

IMPACT DE LA LUBRIFICATION ET DE LA CONTAMINATION

sur la durée de vie des roulements

De nombreux facteurs influent sur la durée de vie des roulements. La lubrification et la contamination figurent parmi les plus importants. Une meilleure compréhension des mécanismes conduisant à une réduction de la durée de vie des roulements sous l'influence de ces facteurs peut nous aider à améliorer la conception et le fonctionnement des roulements. La première des deux parties de cet article est consacrée à la lubrification.

L'utilisation de roulements dans les machines offre l'avantage indéniable de réduire les pertes par frottement et d'augmenter ainsi l'efficacité globale du système. Pour ce faire, il est indispensable que le risque de défaillance liée à la fatigue soit suffisamment réduit. Les roulements exploitent la nature concentrée des contacts roulants (contacts de Hertz) pour supporter la charge ; il en résulte des pressions et des contraintes locales élevées qui induisent la nécessité d'une lubrification et de surfaces adéquates pour limiter les concentrations de contraintes.

La rugosité de surface, des indentations créées par des particules et des marques de contamination sur les pistes des roulements peuvent entraîner des concentrations de contraintes et favoriser la fatigue initiée en surface. Le film lubrifiant qui se forme au niveau de l'indent et les contraintes locales découlant de ce dernier jouent également un rôle important dans les mécanismes de fissuration. Cet article présente une nouvelle méthodologie qui fait le lien entre, d'une part, le film de lubrification micro-élastohydrodynamique (micro-EHD) et les contraintes locales associées et, d'autre part, la résistance à la fatigue des roulements, cf. [1]. Cette méthodologie repose sur l'analyse de Fourier des harmoniques de la micro-géométrie de la surface (incluant les indentations) pour prédire les pressions hydrodynamiques, les contraintes et le film de lubrifiant induit. L'application de cette mé-

thode aux surfaces réelles des roulements est présentée et analysée par rapport à des solutions de micro-contacts EHD existantes. Pour terminer, il est question du facteur de qualité de la lubrification η_b utilisé dans la formule de calcul de la durée de vie des roulements. La seconde partie de cet article traite du problème de la contamination et de la formation d'indents en surface en lien avec le modèle micro-EHD décrit.

1. EFFETS DE LA MICRO-GÉOMÉTRIE SUR LA DURÉE DE VIE DES ROULEMENTS

Selon Ioannides et al. [2], l'équation pour le calcul de la durée de vie des roulements est la suivante :

$$L_{10m} = a_{skf} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (1)$$

Dans la formule (1), le coefficient de correction de la durée de vie nominale du roulement a_{skf} , tel que défini dans l'ouvrage de référence [2], est déterminé par l'équation suivante :

$$a_{skf} = \frac{1}{10} \left(1 - \left(\eta \frac{P_H}{P} \right)^w \right)^{-c/e} \quad (2)$$

Le coefficient de pénalité $0 \leq \eta \leq 1$ utilisé dans la formule a_{skf} est une valeur moyenne du niveau de contrainte réel du contact roulant en plus du contact de Hertz lisse

idéalisé. Pour un calcul analytique du coefficient η , il convient de quantifier les conditions de contrainte réelles qui apparaissent en fonctionnement au niveau du contact roulant. Les conditions de contrainte réelles du contact roulant peuvent résulter de nombreuses interactions induites par la surface et dues à des caractéristiques locales de macro- et micro-géométrie de cette surface. Celles-ci peuvent à leur tour être liées aux séparations entre les surfaces, autrement dit aux conditions de lubrification et à la présence d'impuretés au niveau du contact. D'après la référence [3], le rapport de viscosité κ constitue un paramètre simple pour l'évaluation des conditions de lubrification du roulement. Des explications détaillées sur l'origine de ce paramètre de lubrification sont fournies dans [4]. Le paramètre κ se définit comme le rapport entre la viscosité réelle du lubrifiant à la température de service du roulement (ν) et une viscosité de référence normalisée (ν_r) jugée appropriée [5, 6] pour la lubrification du roulement. Selon la référence [6], le paramètre de lubrification κ peut également être lié à la fameuse épaisseur du film spécifique Λ d'un contact roulant déterminée de façon approximative par $\kappa \approx \Lambda^{1,3}$.

D'après la référence [2], le coefficient de pénalité $0 \leq \eta \leq 1$ utilisé dans la formule (2) peut être décrit comme le produit de deux valeurs concomitantes, le coefficient de lubrification η_b , et le coefficient de contamination η_c comme suit :

$$\begin{aligned} &\eta(\beta_{cc}, d_m, \kappa) \\ &= \Psi_{brg} \cdot \eta_b(\kappa)_{nom} \cdot \eta_c(\beta_{cc}, d_m, \kappa) \\ &= \eta_b(\kappa)_{brg} \cdot \eta_c(\beta_{cc}, d_m, \kappa) \end{aligned} \quad (3)$$

L'objectif des travaux actuels est de quantifier les conditions de contraintes en surface et en sous-couches (en incluant le film lubrifiant EHD) en lien avec les paramètres ci-dessus (3) pour obtenir une mesure analytique du coefficient de pénalité η utilisé pour déterminer les charges dynamiques nominales des roulements. Les contraintes en surface, induites par des caractéristiques géométriques telles que les indents, aspérités ou autres imperfections au niveau du contact de Hertz, ont été étudiées par de nombreux auteurs selon des méthodes analytiques, semi-analytiques et numériques. Une solution, parmi les premières, entièrement numérique au problème du contact EHD lors du passage de simples indents ou bosses dans le contact roulant est donnée par la référence [7].

