

Prise en compte des défauts de forme de bagues de roulements à billes intégrés dans des systèmes de positionnement

C. Jeannot^{a,b}, S. Dufrenoy^b, E. Sadoulet-Reboul^a, C. Lebreton^b, G. Chevallier^a

a. Université Bourgogne Franche-Comté, Institut FEMTO-ST, Département Mécanique Appliquée

b. ADR, groupe ALCEN

Mail correspondant : camille.jeannot@femto-st.fr

Résumé :

L'étude des roulements à billes de précision nécessite le développement de modèles prédictifs. Cependant, la plupart des codes de calcul ne prennent pas en compte les défauts de forme des bagues. Ils ne permettent donc pas de comprendre/prédire l'impact des défauts sur le comportement du roulement (chargement/décollement des billes, défauts de pointage, vibrations).

Le travail proposé concerne le développement d'un modèle intégrant les défauts de forme dans l'étude du comportement statique de roulements à billes. Celui-ci comprend à la fois une étude locale des paramètres géométriques et mécaniques ainsi que globale pour l'analyse des erreurs de pointage. L'approche développée permet d'étudier le cas de différents ordres et amplitudes de défauts sur des roulements seuls mais aussi des paires préchargées.

Abstract :

Studying high precision ball bearing requires the development of predictive models. However, most calculation codes don't consider rings waviness, so it's not possible to understand/predict waviness impact on the bearing behaviour (loading/balls gaping, pointing defects, vibrations).

The proposed work aims at developing a model including ball bearings waviness in a static analysis. It allows a local study on geometrical and mechanical parameters but also a global analysis to predict pointing defects. The developed approach can be used to study different waviness orders and magnitudes on both single and couple bearings.

Mots clefs : Roulements à billes ; Défauts de forme ; Ondulation des bagues ; Pointage ; Modèle semi-analytique

1 Introduction

Les roulements à billes de précision tels que ceux utilisés dans les systèmes de positionnement pour les applications spatiales ou la défense, nécessitent des tolérances de fabrication très fines afin de garantir au mieux le comportement du mécanisme. Cependant, dans un contexte de limitation des masses et de l'encombrement des systèmes, des bagues de roulements de plus en plus fines sont réalisées. Leur conception est alors plus délicate et il est récurrent de constater des défauts de forme atteignant $50\mu\text{m}$ d'ovalité sur des bagues d'un diamètre de 300mm. Ces défauts géométriques, même faibles, ont un impact sur le comportement du roulement qu'il est important de pouvoir quantifier. De nombreux modèles mathématiques ont été développés pour prédire le comportement des roulements à billes mais la plupart considèrent des géométries parfaites. L'objectif de cette étude est donc de prédire l'impact des défauts sur le comportement statique du roulement.

Cet article est divisé en trois parties. Dans un premier temps, un état de l'art sur la modélisation des défauts des bagues de roulements est présenté. La deuxième partie concerne le développement du modèle analytique prenant en compte les ondulations de bagues. Enfin, la dernière partie mettra en évidence l'impact des défauts sur la précision du pointage ainsi que les conséquences sur le chargement interne du roulement.

2 Etat de l'art

2.1 Type d'imperfections

Lors des différentes phases de fabrication, certains procédés peuvent créer des défauts de forme sur les bagues des roulements à billes. Les trois types d'imperfections géométriques les plus répandus sont les défauts de concentricité, ceux de planéité ainsi que ceux de circularité [1]. Du fait des procédés de fabrication, les deux premiers peuvent être plus facilement corrigés. En effet, lors de la fabrication des bagues, on procède tout d'abord par la réalisation du parallélisme des faces réduisant les problèmes de planéité. Ensuite, le diamètre extérieur est usiné en utilisant une surface plane de référence puis le diamètre intérieur est réalisé en ayant ce dernier pour référence, ce qui réduit ainsi les défauts de concentricité. Les défauts de circularité sont quant à eux les plus compliqués à maîtriser. Ces derniers peuvent être observés à différentes échelles permettant de différencier la rugosité des ondulations [2, 3]. Les ondulations correspondent à des combinaisons d'imperfections périodiques souvent induites par les phases de rectification ou de pierrage des bagues. La rugosité diffère principalement par sa période beaucoup plus faible, inférieure aux dimensions de l'ellipse de contact de Hertz.

