

Influence de l'échelle de rugosité sur le frottement dans les contacts lubrifiés

I. Demirci^a, S. Mezghani^a, M. Yousfi^{a,b}, H. Zahouani^c, M. ElMansori^a

a. Arts et Métiers Paristech, MSMP, Rue Saint Dominique, BP 508, 51006 Châlons en Champagne, France

b. Renault s.a.s, Direction de l'Ingénierie Mécanique, 67 rue des bons raisins, 92500 Rueil Malmaison, France

c. LTDS, UMR CNRS 5513, Ecole Centrale de Lyon, 36 avenue Guy de Collongue, 69131 Ecully Cedex, France

Résumé :

La réduction du frottement et la limitation des émissions de gaz à effet de serre sont les principaux objectifs de l'industrie automobile. Cette efficacité énergétique passe par une fonctionnalisation de la surface de la chemise du tribosystème segment piston chemise. Généralement, la surface rodée est obtenue par une succession de procédé d'abrasion permettant de répondre aux fonctionnalités requises relatives à leur durabilité et leur fiabilité. La texture ainsi générée affecte de manière significative la performance du triplet piston segment chemise. Dans ce contexte, une caractérisation avancée de la surface est utilisée pour étudier les effets d'échelle de rugosité dans les contacts lubrifiés. La topographie de surface est basée sur la décomposition de la surface en deux éléments : la rugosité superficielle et les vallées. Les résultats montrent une dépendance entre l'exposant d'Hölder et le frottement ainsi qu'une échelle critique inversant l'influence de la profondeur des vallées sur le frottement.

Abstract :

The reduction of friction and the limitation of emissions of greenhouse gases are the main objectives of the automotive industry. This energy efficiency is related to functionalization of the surface of ring-pack tribo-system. Multi-stage abrasive finishing process are commonly used to produce the geometrical properties of a surface. This confers technical some functionalities in the operating characteristics relating to their durability and reliability. The texture generated significantly affects the performance of the ring-pack system. In this paper, a numerical model of elasto-hydrodynamic (EHD) contact coupled to a multiscale surface texture modeling was developed. This permits to study the scale effect of surface features and theirs interactions on friction performance and lubricant flow under hydrodynamic lubrication condition. Surface topography can be decomposed in two principal components : superficial roughness modeled using fractal model and valleys modeled by scaling factor. Results show relationship between friction and surface scales.

Mots clefs : échelle de rugosité ; texture de surface ; frottement

1 Introduction

Afin d'améliorer l'efficacité environnementale des moteurs de véhicules, la réduction du frottement, de la consommation d'huile et la limitation des émissions de gaz à effet de serre sont les principaux objectifs de l'industrie automobile. Cette efficacité énergétique passe par une fonctionnalisation de la surface de la chemise du tribosystème segment piston chemise, responsable d'environ 45% des pertes par frottement dans le moteur. Il est évident que la texture de surface influe considérablement sur les performances fonctionnelles (frottement, running-in, consommation d'huile ...) du tribo-système segment piston chemise [[1], [2],[3]]. En général, la surface rodée est obtenue par une succession de

procédé d'abrasion (rectification, rodage, polissage...) permettant de répondre aux fonctionnalités requises relatives à leur durabilité et leur fiabilité. Ces procédés utilisent des grains abrasifs de différentes tailles allant du plus grossier au plus fin générant ainsi une texture de surface multi-échelles. De façon caractéristique, la texture résultante consiste en des surfaces plateaux faiblement rugueuses séparées par deux ou plusieurs bandes parallèles de vallées profondes avec une position angulaire stochastique [[4]]. Des efforts ont été faits dans la dernière décade pour améliorer le processus de rodage des chemises moteur. De plus de nombreuses nouvelles textures de surfaces ont été proposé via le développement de nouvelle techniques de rodage (slide honing, brush honing...)([5], [6], [7], [8]). Malheureusement, les effets des textures de surface des chemises moteurs sur les performances du tribo-système ne sont pas bien comprises [8]. Leurs compréhensions permettraient d'améliorer les performances fonctionnelles. La topographie de surface générée par le procédé de rodage génère différentes échelles de texture, plateau et vallées. Afin de comprendre leur influence sur le frottement, ces éléments ont été étudiés séparément. Une méthode de texturation virtuelle couplée à la simulation numérique du contact élastohydrodynamique ont été développées. Une technique de caractérisation avancée est utilisée afin de décomposer la surface en deux éléments principaux : la rugosité superficielle (reliée au frottement et à l'usure) et en vallée (apparenté à la circulation et réservoirs de lubrifiant)