Plus récemment, une technique rapide basée sur la FFT (transformée de Fourier rapide) a été élaborée pour le calcul des pressions EHD et des contraintes en sous-couches associées, découlant de caractéristiques micro-géométriques comme la rugosité ou des indents [8, 9]. Cette méthodologie est particulièrement adaptée pour rendre compte de la formation du film lubrifiant et des effets EHD associés en partant des caractéristiques réelles de la rugosité et des indents. Cette méthode offre un nouvel outil puissant pour répondre aux problèmes de micro-EHD et des contraintes en sous-couches associées au niveau des contacts réels dans les roulements.

Ce nouveau modèle décrit le comportement micro-EHD d'une onde de rugosité sinusoïdale (ou d'un ensemble de plusieurs ondes). En appliquant la méthodologie exposée ci-dessus, la déformation élastique et les ondes de la pression associée peuvent être déterminées dans des conditions entièrement transitoires. La solution pour un seul profil de rugosité sinusoïdal, et la déformation et les pressions à l'intérieur du contact de Hertz qu'il entraîne, peut alors être appliquée (en exploitant par conséquent le fait que, dans la zone des hautes pressions, l'équation de Reynolds peut être réduite à une forme linéaire). L'analyse de Fourier peut également être appliquée à toute la gamme des fréquences correspondant à la forme micro-géométrique de la piste. Il est à noter qu'une technique différente, également basée sur

l'analyse de Fourier, peut être appliquée pour calculer les contraintes en sous-couches [9]. La combinaison de ces techniques numériques pour les calculs des contraintes en surface et en sous-couches constitue un outil rapide et puissant pour l'analyse de la topographie réelle de la surface des roulements. Il est ainsi possible d'évaluer des pistes de roulements réels, en termes de contraintes en surface et en sous-couches, dans différentes conditions de lubrification.

2. LE MODÈLE DE PRESSIONS ET CONTRAINTES LIÉES À LA MICRO-GÉOMÉTRIE

Traditionnellement, des solutions numériques sont utilisées pour modéliser la lubrification élastohydrodynamique (EHD) et micro-EHD (qui tient compte de la micro-géométrie), l'équation de Reynolds applicable au fluide est ainsi résolue de façon itérative avec l'équation d'élasticité pour l'acier et les équations d'état du lubrifiant (piézoviscosité et compressibilité), voir [10]. La micro-géométrie et la rugosité de l'une des surfaces induisent des effets à dépendance chronologique dans la solution compte tenu de l'impact des effets d'écrasement dans l'équation de Reynolds, qui pour un contact linéaire est

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \bar{u} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (4)$$

où ρ correspond à la densité locale du lubrifiant, p à la pression locale, h à l'épaisseur locale du film, η à la viscosité locale et x, y aux coordonnées spatiales (x représentant le sens de roulement), t le temps et \bar{u} la vitesse d'entraînement du lubrifiant au niveau du contact.

L'analyse est conforme à [8]. Dans un contact EHD, les pressions sont si élevées que le lubrifiant devient presque solide, il en résulte $\eta \rightarrow \infty$ et l'équation de Reynolds peut être linéarisée :

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

Cette équation peut être appliquée à une rugosité sinusoïdale simple de faible amplitude pénétrant dans le contact EHD en roulement pur. Dans ce cas, les équations s'apparentent à une équation de transport ondulatoire, et une solution analytique pour

les pressions locales et l'épaisseur du film est possible, cf. [11, 8]. Plus important, cette équation étant linéaire, les puissantes techniques de Fourier (FFT, IFFT) peuvent être appliquées pour résoudre des problèmes de géométries de surfaces complexes. De cette façon, il est possible de déterminer les pressions micro-EHD et les déformations (la déformée) pour des échantillons de rugosité au centre du contact de Hertz.

Une fois les pressions EHD déterminées, les contraintes en sous-couches peuvent être calculées. Les contraintes agissent sur des matériaux linéaires élastiques (acier). Une technique également basée sur la méthode de Fourier est par conséquent employée, telle que décrite dans [9]. Une fois encore, toutes les composantes des contraintes peuvent être calculées pour une pression sinusoïdale et les tractions induites en surface à partir du frottement de Coulomb. La méthode appliquée consiste donc à calculer toutes ces composantes pour chaque pression et composante sinusoïdale de traction, puis à reconstituer l'ensemble du champ de contraintes.

2.1. RÉSULTATS D'ANALYSE DE LA LUBRIFICATION MICRO-EHD

Un exemple porte sur un indent idéalisé (forme sinusoïdale sans aucun bourrelet), modélisé au moment de son passage dans un contact EHD, avec différents rapports de glissement/roulement. Les conditions de contact et de lubrification sont des conditions typiques rencontrées dans les roulements.