2.2 Origine des défauts d'ondulation

Les défauts d'ondulation les plus couramment observés sont les suivants :

- L'ovalité (ondulation d'ordre 2) souvent liée au traitement thermique
- La triangulation (ondulation d'ordre 3) due à la prise de mors en tournage
- Les défauts de rectification (allant principalement de l'ordre 4 à 8) liés à la combinaison des vitesses de broche et de meule qui génère des facettes sur les surfaces des bagues
- Les défauts de micro-ondulation (ordre supérieur) induits par les superfinitions

Ces défauts de forme vont ainsi avoir un impact sur le couple de frottement [4] du fait des variations de la charge locale, engendrer des vibrations [5] et faire osciller l'axe d'orientation du roulement entraînant

des défauts de pointage. Le dernier point est problématique pour roulements intégrés dans les systèmes de positionnement car le pointage, c'est à dire la capacité à viser un point précis sans dévier de celui-ci malgré la rotation du roulement, est un critère important.

2.3 Modélisation des défauts

Dans la littérature, deux modèles de prise en compte des défauts d'ondulation sont principalement développés [6]. Le premier, référencé comme le modèle TVD (Time-Varying Displacement), intègre la modélisation des défauts sur les bagues par une fonction (ou une somme de fonctions) sinusoïdales. L'expression obtenue décrit alors la variation du rayon de la bague selon la position. Dans ce modèle, seuls les paramètres géométriques varient. La raideur de contact est alors exprimée comme une constante. Cependant, dans la réalité, lorsqu'une bille est en contact avec la surface ondulée, le rayon de courbure local de la bague varie. Dans le deuxième modèle, appelé TVDS (Time-Varying Displacement and Stiffness), ce phénomène n'est plus négligé. La raideur de contact entre les billes et les bagues va donc évoluer au cours du temps. D'autres articles prennent en compte, en plus des défauts d'ondulation des bagues, les défauts de forme des billes, en y appliquant comme précédemment des fonctions sinusoïdales [7].

L'étude de la souplesse des bagues de roulements a aussi permis le développement de modèles intégrant la modification de la géométrie des bagues. La plupart sont des modèles éléments finis, parfois sans détermination du contact pour réduire les temps de calcul [8]. La méthode développée par Cavallaro [9] permet un couplage entre une résolution semi-analytique pour le calcul des charges internes puis un modèle éléments finis pour la modification de la géométrie. Lacroix [10] a par la suite apporté des améliorations concernant la détermination de la nouvelle forme des bagues, puis étendu le modèle aux roulements à quatre points de contact.

L'objectif principal de ce travail est de présenter un modèle analytique permettant de prédire l'impact des défauts de forme sur le comportement d'une paire de roulements. Les études de cas réalisées permettent une comparaison entre le comportement d'un roulement seul et d'une paire, en présence de défauts de forme sur les bagues.

3 Modèle analytique prenant en compte les défauts

3.1 Hypothèses du modèle

Le modèle présenté par la suite a été développé sous certaines hypothèses :

- En dehors de la zone de contact, les bagues sont supposées rigides.
- Les billes ont une géométrie parfaite : elles ne présentent aucun défaut de forme et ont, au sein d'un même roulement, un diamètre identique.
- Le contact entre les bagues et les billes est considéré hertzien.

Pour notre étude, un modèle statique sera développé. En effet, les roulements étudiés étant des roulements de précision, utilisés dans des systèmes de positionnement, leur vitesse de rotation est généralement très faible. Nous considérerons donc qu'une succession d'équilibres statiques est représentative du comportement du roulement.

3.2 Introduction des défauts

La modélisation des ondulations des bagues se fait en exprimant le rayon fond de gorge, non plus comme une valeur constante mais comme une somme de fonctions sinusoïdales :

$$Rg_j^k = \frac{Dm^k}{2} + \sum_n A_n^k \times \cos(\omega_n^k \phi_j + \psi_n^k) \quad k = i, o \quad (1)$$

Avec Dm le diamètre moyen (figure 1), A_n l'amplitude de l'ondulation, ω_n l'ordre du défaut, ϕ_j la position angulaire de la bille j et ψ_n le déphasage du défaut. L'indice k désigne la bague du roulement : extérieure (o) ou intérieure (i), l'indice j , le numéro de la bille et n , l'ordre de la décomposition.

