

Impact des défauts d'usinage sur la raideur structurelle des paliers à feuilles

O. BENCHEKROUN^{a,b}, M. ARGHIR^b

^a. Centre National d'Etudes Spatiales

^b. Institut PPRIME, Université de Poitiers

omar.benchekroun@univ-poitiers.fr

mihai.arghir@univ-poitiers.fr

Résumé :

L'étude de la stabilité des rotors supportés par des paliers à feuilles dépend fortement des caractéristiques mécaniques de ces paliers. Plusieurs modèles de la structure souple et compliant existent. Ces modèles se divisent en deux parties, celles qui la modélisent par un ensemble de raideurs indépendantes les unes des autres et celles qui prennent en considération la totalité des plissés à la fois. Les procédés de fabrication génèrent des défauts d'usinage sur les feuilles lisse et plissée. Des hauteurs différentes des ondulations, par exemple, génèrent des pertes de contact avec la feuille supérieure et une diminution de la raideur.

Cet article évalue l'impact des défauts d'usinage des hauteurs initiales des plissés sur la raideur de la structure du palier. Pour ce faire, des excentremets sont imposés à l'arbre et les forces de rappel sont estimées numériquement. Les résultats obtenus montrent une diminution de la raideur avec l'augmentation des défauts d'usinage.

Abstract:

Bearing stability study depends very much on the mechanical characteristics of the foil structure. Two different groups of models describe the structure of foil bearing. The first group present describe the structure as a succession of independent springs. The second one, deal with the ensemble of the foil as a set of springs taking into account the three-dimensional nature of the bumps and their mutual interactions. The corrugated and the smooth foil are affected by manufacturing errors. For example, if the bumps have different heights, then not only the stiffness of each bump will be different but the contacts between bumps and the top foil may become loose.

This work proposes to evaluate the impact of initial height bumps manufacturing errors on the global stiffness of the bearing. For that, the rotor is pushed against this compliant structure. The resulting reaction rotor force is estimated from the structural model. The results show that the manufacturing errors of the bumps heights lead to a decrease of the foil structure stiffness.

Mots clefs : Tribologie ; Paliers à feuilles ; Défauts d'usinage

1 Introduction

Réduction des masses et des volumes ainsi que limitation de l’empreinte écologique, tels sont les contraintes actuelles des domaines aéronautique et aérospatial. Pour des machines tournantes, ces contraintes se matérialisent par une augmentation des vitesses de rotation et une réduction des diamètres. Avec ces modifications, de nouveaux composants de guidage en rotation sont nécessaires.

Le palier à feuilles se démarque par une lubrification propre ne nécessitant aucun ajout ni d’huile ni de graisse [1]. Cette lubrification uniquement grâce à l’air engendre un gain en encombrement massique et géométrique, dû notamment à une absence de système d’étanchéité.

Le palier à feuilles (Figure 1) possède deux feuilles, une portant des plissés réguliers (« bumps ») et l’autre lisse, fixées par une de leurs extrémités à la bague extérieure et libres de l’autre. La feuille lisse est en vis-à-vis du rotor.

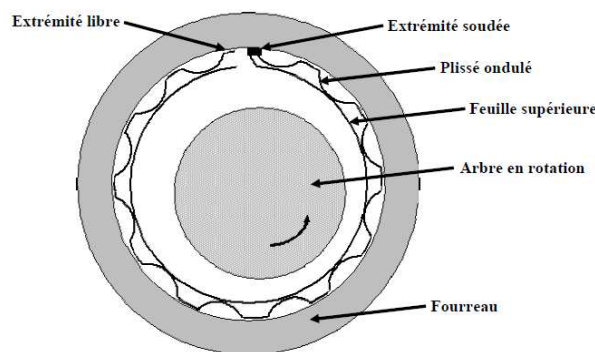


Figure 1 : Palier à feuilles de première génération

Le principe de fonctionnement de ce palier est simple : avec la rotation de l’arbre une pressurisation du film d’air l’entourant se crée [2]. Celle-ci engendre à la fois une déformation des feuilles du palier, supprimant ainsi tout contact entre l’arbre et la feuille supérieure et l’apparition de forces aérodynamiques qui tendent à centrer le rotor. La capacité de charge du palier à feuilles est meilleure que celle du palier à air classique. Son amortissement est aussi meilleur du fait de la présence de frottement entre les feuilles [3, 4].

La raideur et l’amortissement de la structure du palier à feuilles sont essentiels. Deux manières distinctes de modélisation du palier à feuilles se sont dégagées. La première est la modélisation par des raideurs individuelles [5-8]. Celle-ci se base sur la représentation du palier par un ensemble de ressorts ayant des raideurs calculées par le théorème de Castigliano ou les formules de Bresse pour chaque plissé. La méthode néglige toutes interactions entre les plissés. Les conditions aux limites considérées aux bords des ondulations du plissé sont, hormis l’encastrement pour l’extrémité soudée du premier plissé, des appuis simples. Des liaisons de ce type ne contraignent pas la rotation de l’extrémité ce qui soulève un problème de périodicité des plissés (Figure 2).