Pour ces conditions et la géométrie de l'indent telle que décrite par la Figure 1 (mais sans bourrelets), une contrainte maximale de Von Mises de $0,34 p_o$ a été obtenue. Une simulation basée sur la méthode FFT actuelle a été effectuée à partir de conditions identiques, mais avec une géométrie d'indent plus réaliste, avec par exemple un bourrelet de $0,15 \mu\text{m}$ tout autour de l'indent (comme dans le cas d'une indentation élastoplastique due à des particules). La technique actuelle tenant compte uniquement des fluctuations de la pression et du jeu, la pression du contact EHD lisse est ramenée à une distribution de pressions de Hertz qui est ajoutée. La Fig. 1 montre les pressions adimensionnelles calculées qui en résultent (normalisées par rapport à la pression de Hertz maximale) et les jeux (normalisés par rapport à l'épaisseur du film lisse en son centre) lorsque l'indent se trouve au centre du contact.

La Fig. 2 montre les champs de contraintes de Von Mises (normalisés par rapport à la pression de Hertz maximale) dans les deux plans (pour $y=0$ et $x=0$) au centre du contact correspondant à la distribution des pressions représentées par la Fig. 1. La contrainte de Von Mises maximale calculée dans ce cas est de $0,42 p_0$, résultat supérieur (de 23 %) à celui obtenu sans bourrelet, suite à l'intégration d'un bourrelet réaliste sur le pourtour de l'indent.

2.2. APPLICATION DE L'ANALYSE MICRO-EHD À LA RUGOSITÉ DE SURFACE DES ROULEMENTS

Le modèle micro-EHD actuel peut également être appliqué à une rugosité de surface de roulement réelle. La section suivante décrit le processus schématisé du mappage 3D de la topographie des pistes de roulement à l'aide d'un profilomètre optique. La Fig. 3 fournit des exemples types de résultats obtenus à partir de l'analyse micro-EHD.

Sur la Fig. 3a, un exemple de topographie de roulement combiné avec les données relatives aux conditions de fonctionnement du contact lubrifié est utilisé pour calculer la topographie élastiquement déformée (Fig. 3b) et les fluctuations de la pression micro-EHD qui en découlent (Fig. 3c). Les champs de contraintes en sous-couches de Von Mises associés dans le sens de roulement sont représentés sur la Fig. 4. Les concentrations de micro-contraintes en sous-couches induites par les micro-contacts de rugosité apparaissent clairement.

Un second exemple illustratif (relatif à une épaisseur de film différente) est fourni à la Fig. 5. Dans ce cas, une augmentation de 30 % de la pression maximale est obtenue à partir d'une réduction d'environ 34 % de l'épaisseur du film lubrifiant.

Avec la méthodologie actuelle, on observe qu'un film de lubrifiant plus mince (faible valeur κ) tend à produire des fluctuations de pression se rapprochant de plus en plus de celles obtenues dans des conditions de contact sec. À l'inverse, un film de lubrifiant plus épais est apte à limiter de façon significative l'apparition de fluctuations de la pression, conduisant ainsi à des conditions de contraintes réduites pour les aspérités et à une fatigue par micro-contact moindre pour la piste.

Dans la section suivante, le modèle micro-EHD est appliqué pour évaluer l'effet de la rugosité et de la lubrification sur la durée de vie des roulements.

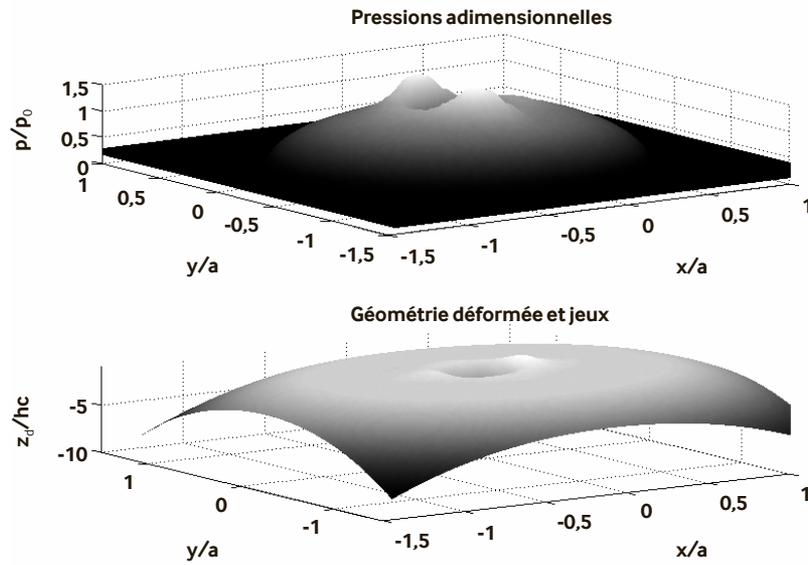


Fig. 1 : pressions et jeux normalisés calculés selon la technique actuelle pour l'exemple d'indent et pour une géométrie d'indent incluant une hauteur de bourrelet de 0,15 μm . Il s'agit d'un roulement pur lorsque l'indent se trouve au centre du contact.