Cette modification va avoir un impact sur d'autres paramètres géométriques tels que l'angle de contact ou le jeu axial et radial. En effet, ces variables vont à présent être différentes pour chaque bille. Une analyse paramétrique a permis d'identifier tous ces paramètres.

Cette nouvelle définition engendre néanmoins une modification de la résolution de l'équilibre de manière itérative. En effet, pour un roulement sans défaut la configuration initiale correspond à une position sans jeu, où toutes les billes sont placées au contact de la bague. Cependant, ce point de départ n'est plus possible pour un roulement où l'angle de contact diffère pour chaque bille. Une solution pour pallier cette difficulté est alors de définir un nouveau système de coordonnées, identique pour toutes les billes et d'appliquer un pas adaptatif pour éviter les problèmes de résolution dans le cas où il n'y aurait pas de contact.

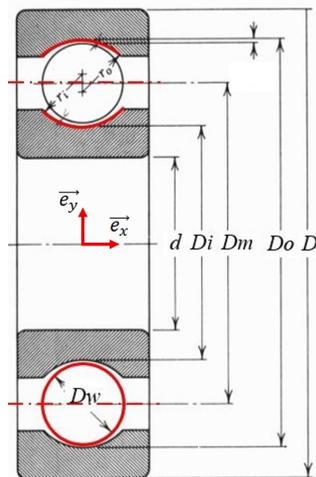


FIGURE 1 – Paramètres géométriques du roulement [11].

En présence d'ondulations sur les bagues, la raideur de contact va elle aussi varier. Le calcul de celle-ci s'effectue à partir de la somme des inverses des rayons de courbures. Pour une surface convexe, ceux-ci sont comptés positivement et pour une surface concave, ils sont définis négativement. Ces expressions dans le cas d'un roulement à billes à géométrie parfaite sont largement développées dans la littérature [11]. Si l'on considère le contact bague extérieure / bille, nous avons, en présence de défauts, la somme des inverses des rayons de courbures suivante :

$$\sum \rho_o = \frac{1}{Dw/2} + \frac{1}{Dw/2} - \frac{1}{R_{courb_{oj}}} - \frac{1}{r_o} \quad (2)$$

Du fait des ondulations, le rayon de courbure va varier selon la position et sera alors défini par le calcul du rayon de courbure local $R_{courb_{oj}}$: (avec Rmd , le rayon moyen au contact en présence de défauts)

$$R_{courb_{oj}} = \frac{\left(Rmd'_{oj}{}^2 + Rmd_{oj}{}^2 \right)^{3/2}}{2 Rmd'_{oj}{}^2 + Rmd_{oj}{}^2 - Rmd_{oj} * Rmd'_{oj}} \quad (3)$$

De la même manière, nous pouvons exprimer la variation de rayon de courbure de la bague intérieure. Comme dans le cas des bagues parfaites, la raideur de contact peut être déterminée une fois les fonctions de ρ et les constantes matériaux calculées [11].

Une fois la raideur K_n obtenue et les déflexions normales au contact δ_n calculées à partir des relations géométriques du roulement, il est alors possible de connaître l'évolution du chargement sur les billes, à l'aide de la relation de Hertz :

$$Q_{nj} = K_n \delta n_j^{3/2} \quad (4)$$

L'utilisation de la théorie de Hertz implique qu'au contact, les réactions se réduisent à des efforts normaux à la surface de contact.

En considérant la bague extérieure fixe, on réalise ensuite l'équilibre de la bague intérieure :

$$\{T_{arbre \rightarrow bague IR}\} + \sum_Z \{T_{bille \rightarrow bague IR}\} = \{0\} \quad (5)$$

Ces équations sont résolues à l'aide de la méthode de Newton-Raphson. A chaque itération, on calcule ainsi :

$$X_{k+1} = X_k - A^{-1}.F \quad (6)$$

Avec X contenant les déflexions du roulement, F correspondant aux cinq équations issues de l'équilibre (5) et A, la matrice jacobienne du système.

Dans cette étude, nous nous sommes uniquement intéressés à un roulement seul. Cependant, cette méthode peut être étendue à N roulements. Il est alors possible de résoudre le problème à 5N inconnues en les reliant aux déflexions du premier roulement par des relations géométriques. Néanmoins, avant de réaliser l'équilibre, certaines modifications sont nécessaires car les roulements ne vont pas se comporter de manière indépendante.