2 Modèle élastohydrodynamique

Un modèle numérique a été développé pour estimer le frottement généré entre surfaces rugueuses. Il prend en compte la topographie réelle des surfaces et permet de prédire qualitativement le coefficient de frottement pour différentes caractéristiques de surface. L'équation généralisée introduite par Najji [9] a été utilisée pour estimer la distribution de pression, l'épaisseur de film et le coefficient de frottement. Cette équation a l'avantage de ne pas être restreinte à des lois non-newtoniennes particulières. Cette équation est donnée sous forme adimensionnelle :

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\lambda'} \left(\frac{1}{\bar{\eta}_e''} - \frac{\bar{\eta}_e}{\bar{\eta}_e'^2} \right) \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\lambda'} \left(\frac{1}{\bar{\eta}_e''} - \frac{\bar{\eta}_e}{\bar{\eta}_e'^2} \right) \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \frac{\partial \bar{\rho} H \left(u_2 - \frac{\bar{\eta}_e}{\bar{\eta}_e'} (u_2 - u_1) \right)}{X} + \frac{\partial \bar{\rho} H}{T} \quad (1)$$

ou $\lambda = \frac{R^2 \eta_0}{a^3 p_h}$, $\frac{1}{\bar{\eta}_e} = \int_0^1 \frac{dZ}{\eta}$, $\frac{1}{\bar{\eta}_e'} = \int_0^1 \frac{Z dZ}{\eta}$, $\frac{1}{\bar{\eta}_e''} = \int_0^1 \frac{Z^2 dZ}{\eta}$.

La viscosité effective est déterminée à l'aide de l'équation d'Eyring :

$$\frac{1}{\bar{\eta}} = \frac{1}{\bar{\tau}_m} \sinh(\bar{\tau}_m) \quad (2)$$

avec $\bar{\tau}_m = \tau_e / \tau_0$, τ_e est la contrainte de cisaillement équivalente dans le lubrifiant. L'équation de Roelands et la formule de Dowson-Higginson sont utilisées pour modéliser respectivement la viscosité et la masse volumique. Finalement, la condition aux limites suivante $P = 0$ et la condition de cavitation $P(X, Y) > 0$ doivent être satisfaites durant la simulation. L'épaisseur du film fluide et la condition d'équilibre de charge sont données respectivement par les formules suivantes :

$$H(X, Y, T) = H_0(T) + X^2/2 + Y^2/2 + \bar{\delta}(X, Y, T) - \bar{Z}_h(X, Y, T) \quad (3)$$

$\bar{\delta}(X, Y, T)$ est la déformation élastique des solides en contact et $\bar{Z}_h(X, Y, T)$ est la rugosité des surfaces. Enfin, l'équation de l'équilibre de la charge s'écrit :

$$\frac{2\pi}{3} = \int_{\Omega} P(X, Y, T) dX dY \forall T \quad (4)$$

3 Caractérisation multi-échelles de la surface et texturation virtuelle

Les surfaces finies sont généralement usinées par plus d'un processus de fabrication. Les topographiques de surface résultent en une large gamme d'échelles allant du nano aux micro-échelles qui sont superposées les unes aux autres et situés à des positions différentes sur la surface. En ce qui concerne

