

Modélisation multi-échelle discrète d'un roulement pour le couplage électromécanique

C. Machado¹, M. Guessasma¹, V. Bourny^{1,2}, J. Fortin^{1,2}, S. Baudon^{1,3}, P. Maier³

¹ LTI, Université de Picardie Jules Verne, {charles.machado,mohamed.guessasma, valery.bourny, jerome.fortin, stephanie.baudon}@u-picardie.fr

² Ecole d'ingénieur ESIEE Amiens

³ Société EREM, {paul.maier}@erem.fr

Résumé — Ce travail allie une approche par la Méthode des Eléments Discrets (MED) qui permet de modéliser entièrement le roulement avec une formulation électromécanique de façon à déduire une réponse électrique du roulement en fonctionnement à des fins de surveillance et de diagnostic. Des activités de recherche récentes au sein du LTI ont aidé à simuler, mesurer et comprendre la réponse électrique des systèmes multi-contacts en statique et à faible vitesse. Cette étude propose de tenir compte des effets induits par la rugosité et par la lubrification de façon à envisager des vitesses de fonctionnement plus élevées.

Mots clés — MED, roulement à billes, couplage électromécanique, contact lubrifié

1 Introduction générale

L'endommagement et l'usure d'un roulement peuvent difficilement être décrits théoriquement du fait de la complexité des mécanismes mis en jeu et même les approches numériques existantes se révèlent inadaptées. La génération de bruits, de vibrations anormales, d'échauffement témoignent trop tardivement de l'initiation d'un mode de défaillance ce qui implique bien souvent le remplacement du composant incriminé. Depuis 2008, les études menées au Laboratoire des Technologies Innovantes ont clairement établi la pertinence des mesures électriques localisées sur les roulements et généré une démarche prometteuse [1, 2, 3] en matière de surveillance prédictive. La combinaison de cette technique électrique avec les principales méthodes de surveillance devrait conduire à un outil de suivi des machines tournantes très performant ainsi qu'à un système d'aide à la décision sans égal. Du point de vue industriel, la définition d'indices de qualité du contact roulant à partir des mesures électriques et des données issues des méthodes classiques, permettrait de pouvoir suivre l'évolution de l'état des roulements qui sont au cœur des préoccupations, dans les machines tournantes. Sur la base de travaux précédents [4, 5], une modélisation multi-échelle du roulement par la MED est proposée et des modèles électromécaniques sont introduits. En effet, la MED est particulièrement adaptée à la modélisation dynamique de ce type de problème multi-contacts et dans le but d'enrichir la description électromécanique du roulement en fonctionnement, la qualité de l'interface roulante est prise en compte en considérant la rugosité ainsi que la lubrification. Cet enrichissement est nécessaire dès lors que le fonctionnement standard d'un roulement est étudié.

2 Description mécanique d'un roulement

Dans la continuité des travaux exposés lors des précédentes éditions du CSMA [4, 5], un roulement réel à contact radial de type 6208 est choisi comme référence. D'un point de vue numérique, ce roulement est composé de 9 éléments discrets roulants contraints entre 2 bagues épaisses faites d'éléments discrets cohésifs modélisant l'acier. Une cage en polyamide (isolante), modélisée par 9 autres éléments discrets glissants assure un écart constant et conserve un jeu entre les éléments roulants. Pour assurer le comportement cinématique des éléments roulants, un modèle de contact frottant est considéré aux contacts "bille/piste". Les bagues peuvent avoir un comportement élastique ou rigide selon le montage considéré.

