'objectif de l'étude est la tenue en fatigue des matériaux, il est nécessaire de déterminer l'action locale de la pression sur la surface. Il est alors important de connaître précisément les contraintes auxquelles sont soumis les solides, donc les fluctuations locales de pression. Dans ce cas, l'analyse déterministe s'impose comme seule

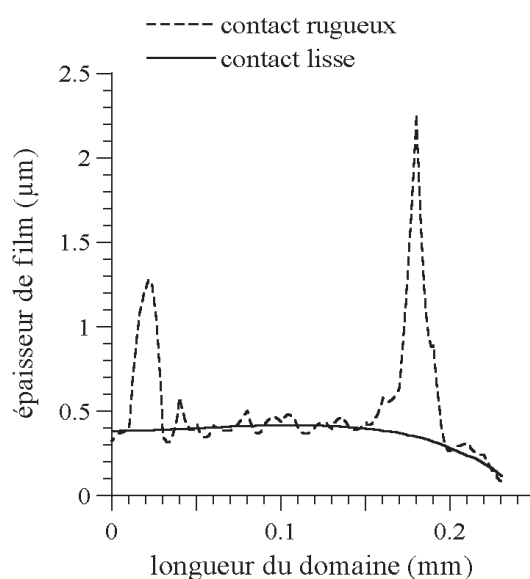


Fig. 10. Variation de la hauteur de film : contact rugueux/coïn d'huile associé.

approche permettant d'avoir accès à ces informations. Les résultats que nous avons obtenus pourraient être utilisés pour ceci.

Références

- [1] H. Christensen, Stochastic models for hydrodynamic lubrication of rough surfaces, Proc. Instn. Mech. Engrs. – Tribology group 55 (1969) 1013
- [2] S.K. Rhow, H.G. Elrod, The effects on bearing load carrying capacity of two-sided striated roughness, J. Lubrication Technology 98 (1974) 117
- [3] P.R. Goglia, C. Cusano, T.F. Conry, The effects of irregularities on the elastohydrodynamic lubrication of sliding line contacts, Part I : Single irregularities, J. Tribology 106 (1984) 104–112
- [4] P.R. Goglia, C. Cusano, T.F. Conry, The effects of irregularities on the elastohydrodynamic lubrication of sliding line contacts, Part II : Wavy Surfaces, J. Tribology 106 (1984) 113–119
- [5] G. Xu, F. Sadeghi, Thermal EHL Analysis of Circular Contacts With Measured Surface Roughness, J. Tribology 118 (1996) 473–483
- [6] D. Zhu, X. Ai, Point Contact EHL Based on Optically Measured Three-Dimensional Rough Surfaces, J. Tribology 119 (1997) 375–384
- [7] C.D. Elcoate, H.P. Evans, T.G. Hughes, R.W. Snidle, Thin Film, Time Dependent, Micro-EHL Solutions With Real Surface Roughness, Lubrication at the Frontier, Elsevier Science Publishers, 1999, pp. 163–174
- [8] J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, M. Godet, Lubrification hydrodynamique, Paliers et butées, Collection de Études et Recherches d'Électricité de France, Édition Eyrolles, 1990, p. 488
- [9] H. Matsuoka, T. Kato, An ultrathin liquid film theory – Calculation method of solvation pressure and its application to the EHL problem, J. Tribology 119 (1996) 217–226