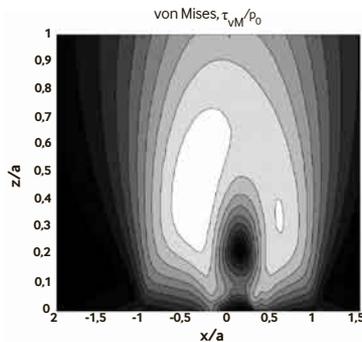


Fig. 2a : contraintes de Von Mises au centre du contact, pour $y=0$.

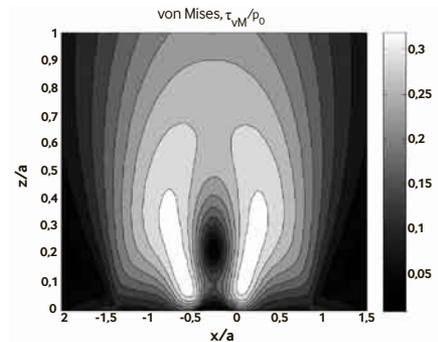


Fig. 2b : contraintes de Von Mises au centre du contact, pour $x=0$.

Fig. 2 : distribution des contraintes en sous-couches de Von Mises normalisées pour les plans x et y au centre du contact. Distribution de la pression appliquée au contact correspondant à la Fig. 1.

3. LIEN AVEC LE FACTEUR DE LA QUALITÉ DE LA LUBRIFICATION

La relation théorique entre la qualité de la lubrification, caractérisée par le coefficient de viscosité κ , et la réduction correspondante de la durée de vie et de la limite de fatigue fait l'objet de l'analyse ci-après. Cette analyse nécessite de quantifier la diminution de la résistance à la fatigue d'un roulement réel, présentant une rugosité de surface standard, par rapport à un roulement caractérisé par une piste idéalement lisse, comme dans l'hypothèse d'une distribution des contraintes purement hertzienne, sans frottement. Cela peut être fait en comparant la résistance à la fatigue théorique d'un roulement réel (présentant une rugosité de surface standard) et celle d'un roulement hypothétique présen-

tant des surfaces idéalement lisses et sans frottement. Le coefficient d'endurance ci-dessous doit ainsi être quantifié :

$$\frac{L_{10,r}}{L_{10,s}} = \frac{a_{skf,rough}}{a_{skf,smooth}} \quad (6)$$

Le coefficient ci-dessus peut être évalué numériquement en utilisant l'intégrale des contraintes de résistance à la fatigue appliquée à un contact roulant réel [12].

$$\ln \frac{1}{S} \approx A \cdot N^e \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{Z^h} dv \quad (7)$$

Dans l'équation (7), la quantité pertinente influant sur le coefficient d'endurance (6) est l'intégrale des contraintes liées au volume, à savoir :

Topographie initiale composée

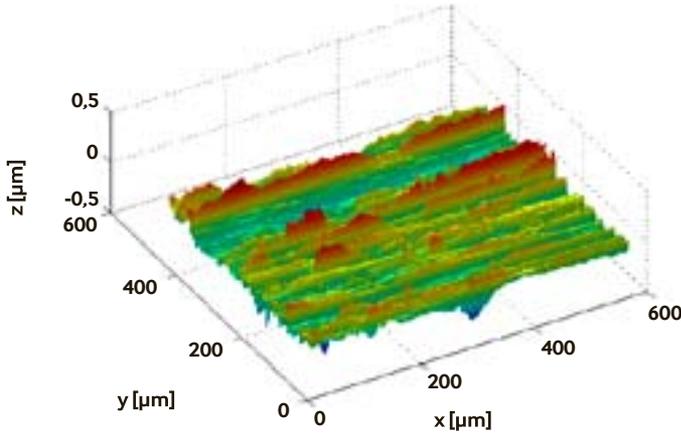


Fig. 3a : topographie initiale non déformée du jeu utilisée dans l'analyse actuelle (rugosité initiale : $R_q = 0,0656 \mu\text{m}$).

Topographie initiale composée

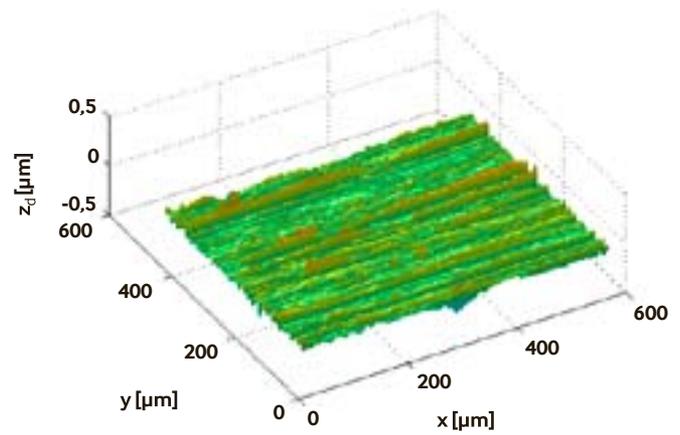


Fig. 3b : topographie déformée du jeu lors du « roulement » au niveau du contact (pression de Hertz du contact de roulement de 2,17 GPa, épaisseur centrale du film de 0,103 μm).