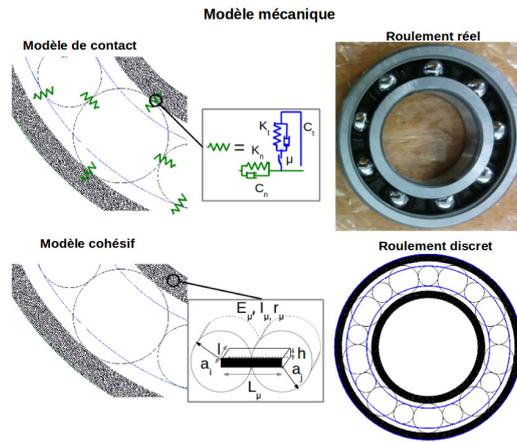


FIGURE 1 – Modélisation discrète d'un roulement

2.1 Modèle de contact

L'approche de Cundall [6], basée sur des analogies avec des ressorts amortis dans les directions normale et tangentielle, permet de déterminer les efforts au niveau des contacts roulants (figure 1). Le roulement est composé d'un nombre restreint d'éléments discrets macroscopiques interagissant par contacts intermittents. D'après la théorie du contact Hertzien, la relation entre la force appliquée au contact et l'enfoncement δ_n n'est pas linéaire. Mindlin and Deresiewicz [7] proposent une expression pour déterminer la raideur normale K_n et la raideur tangente K_t :

$$K_n = \frac{4G\sqrt{R_{eq}}}{3(1-\nu)} \sqrt{\delta_n} \quad \text{et} \quad K_t = \frac{2(3R_{eq}G^2(1-\nu))^{1/3}}{2-\nu} |F_n|^{1/3} \quad (1)$$

Cundall et Strack soulignent que le rapport $\frac{K_t}{K_n}$ se situe dans l'intervalle $[\frac{2}{3}, 1]$ pour conserver un contact Hertzien. G désigne le module de cisaillement des matériaux en contact ($\frac{E}{2(1+\nu)}$), avec E le module de Young et ν le coefficient de Poisson des éléments roulants. R_{eq} est le rayon équivalent au contact. La dissipation au contact à plusieurs sources, parmi elles, la dissipation hystérétique des parties pénétrées est initialement considérée :

$$C_{n,t} = C_{hyst} = \frac{3K_{n,t}\alpha_e\delta_n^{3/2}}{2} \quad (2)$$

où $\alpha_e = 0.08$ désigne un coefficient de restitution lié à l'acier. Le coefficient de frottement "sec" $\mu = 0.1$ introduit un mécanisme de dissipation par frottement de type Coulomb et permet de mettre en rotation les éléments roulants.

Ces modèles, essentiellement pilotés par le terme K_n ont été validés à partir d'études paramétriques. La rigidité global du composant simulé par la MED est en adéquation avec les données des constructeurs [8]. Cependant, le contact bille/bague avec cette approche est supposé parfait. L'évaluation du transfert électrique se faisant par les surfaces de contact a donc conduit à considérablement sous-estimer la résistance électrique de plusieurs ordres de grandeur. Pour enrichir les simulations couplées, le contact "rugueux" ainsi que la lubrification doivent être introduits. Le contact rugueux tend à réduire la surface de contact responsable du transfert électrique et conduit donc à rendre le modèle numérique discret plus résistif. Le lubrifiant joue aussi un rôle important pour le transfert électrique et peut être considéré à l'aide des modèles élastohydrodynamiques (EHD). Cet enrichissement conduit à considérer en plus de l'amortissement hystérétique C_{hyst} [9], un amortissement fluide C_{fluide} . Le coefficient de frottement μ devient aussi une fonction de la lubrification. Selon les propriétés du lubrifiant et les conditions de chargement, le comportement vitreux de ce dernier peut éventuellement amener à corriger les modèles de raideur.

2.2 Modèle de cohésion

Ces enrichissements aux contacts ont été rendus possibles en modélisant les bagues. Ces dernières sont fortement sollicitées et peuvent décrire plusieurs modes de déformation. Elles présentent aussi une rugosité au niveau des pistes de roulement plus importante que celle des billes. La modélisation des

bagues par éléments discrets reproduit le comportement mécanique des bagues en utilisant un modèle lattice [10, 11]. Chaque bague est associée à un empilement granulaire "microscopique". Les interactions entre les éléments discrets "microscopiques" de ces empilements sont gouvernées élastiquement par des poutres de module de Young E_μ , de longueur L_μ , de section A_μ et de moment d'inertie I_μ (figure 1). Chaque contact dit "cohésif" est maintenu par une force de rappel fonction de la section A_μ , de côté l , d'épaisseur h , telle que :