leurs fonctions, elles sont généralement décomposées en trois éléments : la surface de référence (ondulation et la forme), plateaux (liées au frottement et à l'usure) et vallées (dépendant de la circulation de lubrifiant et réservoirs) [13]. Ces éléments jouent des rôles différents dans les contacts lubrifiés. La rugosité superficielle de la composante plateau joue un rôle important en ce qui concerne la capacité de charge et de frottement, alors que les vallées sont censées servir de réservoirs de lubrifiant et de circuits de distribution. Par conséquent, il est intéressant de les analyser séparément. Afin d'identifier rigoureusement les effets d'échelles de la surface, un modèle mathématique pour chaque composante de la rugosité de surface a été développée. Pour étudier l'influence de la rugosité superficielle un modèle fractal a été utilisé. Ce modèle est décrit en détail dans [12]. Les surfaces ainsi modélisées sont paramétrées en fonction de l'exposant d'Hölder. Ces surfaces sont générées par un modèle de déplacement aléatoire [12]. La figure 1 montre la construction de 3 surfaces ayant un exposant d'Hölder de $H=0.1$, $H=0.5$ et $H = 0.8$.

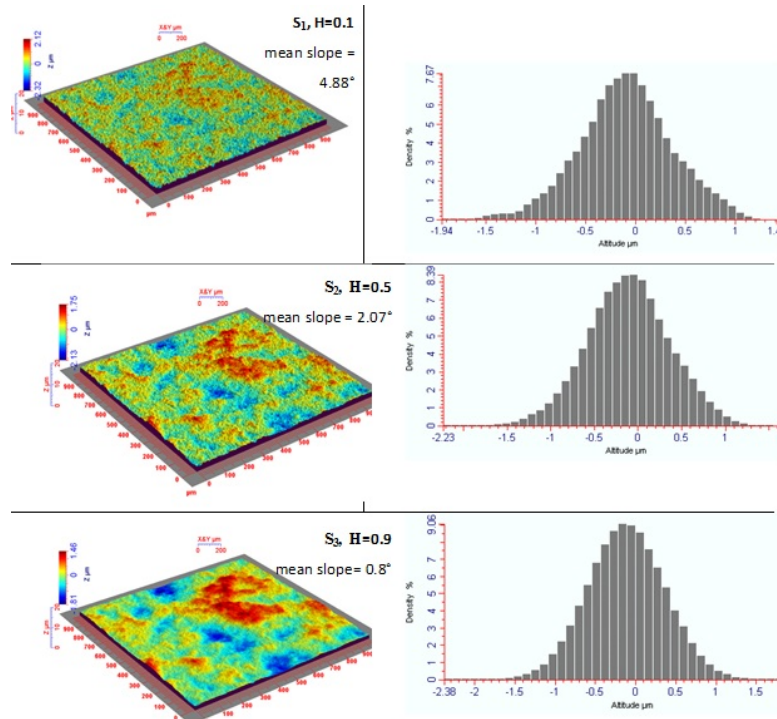


FIGURE 1 – Surface auto-affine avec même amplitude de rugosité et différentes dimensions d'Hölder : (a) 0.1, (b) 0.5, (c) 0.9.

Les surfaces rodées multi-étapes sont composées de vallées profondes (servant de réservoir de lubrifiant) et de vallées fines (pour réduire l'aire de contact et le frottement). Dans ce travail, l'effet d'échelle est uniquement étudié pour les fines vallées puisqu'elles affectent le frottement. Un modèle multi-échelles décrivant les caractéristiques essentielles des vallées fines a été développée. Ces surfaces prennent en compte le paramètre d'échelle a_{sc} variant de 7.5 à $19\mu m$ et l'amplitude de la profondeur A_H variant de 0.3 à $2.1\mu m$. Pour être plus proche de surfaces réelles générés, deux vallées profondes, avec des paramètres $(A_H)_{max} = 3\mu m$ et $(a_{sc})_{max} = 25\mu m$ sont ajoutés pour chacune des surfaces simulées. Un exemple de surfaces générées est présenté sur la figure 2.