$$I = \int_{V_R} \frac{(\tau_i - \tau_u)^c}{z^h} dv \quad (8)$$

D'après ce qui précède, l'équation d'endurance (1) peut alors être exprimée comme suit :

$$L_{10} = \frac{N}{10^6 u} \approx \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\ln(1/S)}{A \cdot I} \right)^{1/e} \quad (9)$$

Dans cette équation, l'intégrale des contraintes (I) peut être calculée pour à la fois une rugosité standard et un contact idéalement lisse ; elle peut ainsi être utilisée pour l'estimation de l'effet attendu sur la durée de vie du roulement indiquée par le coefficient d'endurance de l'équation (6). En d'autres termes, la formule suivante s'applique :

$$\left(\frac{L_{10,r}}{L_{10,s}} \right)_{(m,n)} = \left(\frac{I_{smooth}}{I_{rough}} \right)_{(m,n)} = \left(\frac{a_{skf,rough}}{a_{skf,smooth}} \right)_{(m,n)} \quad (10)$$

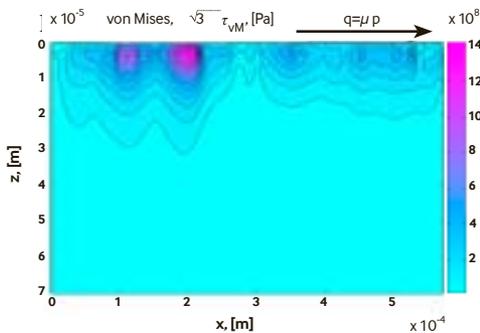


Fig. 4 : champ de contraintes en sous-couches correspondant aux pressions de surface montrées sur la Fig. 3c ; les éléments pris en compte dans ce cas précis sont un coefficient de frottement de $\mu=0,01$ et une distribution des contraintes à $y=0$. La pression de Hertz du contact est de 2,17 GPa.

topographie de surface (indice m) et de la valeur de séparation des surfaces, autrement dit de l'épaisseur du film de lubrifiant interposé (indice n).

Le facteur de lubrification η_b peut alors être directement déduit de l'équation (10) en introduisant le facteur de durée en contrainte (voir définition aslf, page 2) de l'équation (3). Dans l'hypothèse d'un lubrifiant idéalement propre, le facteur de contamination η_c peut être fixé à 1. Par conséquent, pour une rugosité standard du roulement, le facteur de durée en contrainte (idem) peut être exprimé par :

$$a_{skf,rough} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left(\eta_b \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (11)$$

De même, dans le cas d'un roulement hypothétique présentant une piste idéalement lisse, le facteur η_b peut être fixé à 1 et le facteur de durée en contrainte (idem) devient alors :

$$a_{skf,smooth} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left(\frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (12)$$

L'insertion des équations (11) et (12) dans l'équation (10) conduit à l'équation suivante :

$$\eta'_b(m,n) = \frac{P}{P_u} \left\langle 1 - \left\langle 1 - \left(\frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle \cdot \left(\frac{I_{smooth}}{I_{rough}} \right)_{(m,n)}^{-1/c} \right\rangle^{1/w} \quad (13)$$

L'équation (13) indique qu'une matrice ($m \times n$) de valeurs η'_b , obtenues numériquement peut être élaborée à partir du calcul

de la résistance à la fatigue et de l'intégrale connexe des contraintes des surfaces de roulements de rugosité standard. Ce calcul doit être développé pour inclure différentes valeurs de séparation des surfaces (épaisseur du film), des films les plus minces à une séparation totale du contact roulant. La procédure de calcul illustrée dans la section suivante a été appliquée pour l'évaluation numérique de $\eta'_{b(m,n)}$ en se basant sur un échantillon représentatif de surfaces de roulements réelles.

Les méthodes présentées ci-dessus ont permis d'obtenir une série de valeurs pour $\eta'_{b(m,n)}$. Les points de données et les courbes d'interpolation qui en résultent sont représentés graphiquement sur le diagramme de $\kappa - \eta_b$ à la Fig. 6. Dans un souci de clarté, seul un groupe représentatif de surfaces types de roulements est présenté. Les courbes de $\eta'_b(\kappa)$, générées numériquement, montrent de façon constante une tendance caractéristique au déclin rapide de η'_b pour une diminution des conditions de lubrification nominales κ du contact.