$$h = r_\mu \frac{a_i + a_j}{2} \quad (3)$$

où $r_\mu \in]0, 1]$ est un rayon adimensionné, a_i et a_j désigne respectivement les rayons des éléments discrets cohésifs i et j en contact. Ainsi, les efforts locaux de cohésion agissant entre deux particules cohésives i et j sont calculés à partir du système suivant :

$$\begin{bmatrix} F_n^{i \rightarrow j} \\ F_t^{i \rightarrow j} \\ M_{i \rightarrow j}^{int} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_\mu A_\mu}{L_\mu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12E_\mu I_\mu}{L_\mu^3} & \frac{6E_\mu I_\mu}{L_\mu^2} & \frac{6E_\mu I_\mu}{L_\mu^2} \\ 0 & \frac{6E_\mu I_\mu}{L_\mu^2} & \frac{4E_\mu I_\mu}{L_\mu} & \frac{2E_\mu I_\mu}{L_\mu} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_n^i - u_n^j \\ u_t^i - u_t^j \\ \theta_i \\ \theta_j \end{bmatrix}$$

où θ_i et θ_j sont respectivement les rotations des particules i et j et $u_{n,t}^i - u_{n,t}^j$ désignent les déplacements relatifs normaux et tangentiels des éléments en contact

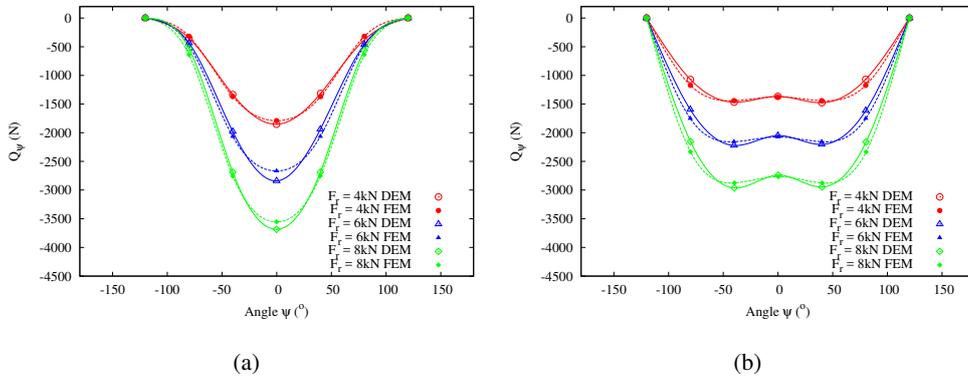


FIGURE 2 – Répartition du chargement mécanique (a) avec des bagues rigides (b) avec des bagues déformables

En choisissant les paramètres $E_\mu = 505$ GPa et $r_\mu = 0.5$, les simulations statiques du roulement discret avec des bagues en acier ont permis de comparer la répartition du chargement avec les approches par éléments finis, figure 2. D'autres simulations en dynamique ouvrent la voie à l'étude de l'endommagement où le champ des contraintes est déterminée pendant le fonctionnement du roulement, figure 3. La discrétisation des bagues rend l'interface "rugueuse" au sens de Greenwood [12, 13]. La figure 3 (ou

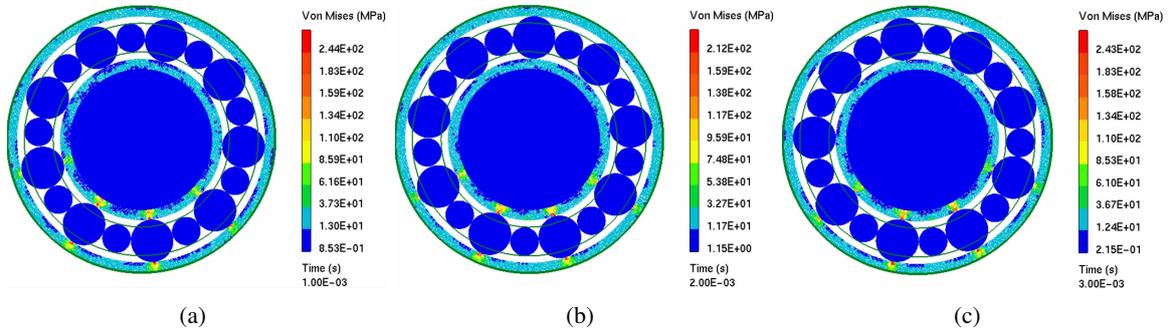


FIGURE 3 – Champs des contraintes de Von Mises au cours du temps pour $F_r = 6$ kN et $\omega = 500$ rad/s