4 Résultats et Discussions

4.1 Effet de la rugosité plateaux

L'influence de l'exposant d'Hölder sur le frottement a été étudiée. Cet exposant est corrélé à la régularité de la surface. Plus l'exposant est faible, plus la surface est irrégulière. Les paramètres des simulations sont donnés dans le tableau 1. Une surface est fixe et l'autre est animée d'une vitesse variant de 2 à $52m.s^{-1}$. La figure 3 montre l'évolution du coefficient de frottement en fonction de

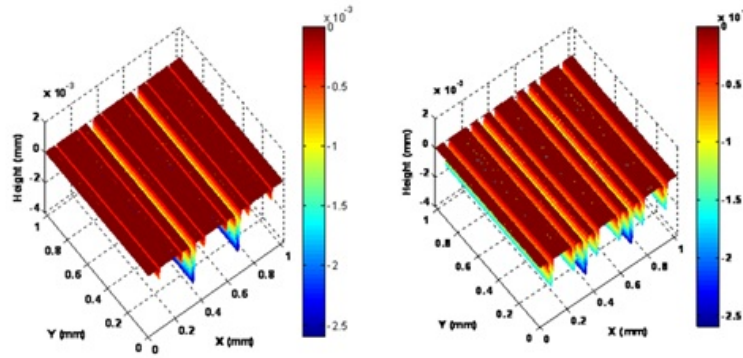


FIGURE 2 – Exemples de surfaces avec des composantes vallées ayant différentes (A_H, a_{sc}) (a) $A_H = 0.9\mu m$ $a_{sc} = 7.5\mu m$; (b) $A_H = 2.1\mu m$ $a_{sc} = 17.5\mu m$.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
F_n (N)	500	α (GPa^{-1})	22.00
u_m ($m s^{-1}$)	4.0	R_x (m)	0.4
μ_0 (Pas)	0.04	E_i (Gpa)	210
ν	0.3		

TABLE 1 – conditions de fonctionnement et propriétés du lubrifiant

la vitesse pour différentes valeurs de H. Pour toutes les surfaces, le coefficient de frottement diminue jusqu'à une valeur minimum puis augmente avec la vitesse. Ces résultats montrent que l'échelle locale de la rugosité modifie le frottement et le champ de pression généré : l'influence de la dimension fractale de la rugosité sur le frottement est clairement observée. De plus, deux tendances se dégagent de la figure 3. Pour les faibles vitesses, le coefficient de frottement est élevé pour les faibles valeurs de l'exposant d'Hölder. Cela signifie en d'autre terme que le coefficient de frottement augmente quand la surface devient moins régulière. Dans ce cas, des aspérités de contact apparaissent (régime mixte). La surface de contact augmente quand H diminue générant de plus en plus d'aspérité de contact entraînant une augmentation du frottement.

Finalement, pour les grandes vitesses (régime élastohydrodynamique), le coefficient de frottement augmente avec la vitesse et l'exposant d'Hölder qui augmente (surface plus lisse). Ce qui indique que l'échelle de la rugosité superficielle a un effet bénéfique sur le frottement dans le régime hydrodynamique. Les surfaces rugueuses génèrent de la micro portance augmentant ainsi la charge maximale admissible améliorant le coefficient de frottement [14], [15].

4.2 Effet multi-échelle des stries de surface (composantes vallées)

L'influence des deux paramètres de texture de surface (facteur d'échelle a_{sc} et profondeur des vallées A_H) est étudiée ici. Nous utilisons ici les mêmes paramètres de simulation (tableau 1). La figure 4 présente une carte de frottement (en pourcentage) pour différentes valeurs de profondeur des vallées (A_H) et du paramètre d'échelles (a_{sc}) pour deux densités de stries différentes. Nous pouvons clairement voir une valeur critique du paramètre d'échelles $a_{sc_crit} = 12\mu m$. L'évolution du frottement diffère en fonction de ce paramètre :

1. En-deçà de cette valeur, le coefficient de frottement diminue quand la profondeur des vallées A_H augmente.
2. Au-delà de cette valeur, la profondeur des vallées a un effet négatif sur le coefficient de frottement, résultat usuellement observé pour les contacts rugueux (plus la rugosité augmente plus le frottement augmente).