Différents auteurs [10] ont avancé l'idée selon laquelle le paramètre adimensionnel de longueur d'onde $\nabla = (\lambda/a) \sqrt{M/L}$ serait susceptible de fournir une meilleure corrélation avec « la formation » de pression au niveau des aspérités et, par conséquent, avec η_b . Un paramètre de lubrification, qui inclurait, en plus de l'épaisseur du film, une mesure de la longueur d'onde des aspérités, permettrait probablement une meilleure différenciation entre les différentes textures de rugosité et les valeurs η_b correspondan-

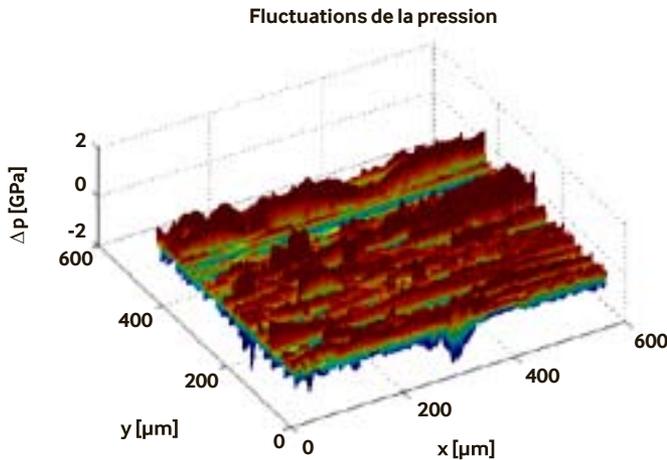


Fig. 3c : fluctuations de la pression à l'intérieur du contact EHD calculées selon la FFT (pression de Hertz du contact de roulement de 2,17 Gpa, épaisseur centrale du film de 0,103 μm).

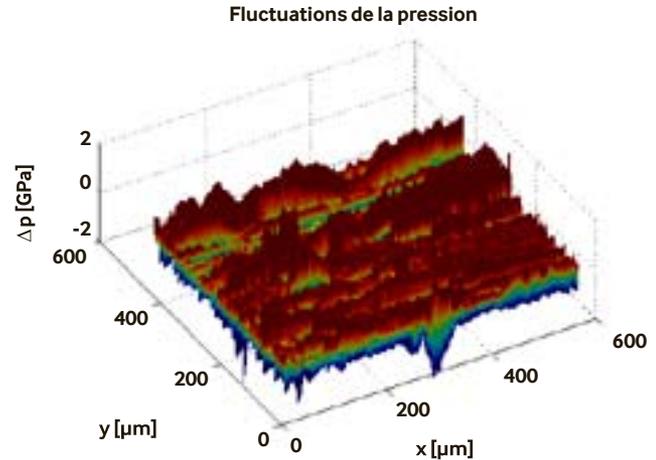


Fig. 5 : fluctuations de la pression à l'intérieur du contact EHD. Une réduction de l'épaisseur du film de lubrifiant d'environ 34% par rapport à la Fig. 3c, sans autre modification des conditions de service de l'exemple de la Fig. 3, se traduit par une augmentation de la pression maximale de 30%.

tes, que celle représentée sur la Fig. 6. Toutefois, la nécessité d'indices de vie dynamique standardisés vise essentiellement à garantir une limite minimale, ou sûre, pour les performances des roulements. Appliqué à la gamme des nombreux types de textures de rugosité de surface possibles, il en résulte des roulements d'excellente qualité. À cette fin, la méthode simple du coefficient de viscosité semble suffisante, et pour le moins pratique, κ étant un paramètre de lubrification parfaitement reconnu dans les pratiques d'ingénierie relatives aux roulements. Concernant la forme générale des courbes $\eta_b(\kappa)$ représentées sur la Fig. 6, on observe une forte ressemblance avec les courbes du coefficient de durée de vie (Λ) obtenues par Tallian et al. [3] qui indique que nous sommes bien en présence d'un phénomène physique élémentaire unique.

Les calculs numériques sont limités par la nécessité d'une valeur minimale concernant le film d'huile présent au niveau du contact (afin de préserver les conditions de continuité des équations d'écoulement du fluide utilisées). Pour cette raison, des valeurs de κ inférieures à $\sim 0,2$ ne pourraient être évaluées facilement. Des conditions de contact purement sec pourraient également servir à évaluer l'intégrale des contraintes en fatigue pour des conditions dans lesquelles le film peut être considéré comme négligeable. Toutefois, comme l'indique la tendance générale des courbes de la Fig. 6, η_b tend vers l'origine du graphique pour des conditions approchant la limite inférieure nominale de la plage de κ .

À des fins de comparaison, sur la Fig. 6, l'équation du facteur de lubrification décrite dans la réf. [2] est également représentée :

$$\eta_b(\kappa)_{nom} = \eta_b(\kappa)_{brg} / \psi_{brg} = \left(3,387 \frac{b_1(\kappa)}{\kappa^{b_2(\kappa)}} \right)^{5/2} \quad (14)$$

Dans l'équation (14), les constantes b_1 et b_2 sont fixées pour trois intervalles de la plage de κ , et ψ_{brg} est une constante, caractérisant chacun des quatre principaux types de roulements : roulements radiaux à billes, à rouleaux, butées à billes et à rouleaux. Dans l'évaluation qui nous intéresse, nous comparons la valeur η'_b , obtenue numériquement, à la forme normalisée du facteur de lubrification $\eta_b(\kappa)_{nom}$ de l'équation (14). Il apparaît que la relation (14), représentée sur la Fig. 6 par une ligne pleine en gras, offre une bonne sécurité par rapport aux valeurs de η'_b déterminées par calcul numérique. En effet, la Fig. 6 montre que pratiquement tous les échantillons de rugosité de surface analysés se situent largement au-dessus de la ligne limite standard. L'équation (14) apparaît ainsi comme un choix raisonnable et sûr pour l'évaluation de l'impact des conditions de lubrification sur le roulement et la durée de vie escomptée.