les vidéos dans le contenu supplémentaire) montre l'évolution du champ des contraintes de Von Mises dans les bagues à trois instants (a), (b) et (c) séparés de 10^{-3} s, lorsque le roulement tourne à la vitesse $\omega = 500$ rad/s. Chaque élément roulant voit son chargement mécanique varier à mesure qu'il se déplace

sur les pistes du roulement. Pour des bagues rigides, l'intensité du champ des contraintes est maximale au niveau des contacts roulants. Un fragment de piste de roulement, sur la bague externe ressent des sollicitations périodiques causées par le passage des éléments roulants et l'histoire du contact "fixe" peut être conservée.

3 Couplage électromécanique du contact roulant

A condition que le composant soit correctement monté et de bonne fabrication, son état mécanique global est essentiellement piloté par le jeu radial, la charge supportée F_r et la vitesse de rotation ω . Sur la base d'expérimentations à des fins de diagnostic, il est proposé de suivre les variations de la résistance électrique du roulement en fonctionnement.

3.1 Limites du modèle électromécanique simplifié à basse vitesse

En négligeant la lubrification, le transfert électrique dépend des grandeurs mécaniques intrinsèques et des propriétés électriques des matériaux en contact [1]. La réponse électrique du système est liée aux surfaces de contact bille/piste. Ces surfaces apparentes de forme elliptique étaient initialement calculées par la théorie de Hertz adaptée aux roulements [14]. A l'aide de considérations tribologiques, la discrétisation de l'interface des pistes nous permet désormais de considérer un faible pourcentage de ces surfaces formées de spots hertziens. Un élément roulant en contact simultanément avec la bague intérieure et la bague extérieure forme une résistance locale (figure 4(a)). Le modèle électrique entre ces deux contacts s'écrit :

$$R_{ij}^k = \frac{1}{C_{ij}^k} = \frac{2V_b}{\gamma S_i S_j (1 - \cos\theta)} \quad (4)$$

où R_{ij}^k désigne la résistance électrique locale, formée par les contacts i et j , correspondant à l'élément roulant k de volume V_b . γ est la conductivité électrique du matériau, θ est l'angle formé entre les points de contact i , j et l'élément roulant (pour un roulement à contact radial $\theta = \pi$). S_i et S_j sont les surfaces de contact calculées à partir de la somme des spots. L'introduction de la bagues élastiques a rendu les pistes du roulement discrétisées, ainsi le contact électrique est défini par la somme des "micro-contacts" qualifiés de spots à caractère hertzien, selon la description de Greenwood. On parlera de rugosité numérique comme le suggère la figure 4(a).

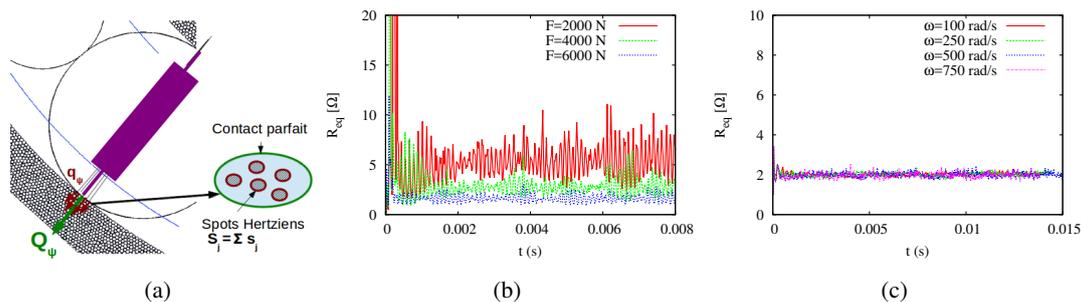


FIGURE 4 – (a) Caractéristiques du contact électrique (b) sensibilité électrique au chargement et (c) sensibilité électrique à la vitesse