3.3 Extension à une paire de roulements à précharge rigide

Pour étudier une paire de roulements préchargée, nous devons dans un premier temps définir leur position relative, c'est à dire s'ils sont montés face à face (DX) ou dos à dos (DO). Une autre caractéristique d'une paire de roulement est la précharge qui offre plusieurs avantages. Tout d'abord, en éliminant le jeu axial, elle réduit les risques d'endommagement des billes et des gorges notamment en haute vitesse. De plus, elle permet une meilleure distribution des charges sur les billes et augmente ainsi la durée de vie du roulement.

Pour réaliser l'étude statique d'une paire, il faut dans un premier temps calculer la déflexion axiale due à la précharge. Cette déflexion, incluant le jeu axial minimum, va rester constante au cours du temps. Ainsi, en présence de défauts, il faudra calculer, pour chaque déphasage entre les bagues, la précharge associée. Pour étendre notre modèle précédent à une paire de roulements préchargée, il faudra donc suivre les étapes suivantes, avant la résolution par la méthode de Newton-Raphson :

- Calcul de la déflexion axiale due à la précharge appliquée, pour une configuration initiale
- Application d'un déphasage entre les deux bagues et détermination de la nouvelle précharge (cette étape est réalisée pour les deux roulements successivement)
- Si les précharges calculées pour les deux roulements ne sont pas les mêmes, un équilibre de celles-ci est réalisé pour s'assurer que la distance entre les centres de gorges fixes reste constante et que la précharge soit identique sur les deux roulements.

4 Cas applicatifs

4.1 Étude des défauts de pointage

En présence d'ondulations sur les bagues, le centre du roulement va se déplacer et son axe de rotation va varier, générant une ondulation appelée "wobble". A partir des déflexions (axiale : δa , radiales : $\delta r_y, \delta r_z$ et angulaires : θ_y, θ_z) calculées sous chargement, il est possible d'obtenir les défauts de pointage à une distance L du roulement :

$$\begin{pmatrix} Lx \\ Ly \\ Lz \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \delta a \\ \delta r_y \\ \delta r_z \end{pmatrix} + \frac{L}{\sqrt{1 + \tan^2 \theta_z^2 + \tan^2 \theta_y^2}} \begin{pmatrix} 1 \\ \tan \theta_z \\ -\tan \theta_y \end{pmatrix} \quad (7)$$

Une étude a été réalisée afin de déterminer les défauts de pointage d'un roulement ayant les paramètres géométriques suivants (figure 2) :

Géométrie	Ondulation
D = 42 mm	$wav_o = 7$
d = 20 mm	$wav_i = 3$
Dw = 6.35 mm	$A_{wav_o} = 2,5 \mu\text{m}$
Z = 11 (nombre de billes)	$A_{wav_i} = 2,5 \mu\text{m}$

FIGURE 2 – Paramètres du roulement

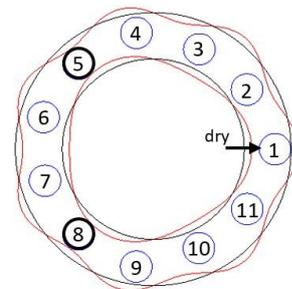


FIGURE 3 – Déplacement du centre du roulement dû au chargement des billes

Une première analyse a été menée sur un roulement seul avec un chargement axial de 1000N. Les résultats obtenus ont ensuite été comparés au cas d'une paire préchargée à 1000N.

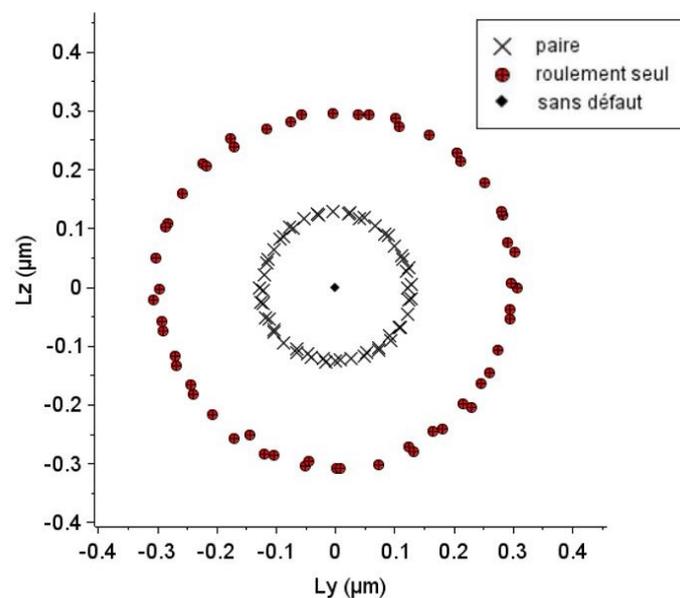


FIGURE 4 – Défauts de pointage à une distance L = 10 mm sur un roulement seul et sur une paire