Ce dernier point est en accord avec les résultats de certains auteurs qui ont trouvé une valeur optimum du rapport profondeur sur largeur des stries [16]. La même évolution est observée pour une densité

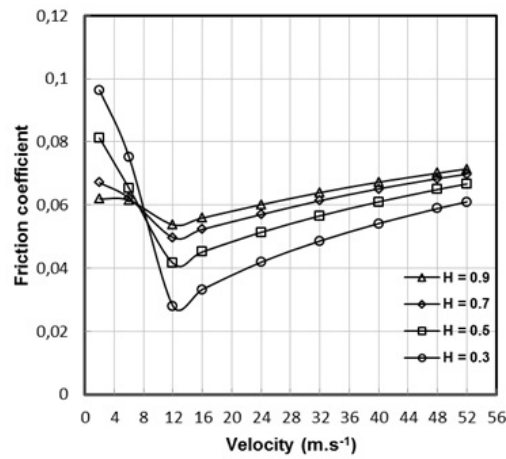


FIGURE 3 – Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse pour différentes valeurs de H

plus grande (Figure 4b). La valeur critique reste la même. Cette densité de stries plus importante a un effet bénéfique sur le frottement pour les faibles paramètres d'échelle (inférieur à a_{sc_crit}) comparés aux faibles densités. Cependant pour les grandes valeurs du paramètre d'échelle (supérieur à a_{sc_crit}) l'augmentation de la densité de stries conduit à un frottement plus important.

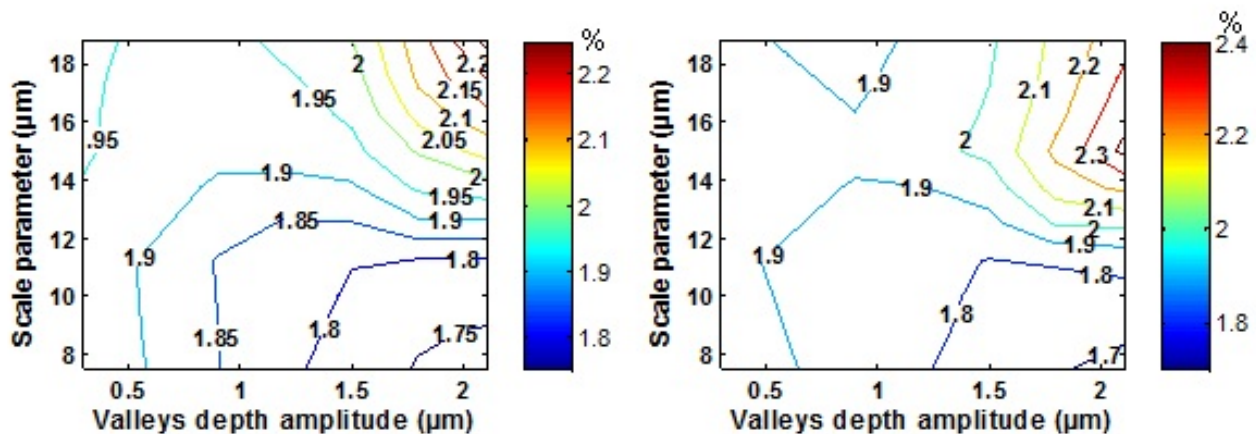


FIGURE 4 – Effect de l'échelle des vallées a_{sc} et de la profondeur A_H sur le frottement (%) pour les densités : (a) d1, (b) d2