L'hypothèse du contact métal-métal sans lubrification n'est valable que pour les chargements importants et à basse vitesse. A un instant donné, la résistance électrique équivalente du roulement est donnée par l'assemblage en parallèle des éléments roulants impliqués dans le transfert du chargement mécanique. Bien que ce modèle simplifié soit sensible au chargement mécanique, 4(b) selon une loi en puissance ($R \propto F^{-4/3}$) et détermine l'ordre de grandeur du Ohm conforme aux expérimentations à basse vitesse, il ne rend pas compte de la sensibilité en vitesse, figure 4(c). L'effet de la lubrification doit, donc, être introduit pour enrichir les simulations. Pour des raisons d'optimisation, le modèle du roulement va

Modèle	1	2	3
Nb d'éléments par piste	300	1000	3000
Rayon moyen d'un élément	367.5 μm	96.32 μm	37.71 μm
Pourcentage de l'aire de Hertz	5 %	3.2 %	2.2%

TABLE 1 – Influence de la discrétisation des bagues sur la surface de contact apparente

désormais être simplifié de façon à s'intéresser uniquement aux phénomènes à l'interface et les bagues seront considérées rigides tout en conservant des pistes de roulement rugueuses.

3.2 Vers un modèle électromécanique macroscopique enrichi au contact

Le modèle mécanique est simplifié de façon à s'intéresser uniquement à l'interface roulante. Les bagues du roulement sont réduites à des chaînes d'éléments discrets, figure 5. L'idée consiste à matérialiser la rugosité des pistes par ces chaînes discrètes cohésives. Cette description intermédiaire offre la possibilité d'introduire une modélisation qui prend en compte le caractère multi-contact de l'interface bille/piste tout en maîtrisant le temps de calcul.

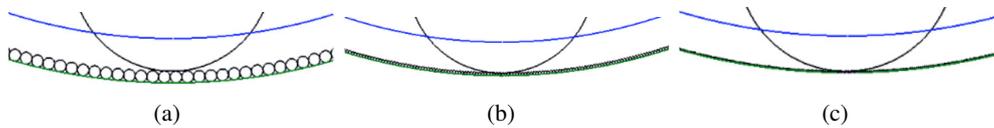


FIGURE 5 – Discretisation des pistes de roulement (a) à 367 μm , (b) à 96 μm et (c) à 37 μm

Cet enrichissement corrige l'aire de contact surévaluée par la théorie de Hertz lorsque la surface est supposée parfaitement lisse. Le transfert électrique s'opère finalement sur un faible pourcentage de l'aire de Hertz macroscopique correspondant à la somme des aires relatives au contact "rugueux" hertzien.

3.2.1 La rugosité numérique

Une description optimisée pour l'étude du contact avec des bagues rigides est introduite. Les pistes du roulement sont modélisées par une chaîne d'éléments discrets cohésifs. Les paramètres du modèle cohésif donnés en 2.2 sont conservés mais le comportement effectif de la chaîne d'éléments discrets microscopiques ne peut plus être associé à l'acier. D'ailleurs, il n'est plus question de caractériser le comportement mécanique des bagues réelles. Cette approche multi-échelle vient compléter les simulations couplées en introduisant différentes discrétisations de l'interface. Il ne s'agit pas d'atteindre l'échelle réelle de rugosité mais plutôt de déduire une rugosité numérique "effective" fonction de la discrétisation des pistes. Ainsi, il est possible de considérer qu'un faible pourcentage de l'aire de Hertz apparente comme le montre la figure 4(a). Les discrétisations proposées sont résumées dans le tableau 1. D'après les analyses tribologiques de Stribeck [15] résumées par la figure 6(a), le nombre de Hersey Hs qui indirectement introduit le ratio entre l'épaisseur de film lubrifiant et la rugosité, est le paramètre important pour un contact lubrifié. D'une part, il redéfinit le coefficient de frottement au contact. D'autre part, il montre l'existence de plusieurs régimes de lubrification. Les travaux présentés par le passé s'intéressaient aux basses vitesses où le régime de lubrification limite permettait de valider l'hypothèse du contact sec. Or, le fonctionnement standard d'un roulement impose un régime de lubrification mixte/EHD puisqu'il maximise la durée de vie de roulement [16]. La compétition entre rugosité et film de lubrifiant à l'interface illustrée par la figure 6(b) implique de nouveaux modèles électromécaniques à l'interface.