Dans le cas d'une paire de roulements les mêmes calculs pour les défauts de pointage sont réalisés en remplaçant les déflexions du roulement par celles au centre de la paire. Celles-ci sont obtenues grâce à des relations géométriques.

Pour vérifier l'allure des résultats obtenus avec le code de calcul développé, il est possible, à l'aide des schémas de déphasage des bagues, de regarder comment le chargement des billes va affecter le déplacement du centre du roulement (figure 3).

La figure 4 montre les défauts de pointage pour le cas de la paire et du roulement seul. On observe qu'ils sont beaucoup plus faibles sur la paire. Dans cet exemple, le rayon de la zone de pointage est plus de deux fois plus petit pour une paire. Ce phénomène s'explique par la configuration de la paire. En effet, la précharge et l'entraxe augmentent la rigidité angulaire du système.

4.2 Impact de la précharge sur le chargement des billes

Les défauts de forme ont aussi un impact sur les paramètres d'équilibre tels que la charge normale sur les billes. Pour quantifier cela, une étude est réalisée sur une paire de roulements ayant les mêmes dimensions que précédemment, 8 billes chacun et des défauts d'ovalité d'amplitude $5\mu\text{m}$ sur chacune des bagues. Dans un premier temps, une précharge de 300N sera appliquée puis de 1000N. Pour simplifier l'interprétation graphique des résultats, un déphasage de même valeur mais de sens opposé sera appliqué sur les deux bagues.

Pour les deux conditions de chargement (figure 5), nous observons que les défauts de forme des bagues induisent une variation de la charge normale autour de la valeur sans défaut (en rouge). Du fait du déphasage appliqué, on constate que la charge sur les billes impaires ne varie pas. Cela s'explique par un jeu constant dans notre exemple, malgré la présence de défauts.

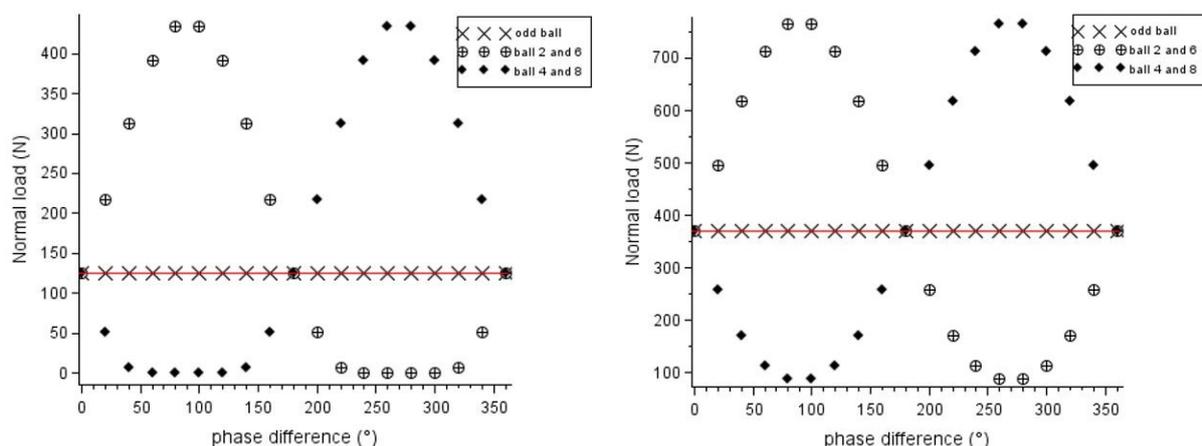


FIGURE 5 – Evolution de la charge normale sur les billes pour une précharge de 300N (à gauche) et de 1000N (à droite)

De plus, nous remarquons que pour un chargement de 300N, certaines billes ont une charge normale nulle; elles ne sont donc plus en contact avec la gorge. La charge totale appliquée sur le roulement est alors reprise par un nombre de billes plus faible, expliquant un très fort chargement de certaines d'entre elles. Ce phénomène de décollement de billes est très mauvais pour le roulement car il réduit considérablement sa durée de vie. L'augmentation de la précharge semble donc être une solution pour éviter ce phénomène comme le montre la figure 5. La charge moyenne sur les billes est néanmoins

beaucoup plus élevée. Il est donc essentiel de trouver un bon compromis pour éviter tout risque de décollement sans pour autant trop charger les billes.