- [10] H. Spikes, Tribology research in the twenty-first century, *Tribology International* 34 (2001) 789–799
- [11] G.T. Gao, H.A. Spikes, The control of friction by molecular fractionation of base fluid mixtures at metal surfaces, *Tribology Transactions* 40 (1997) 461–469
- [12] T.L. Sham, J. Tichy, Hybrid Molecular Dynamics and Continuum Mechanics – Analysis of Thin Film Lubrication, *Lubrication at the Frontier*, Elsevier Science Publishers, 1999, pp. 467–473
- [13] L. Chang, C. Cusano, T.F. Conry, Effects of lubricant rheology and kinematic conditions on micro-elastohydrodynamic lubrication, *J. Tribology* 111 (1989) 344–351
- [14] N. Fang, L. Chang, G.J. Johnston, Some insights into micro-EHL pressures, *J. Tribology* 121 (1999) 473–480
- [15] C.D. Elcoate, H.P. Evans, T.G. Hughes, R.W. Snidle, Thin film, time dependent, micro-EHL solutions with real surface roughness, *Lubrication at the Frontier*, Elsevier Science Publishers, 1999, pp. 163–174
- [16] S.T. Tzeng, E. Saibel, Surface roughness effect on slider bearing lubrication, *ASLE Transactions* 10 (1967) 334
- [17] H. Christensen, Stochastic models for hydrodynamic lubrication of rough surfaces, *Proc. Instn. Mech. Engrs. – Tribology group* 55 (1969) 1013
- [18] S.K. Rhow, H.G. Elrod, The effects on bearing load carrying capacity of two-sided striated roughness, *J. Lubrication Technology* 98 (1974) 117
- [19] N. Patir, H.S. Cheng, An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication, *J. Lubrication Technology* 100 (1978) 12–17
- [20] N. Patir, H.S. Cheng, Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces, *J. Lubrication Technology* 101 (1979) 220–230
- [21] R. Turaga, A.S. Sekhar, B.C. Majundar, Stochastic FEM analysis of finite hydrodynamic bearings with rough surfaces, *Tribology Transactions* 38 (1997) 654–662
- [22] Ramamohana A. Rao, P.V. Mohanram, A Study of Mixed Lubrication Parameters of J. Bearings, *Wear* 160 (1993) 111–118
- [23] Q. Wang, F. Shi, S.C. Lee, A mixed-lubrication of journal bearing conformal contacts, *J. Tribology* 119 (1997) 456–461
- [24] T. Makino, S. Morohoshi, K. Sabi, The effect of roughness orientation on mixed friction, *Lubrication at the Frontier*, Elsevier Science Publishers, 1999, pp. 355–365
- [25] L. Chang, M.N. Webster, A study of elastohydrodynamic lubrication of rough surfaces, *J. Tribology* 113 (1991) 110–115
- [26] A.A. Lubrecht, D. Graille, C.H. Venner, J.A. Greenwood, Waviness amplitude reduction in EHL line contacts under rolling-sliding, *J. Tribology* 120 (1998) 705–709
- [27] P. Kumar, S.C. Jain, S. Ray, Study of surface roughness effects in elastohydrodynamic lubrication of rolling line contacts using a deterministic model, *Tribology International* 34 (2001) 713–722
- [28] X. Ai, H.S. Cheng, Transient EHL analysis for line contacts with measured surface roughness using multi-grid technique, *J. Tribology* 116 (1994) 549–558
- [29] G. Xu, F. Sadeghi, Thermal EHL analysis of circular contacts with measured surface roughness, *J. Tribology* 118 (1996) 473–483
- [30] X. Zhai, L. Chang, An engineering approach to deterministic modelling of mixed-film contacts, *Tribology Transactions* 41 (1998) 327–334
- [31] M.A. Masen, C.H. Venner, P.M. Lugt, J.H. Tripp, Effects of surface micro-geometry on the lift-off speed of an EHL contact, *Tribology Transactions* 45 (2002) 21–30
- [32] D. Zhu, YZ. Hu, A computer program package for the prediction of EHL and mixed lubrication characteristics, friction subsurface stresses and flash temperatures based on measured 3D surface roughness, *Tribology Transactions* 44 (2001) 383–390
- [33] H.G. Elrod, Thin film lubrication theory for Newtonian fluids with surfaces processing striated roughness or grooving, *J. Lubrication Technology* 95 (1973) 484–489
- [34] D.-C. Sun, K.-K. Chen, First effects of Stokes roughness on hydrodynamic lubrication, *J. Lubrication Technology* 1 (1977) 2–9
- [35] Y. Mitsuya, S. Fukui, Stokes roughness effects on hydrodynamic lubrication. Part I – Comparison between incompressible and compressible lubricating films, *J. Tribology* 108 (1986) 151–158
- [36] S. Bair, M. Khonsari, W.O. Winer, High-pressure of lubricants and limitations of the Reynolds equation, *Tribology International* 31 (1998) 573–586
- [37] C.T. Schäfer, P. Giese, W.B. Rowe, N.H. Wooley, Elastohydrodynamically lubricated line contact based on the Navier-Stokes Equations, Thinning films and Tribological Interfaces, Elsevier Science Publishers, 2000, pp. 57–69
- [38] T. Almqvist, R. Larsson, The Navier-Stokes approach for thermal EHL line contact solutions, *J. Tribology* 35 (2002) 163–170
- [39] J.A. Greenwood, Morales-Espejel G.E., The behaviour of transverse roughness in EHL contacts, *Proc. Instn. Mech. Engrs Part. J* 208 (1994) 121–132