3.2.2 Le film de lubrifiant

La formation d'un film de lubrifiant à l'interface est fonction des conditions de charge, de vitesse et de la viscosité de lubrifiant choisi. Évaluer l'épaisseur de lubrifiant dans l'interface fait appel à la théorie Elastohydrodynamique du contact. Beaucoup de travaux ont déjà traité ce sujet dans la littérature scientifique, les plus notables étant ceux de Downson et Hamrock [17, 18]. Dans le cas d'un roulement à

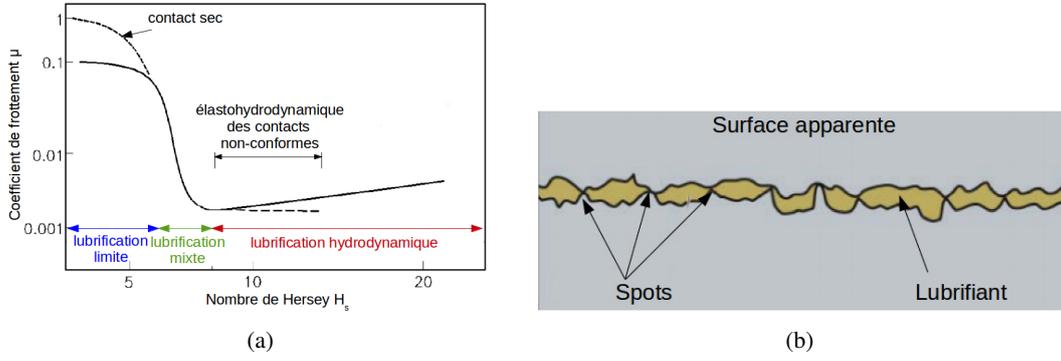


FIGURE 6 – (a) Régimes de lubrification (b) contact apparent rugueux lubrifié

billes, h_c , l'épaisseur centrale du fluide dans le contact s'écrit :

$$h_c = 2.69 \frac{\bar{U}_r^{0.67} (\alpha E_{eq})^{0.53}}{\bar{W}^{0.067}} (1 - e^{-0.73k}) R_x \quad (5)$$

avec $\alpha = 2.3 \times 10^{-8}$ le coefficient viscosité/pression du lubrifiant, $E_{eq} = E/1 - \nu^2$ le module Young équivalent de l'acier et k l'ellipticité du contact. Les grandeurs adimensionnelles \bar{U}_r et \bar{W} liées à la vitesse et à la charge sont respectivement définies par :

$\bar{U}_r = \frac{\mu_0 U_r}{E_{eq} R_x}$ et $\bar{W} = \frac{Q_\psi}{E_{eq} R_x^2}$ où U_r désigne la vitesse d'un élément roulant ($m.s^{-1}$), R_x est le rayon de contact équivalent faisant intervenir les conformités des bagues et Q_ψ est la charge supporté par un élément roulant à la position angulaire ψ .