5 Conclusion et perspectives

Du fait des procédés de fabrication, des ondulations peuvent apparaître sur les bagues des roulements. Afin de garantir le bon comportement du roulement notamment en terme de précision dans les systèmes de pointage, il est important de pouvoir modéliser ces défauts de forme. Grâce au modèle de calcul développé, nous avons pu démontrer qu'une paire de roulements est moins sensible aux défauts de pointage qu'un roulement seul. De plus, les ondulations des bagues entraînent de fortes variations de la charge normale sur les billes. Pour limiter les risques de décollement de billes, il est alors possible d'augmenter la précharge.

Dans notre modèle, nous avons considéré que, pour chaque bille positionnée à un angle ψ , le contact avait lieu, sur les deux bagues, à cette position angulaire. Or, en réalité la présence de défauts va parfois engendrer un décalage des points de contact et ainsi modifier l'orientation des forces de contact qui ne seront plus orientées dans la direction du centre du roulement. Afin d'obtenir un modèle plus précis, il est alors possible de modéliser les bagues en 3D par des tores avec ondulations, puis de faire une recherche des contacts avant de réaliser l'équilibre de chaque bille.

Enfin, une autre perspective d'amélioration du modèle concerne la prise en compte de la souplesse des bagues. En effet, pour l'étude des roulements annulaires, la déformation des bagues (souvent très fines) due au chargement peut avoir un impact important sur le comportement du roulement. Pour cela, il est alors envisageable de modéliser les bagues par des éléments de poutres courbes afin de déterminer les déformations structurelles puis introduire ces dernières dans le modèle de la même façon que les défauts de forme.

Références

- [1] S. Kulkarni and S. B. Wadkar. Experimental Investigation for Distributed Defects in Ball Bearing Using Vibration Signature Analysis. *Procedia Engineering*, 144 :781–789, January 2016.
- [2] J.A Wensing and G. C. Nijen. The dynamic behaviour of a system that includes a rolling bearing. 2001.
- [3] L. Xu and Y. Li. Modeling of a deep-groove ball bearing with waviness defects in planar multibody system. *Multibody System Dynamics*, 33(3) :229–258, March 2015.
- [4] O. Halminen, J. F. Aceituno, J. L. Escalona, J. Sapanen, and A. Mikkola. A touchdown bearing with surface waviness : Friction loss analysis. *Mechanism and Machine Theory*, 110 :73–84, April 2017.
- [5] J.A Wensing. *On the dynamics of ball bearings*. PhD, 1998.
- [6] J. Liu, H. Wu, and Y. Shao. A comparative study of surface waviness models for predicting vibrations of a ball bearing. *Science China Technological Sciences*, 60, December 2017.
- [7] G. H. Jang and S. W. Jeong. Nonlinear Excitation Model of Ball Bearing Waviness in a Rigid Rotor Supported by Two or More Ball Bearings Considering Five Degrees of Freedom. *Journal of Tribology*, 124(1) :82–90, June 2001.

-
- [8] T. Yao, Y. Chi, and Y. Huang. Research on Flexibility of Bearing Rings for Multibody Contact Dynamics of Rolling Bearings. *Procedia Engineering*, 31 :586–594, January 2012.
 - [9] G. Cavallaro, D. Nélias, and F. Bon. Analysis of High-Speed Intershaft Cylindrical Roller Bearing with Flexible Rings. *Tribology Transactions*, 48 :154–164, April 2005.
 - [10] S. Lacroix. *Analyse et validation expérimentale d'un modèle de roulement à billes à quatre points de contact à bagues déformables par découplage des effets locaux et structuraux*. phdthesis, INSA de Lyon, July 2014.
 - [11] T. A. Harris. *Rolling bearing analysis*. John Wiley and Sons, New York, NY, 4th ed edition, 2001.