5 Conclusions

Les surfaces rodées sont obtenues après une succession de procédés abrasifs utilisant des grains de plus en plus fins générant ainsi une surface multi-échelle. Dans cette étude, une technique avancée de caractérisation de surface couplée à une modélisation numérique du contact lubrifié sont proposées afin d'étudier l'effet d'échelle sur le frottement. La surface a été décomposée en deux composantes : rugosité superficielle et vallées. Le premier est modélisé par un modèle fractal alors qu'un facteur d'échelle a été introduit pour représenter les vallées. Les résultats montrent :

- La diminution des irrégularités superficielles de surface (augmentation de l'exposant d'Hölder) permet la réduction du frottement.
- L'existence d'une échelle critique sous la laquelle l'augmentation de la profondeur des vallées peut réduire le frottement.

Finalement, dans les limites des paramètres de nos simulations, les résultats montrent qu'en régime élastohydrodynamique à de fines échelles, un coefficient de frottement optimal peut être obtenu avec une rugosité superficielle asymétrique et avec des grandes profondeur de stries.

Références

- [1] Pawlus, P. 1993 Effects of honed cylinder surface topography on the wear of piston-piston ring-cylinder assemblies under artificially increased dustiness conditions. *Trib. Int.* **26** 49-55
- [2] Shinkarenko A, Kligerman Y, Etsion I. 2009 Effects of honed cylinder surface topography on the wear of piston-piston ring-cylinder assemblies under artificially increased dustiness conditions. *Trib. Int.* **42(2)** 284-292
- [3] Jocsak J, Wong V.W, Tian T. 2004 The Effects of Surface Finish on Piston Ring-pack friction *Proceedings of the 2004 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division* 841-849
- [4] Sabri L, Mezghani S, El Mansori 2010 Functional optimisation of production by honing engine cylinder liner *Mécanique et Industrie* **11(5)** 365-377
- [5] Jocsak J, Wong V.W, Tian T. 2004 The Effects of Surface Finish on Piston Ring-pack friction *Proceedings of the 2004 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division* 841-849
- [5] Haasis G, Weigmann U.-P. 1999 New honing technique reduces oil consumption *Industrial Diamond Review* **59** 205-211
- [6] Dimkovski Z., Cabanettes, F. 2010 Optimization of cylinder liner surface finish by slide honing *Proc. IMechE Part B : J. Engineering Manufacture* **226** 575-584
- [7] Hoen T, Schmid J, Stumpf W 2009 Less Wear and Oil Consumption through Helical Slide Honing of Engines by Deutz *MTZ* **70** 46-51
- [8] Tomanik E. 2008 Friction and wear bench tests of different engine liner surface finishes *Trib. Int.* **41** 1032-1038
- [9] Najji B., Bou-Said B., Berthe D 1989 New Formulation for Lubrication with Non-Newtonian Fluids *J. Trib.* **111** 29-33
- [10] Hu Y.Z., Zhu D. 2000 A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts *J. Trib.* **122** 1-9
- [11] Venner C.H., Lubrecht A.A. 2000 Multilevel methods in lubrication Elsevier, The Netherlands
- [12] Demirci I., Mezghani S., Yousfi M., Zahouani, H., Mansori M. 2012 The Scale Effect of Roughness on Hydrodynamic Contact Friction *Trib. Trans.* **55** 705-712
- [13] Decenciere, E. and Jeulin, D. 2001 TMorphological decomposition of the surface topography of an internal combustion engine cylinder to characterize wear *Wear* **239** 482-486
- [14] Yu H., Wang X. Zhou F. 2010 Geometric shape effect of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between conformal contacting surfaces *Tribol. Lett.* **37** 123-130
- [15] Nanbu T., Ren N., Yasuda Y., Zhu D., Wang Q.J. 2007 Micro textures in concentrated conformal-contact lubrication : effects of texture bottom shape and surface relative motion *Tribol. Lett.* **29** 241-252
- [16] Costa H.L., Hutchings I.M. 2007 Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions *Tribol. Int.* **40** 1227-1238