Certaines des textures de rugosité utilisées dans l'évaluation numérique provenaient de roulements également soumis à des essais d'endurance. Dans la Partie 2, consacrée aux essais d'endurance réalisés sur les roulements dans différentes conditions de lubrification, il est question, dans le

cadre des résultats expérimentaux, de comparaisons entre les durées provenant d'essais d'endurance et celles obtenues à partir du facteur de lubrification (14).

La Fig. 7 résume la méthodologie globale de calcul qui est décrite ci-après :

- Mesurer des topographies de roulement réel à l'aide d'un microscope optique, correspondant à un point au centre du contact de Hertz.
- Décomposer la micro-géométrie mesurée en composantes sinusoïdales.
- À partir des conditions de service dans le contact, déterminer les pressions et la déformation de chaque composante sinusoïdale par le biais de la solution analytique.
- Reconstituer la solution pour la détermi-

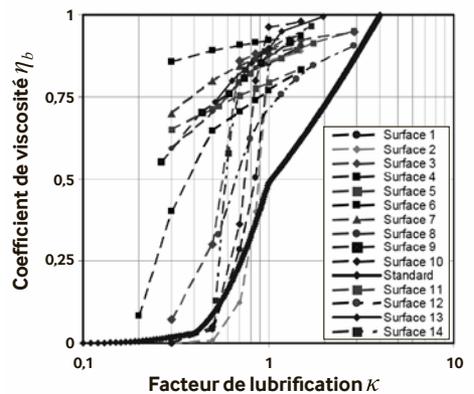


Fig. 6 : résumé du facteur de lubrification calculé numériquement pour des textures types de surfaces de pistes de roulements. Ce graphique présente également le facteur de lubrification utilisé pour la norme sur les roulements (ligne pleine en gras), et obtenu à partir de l'équation (14) de la réf. [6].

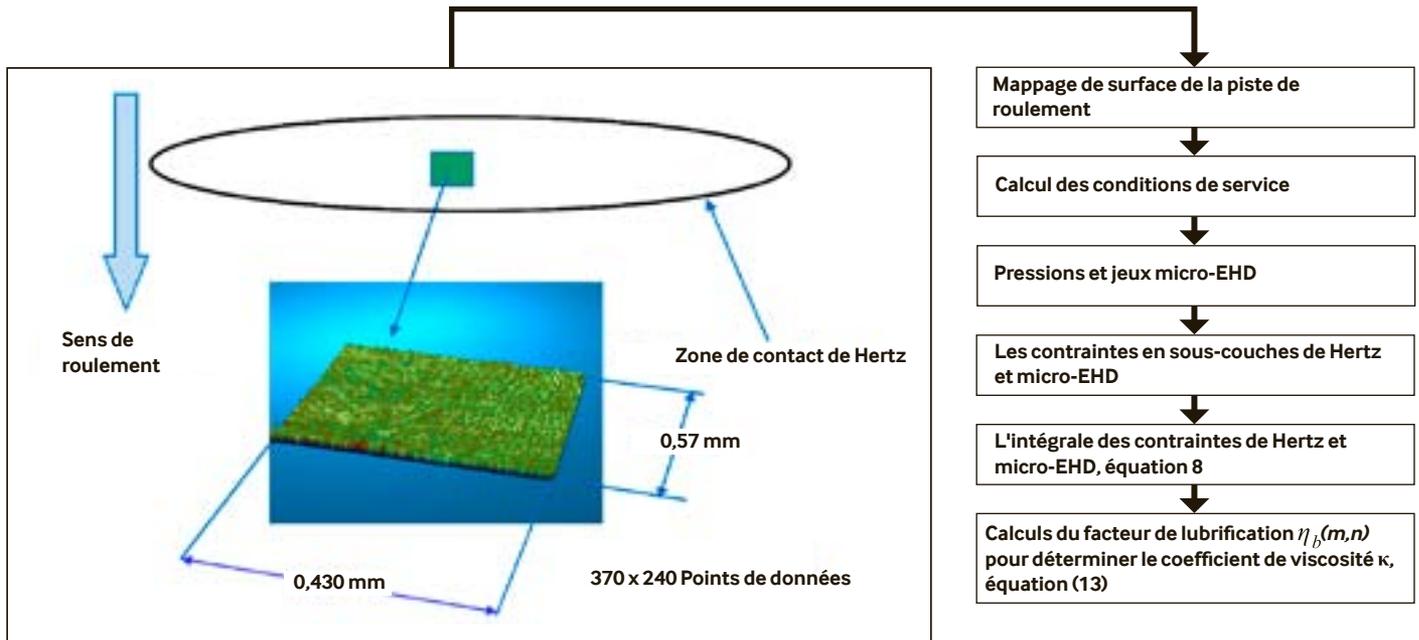


Fig. 7 : représentation schématique du mappage de surface de la piste de roulement et étapes du calcul du facteur de lubrification à partir de la topographie de surface spécifique et des conditions de service indiquées.