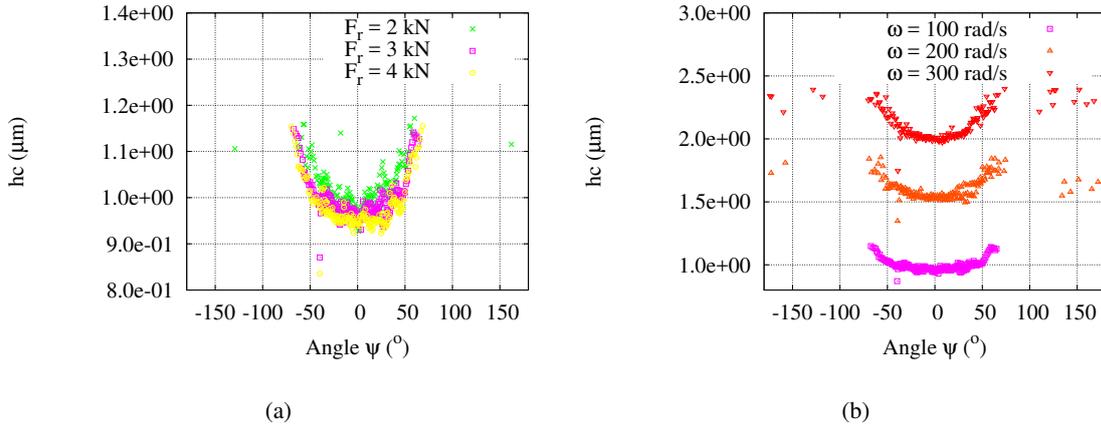


FIGURE 7 – Études paramétriques de l'épaisseur de lubrifiant dans le roulement en fonction (a) du chargement mécanique à $\omega = 100$ rad/s (b) de la vitesse à $F_r = 3$ kN

Pour un roulement à jeu nul, supportant une charge radiale F_r vers le bas par sa bague interne et tournant à la vitesse ω , l'épaisseur du lubrifiant est déterminée à l'interface bille/piste interne au cours du temps ($h_c = f(\psi(t))$). Deux études paramétriques montrent comment varie cette épaisseur en fonction de la position angulaire d'un élément roulant ($\psi = 0$ étant le pôle sud du roulement) pour différentes conditions de fonctionnement. L'ordre de grandeur de cette couche, exprimé en μm se situe dans l'intervalle $[0.1, 3]$ ce qui correspond aussi à la rugosité des pistes. Il ressort de la figure 7(b) que l'épaisseur est très sensible à la vitesse de rotation du roulement. L'amortissement fluide C_{fluide} prend aussi de l'importance si la lubrification est suffisante. La présence de ce film mince contribue à la dissipation énergétique du système et rigidifie éventuellement les modèles de contact. L'étude des contacts EHD a permis d'évaluer cette dissipation complexe en dynamique [19, 20]. L'amortissement lié à la lubrification devient le mécanisme de dissipation privilégié et peut s'écrire comme suit :

$$C_{n,t} = C_{fluide} = \frac{3}{\sqrt{2}} \frac{\pi \eta R_b^{3/2} a}{h_{min}^{3/2}} \quad (6)$$

avec $\eta = 0.04 \text{ N.s.m}^{-2}$, la viscosité du fluide à la température de fonctionnement, a le demi-grand axe du contact elliptique de Hertz et R_b le rayon d'un élément roulant. $h_{min} = f(h_c)$ désigne l'épaisseur minimale du fluide au contact considéré.

3.3 Conséquences électromécaniques

L'introduction du contact lubrifié suppose un nouveau modèle de couplage électromécanique valable à l'échelle macroscopique définie par le contact apparent. Le transfert électrique au contact roulant bille/piste doit tenir compte du régime de lubrification. A l'interface bille/piste, la résistance de contact électrique contient deux contributions. La première contribution suppose des résistances de constriction [21] (Holm) prédominantes à basse vitesse et la seconde introduit des résistances liées à la lubrification, prédominante à haute vitesse. La résistance d'un contact apparent bille/bague lubrifié est formée de ces résistances associées en parallèle :

$$\frac{1}{R_{interface}} = \frac{1}{R_{Holm}} + \frac{1}{R_{fluide}} \quad (7)$$

Cette hypothèse est issue de l'analyse de la courbe de Stribeck, figure 6(a). Selon le régime de lubrification, soit le terme de contact l'emporte, soit le terme fluide l'emporte soit ils apportent tous deux des contributions similaires à la résistance globale du roulement. Indirectement, la mesure électrique fournit donc une mesure du régime de lubrification. L'épaisseur du film étant très sensible à la vitesse de rotation, le modèle électrique proposé devrait améliorer les comparaisons entre les simulations et les expérimentations pour des applications avec un roulement lubrifié.