- Utiliser la méthodologie des micro-contraintes pour calculer les contraintes en sous-couches.
- Appliquer l'équation (13) pour calculer le paramètre η_b pour le cas qui nous intéresse.

4. DISCUSSIONS ET CONCLUSIONS
 La théorie de base pour déterminer le facteur de qualité de la lubrification dans l'évaluation de la durée de vie des roulements a été présentée. Il apparaît que ce facteur peut être relié au calcul des pressions micro-EHD, des contraintes et des dommages par fatigue, et représente ainsi une mesure de l'impact de la qualité de la lubrification sur la durée de vie théorique des roulements. L'utilisation de topographies mesurées de roulement et de conditions de lubrification différentes montre que des topographies différentes influent différemment sur l'estimation de la durée de vie. Toutefois, le modèle $\eta_b(\kappa)$ actuel tel que décrit dans la référence [6] représente une limite prudente sûre qui couvre de façon satisfaisante la plupart des cas analysés ici.

La méthodologie micro-EHD présentée ici constitue une méthode efficace (qui évite de recourir à des solutions numériques extrêmement coûteuse en ressources informatiques) pour évaluer l'effet des dommages dus à la fatigue de n'importe quelle caractéristique topographique de faible

amplitude au niveau des contacts roulants (rugosité ou indentations). Dans le présent article (Partie 1), la méthodologie est appliquée pour déterminer le facteur de lubrification η_b des roulements ; dans la seconde partie (Partie 2), cette méthodologie sera employée pour déterminer le facteur de contamination η_c .

Par Guillermo Morales Espejel, Antonio Gabelli et Stathis Ioannides – Centre de recherche ERC de SKF – Nieuwegein (Pays-Bas).

CONCLUSIONS

1. Contrairement aux modèles actuels, la formulation décrite ici (au niveau des contraintes) peut rapidement introduire une micro-géométrie détaillée (topographie et micro-défauts de surface par ex.), sans qu'il soit nécessaire de réaliser des simulations numériques EHD complètes. Des comparaisons avec de précédents résultats (numériques et expérimentaux) montrent une bonne corrélation avec le modèle actuel.
2. Il apparaît que le facteur de lubrification, qui entre dans la formule de durée vie des roulements η_b , est directement lié aux pressions micro-EHD et aux contraintes présentes dans un contact EHD induites par la rugosité de la surface et la qualité de la lubrification. Ce facteur constitue une limite inférieure prudente pour le calcul de nombreuses surfaces de roulements.

Références

[1] Gabelli, A., Morales-Espejel, G.E., Ioannides, E., *Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings*, Tribol. Trans., vol. 51, pp. 428–445, 2008.
 [2] Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A., *An Analytical Formulation for the Life Rating of Rolling Bearings*, Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, 137, 1999.
 [3] Tallian, T.E., Chiu, Y.P., van Amerongen, E., *Prediction of Traction and Micro-Geometry Effects on Rolling Contact Fatigue Life*, Trans. ASME, J. of Trib., vol. 100, pp. 156–166, 1978.
 [4] Bolton, W.K., *Elastohydrodynamic in Practice*, Rolling Contact Fatigue: Performance Testing of Lubricants, Turret, R., and Wright, E.P., Ed.; The Institute of Petroleum, London, pp. 17–25, 1977.
 [5] Harris, T.A., and Kotzalas, M.N., *Advanced Concepts of Bearing Technology*, CRC Taylor & Francis, 240-246, 2007.
 [6] International Standard: *Rolling Bearings – Dynamic load rating and rating life*, ISO 281: 2007.
 [7] Venner, C. H., *Multilevel Solutions of the Line and Point Contact Problems*, Ph.D. dissertation, University of Twente, Enschede, the Netherlands, 1991.
 [8] Morales-Espejel, G.E., Lugt, P.M., Van Kuilenburg, J., Tripp, J.H., *Effects of Surface Micro-Geometry on the Pressures and Internal Stresses of Pure Rolling EHL Contacts*, STLE Tribology Transaction Vol. 46, pp. 260-272, 2003.
 [9] Tripp, J.H., Van Kuilenburg, J., Morales-Espejel G.E., Lugt, P.M., *Frequency Response Functions and Rough Surface Stress Analysis*, STLE Tribology Transaction Vol. 46, pp. 376-382, 2003.
 [10] Venner, C.H., and Lubrecht, A.A., *Multi-Level Methods in Lubrication*, Elsevier Science, 2000.
 [11] Greenwood, J.A., and Morales-Espejel, G.E., *The Behaviour of Transverse Roughness in EHL Contacts*, Proc. Instn. Mech. Engrs., part J, J. of Eng. Tribol., 208, pp.121-132, 1994.
 [12] Ioannides, E., and Harris, T.A., *A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings*, Trans. ASME, J. of Trib., 107, pp. 367-378, 1985.