Remerciements : Cette étude fait partie du projet Picardie Technopole EROLLING2 (2015-2018). Nous remercions le FEDER et la région Hauts-de-France pour leur soutien financier.

Références

- [1] K. Bourbatache, M. Guessasma, E. Bellenger, V. Bourny, and A. Tekaya. Discrete modelling of electrical transfer in multi-contact systems. *Granular Matter*, 14 (1) :1–10, 2012.
- [2] K. Bourbatache, M. Guessasma, E. Bellenger, V. Bourny, and J. Fortin. Dem ball bearing model and defect diagnosis by electrical measurement. *mechanical systems and signal processing*, 41 :98–112, 2013.
- [3] C. Machado, M. Guessasma, E. Bellenger, K. Bourbatache, V. Bourny, and J. Fortin. Diagnosis of faults in the bearing by electrical measures and numerical simulations. *Mechanics and Industry*, 15(5) :383–391, 2014.
- [4] C. Machado, K. Bourbatache, M. Guessasma, E. Bellenger, V. Bourny, and J. Fortin. Simulation électromécanique par la med : Application au diagnostic des défauts dans les roulements à billes. In *Colloque National en Calcul des Structures*, 2013.
- [5] C. Machado, M. Guessasma, E. Bellenger, and H. Haddad. Modélisation électromécanique par la med d'un roulement à billes pour la caractérisation de l'état de chargement. In *Colloque National en Calcul des Structures*, 2015.
- [6] P. A. Cundall and O.D.L Strack. A discrete numerical model for granular assemblies. *Geotechnique*, 29 (1) :47–65, 1979.
- [7] R. D. Mindlin and H. Deresiewicz. Elastic spheres in contact under varying oblique force. *ASME journal of applied mechanics*, 20 :327–344, 1953.
- [8] C. Machado, M. Guessasma, and E. Bellenger. Electromechanical modelling by dem for assessing internal ball bearing loading. *Mechanism and Machine Theory*, 92 :338–355, 2015.
- [9] K. H. Hunt and F. R. E. Crossley. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact. *Journal of Applied Mechanics*, 42 (2) :440–445, 1975.
- [10] D. André, I. Iordanoff, J.-L. Charles, and J. Néauport. Discrete element method to simulate continuous material by using the cohesive beam model. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*, 213-216 :113–125, 2012.
- [11] H. Haddad, W. Leclerc, M. Guessasma, C. Pélegris, E. Bellenger E., and N. Ferguen. Application of dem to predict the elastic behavior of particulate composite materials. *Granular Matter*, 17 (2) :459–473, 2015.
- [12] J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. *Proc. of the Royal A.*, 295 :300–319, 1966.

- [13] J. A. Greenwood. Constriction resistance of the real area of contact. *Brit. J. Appl. Phys.*, 17, 1966.
- [14] B. J. Hamrock and W. J. Anderson. *Rolling-element bearings*. National Technical Information Service, 1983.
- [15] R. Stribeck. Ball bearings for various loads. *Trans. ASME*, 29 :420–463, 1907.
- [16] G. Lundberg and A Palmgren. *Dynamic Capacity of Rolling Bearings*. 1947.
- [17] D. Dowson and G. R. Higginson. *Elasto-hydrodynamic lubrication*. Pergamon Press, 2nd ed, 1977.
- [18] B. J. Hamrock and D. Dowson. *Ball Bearing Lubrication : Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts*. John Wiley & Sons Inc, 1981.
- [19] L. Xu and Y. Li. An approach for calculating the dynamic load of deep groove ball bearing joints in planar multibody systems. *Nonlinear Dynamics*, 70 (3) :2145–2161, 2012.
- [20] D. Nélias. Étude expérimentale et théorique du microgrippage dans les contacts élastohydrodynamiques. *Revue Générale de Thermique*, 36(1) :26 – 39, 1997.
- [21] R. Holm. Electrical contacts. *Theory and applications*. Springer-Verlag, 1967.