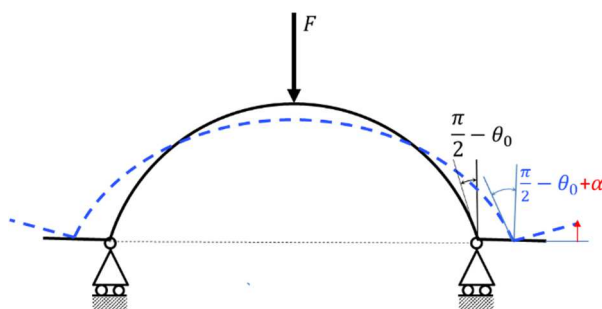


Figure 2 : Modèle de bump individuel avec rotation des extrémités

Un tel modèle de la structure basé sur des raideurs individuelles, fut introduit par Heshmat *et al.* [6, 7] puis amélioré par Jordanoff [8]. Ce modèle exprime la raideur individuelle des plissés, k , en fonction du module de Young E , de la longueur du palier L , de l'épaisseur des feuilles e_f , de la demi-largeur de la partie ondulée du plissé l_0 ainsi que du coefficient de Poisson ν :

$$k = \frac{E L e_f^3}{2 l_0^3 (1 - \nu^2)} \quad (1)$$

Du fait que les modèles avec raideurs individuelles négligent toute interaction entre les plissés, un écart assez important avec des calculs ABAQUS a été constaté [9]. Un modèle prenant en considération la raideur de l'ensemble du plissé (Figure 3) a été mis au point [10, 11]. Ce modèle appelé « à N degrés de liberté (NDDL) » tient compte à la fois de la géométrie de la feuille ondulée et des conditions de rotation nulle aux centres des plissés et des pieds. Ce modèle prend en considération l'ensemble des forces normales et tangentielles résultantes du frottement entre les différentes parties du palier à feuilles. Les raideurs de la structure du palier sont plus importantes que celles obtenues par le biais du modèle avec des raideurs individuelles.

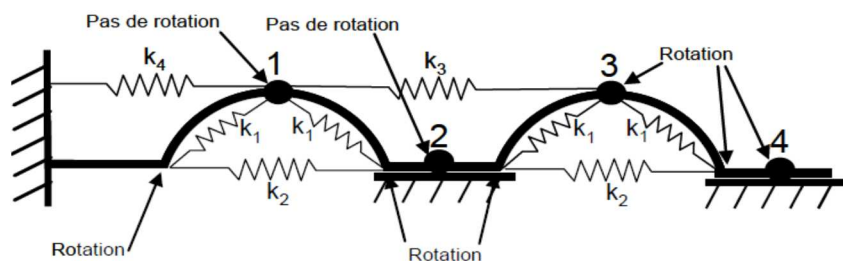


Figure 3 : Modèle NDDL de prise en compte de la structure du palier à feuilles [9]

Malgré la pertinence de ce modèle, des écarts entre théorie et expérience subsistent. Ceux-ci peuvent être dus au fait que la structure considérée numériquement est parfaite : tous les plissés sont identiques et il y a contact entre tous les pieds et la bague extérieure et tous les sommets des plissés avec la feuille supérieure. Le présent travail évalue l'impact des défauts d'usinage des hauteurs des plissés sur la raideur globale du palier à l'aide des modèles de raideurs individuelles et globale.

2 Prise en compte des défauts d'usinage

L'étude des défauts d'usinage sur la feuille plissée remonte aux procédés de fabrication. Ceux-ci commencent par le laminage de feuilles d'Inconel. Une de ces feuilles est soumise à l'emboutissage pour créer les plissés. Par la suite la feuille lisse et la feuille avec des plissés sont enroulées puis soudées à une extrémité suivant toute la longueur du palier. Ce procédé de fabrication peut engendrer

des hauteurs de plissés différentes (figure 4). Les sommets de plissés ne seront alors pas tous en contact avec la feuille supérieure et tous les pieds ne sont pas en contact avec la bague extérieure.

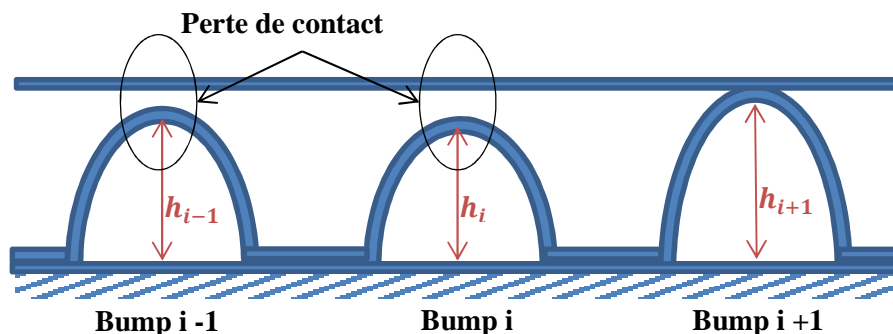


Figure 4 : Description des défauts d'usinage sur les hauteurs initiales des bumps

L'existence des jeux au niveau de certains contacts nécessite l'application des efforts extérieurs sur la feuille supérieure. Pour ce faire, la feuille supérieure est discrétisée par un ensemble de nœuds, un en face de chaque sommet de plissé. Puis, pour chacun de ces nœuds (par exemple « i » sur la figure 5), le déplacement résultant d'une force appliquée à autre nœud « j » est estimé à l'aide des formules de Bresse où par le théorème de Castigliano. La matrice d'influence est ainsi obtenue.

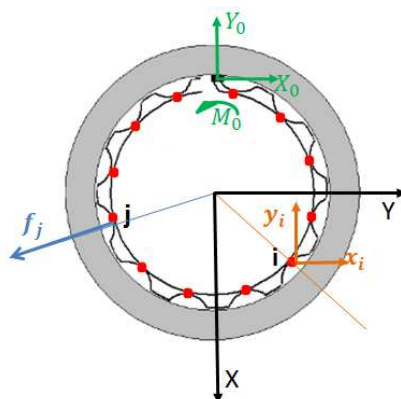


Figure 5 : Discrétisation de la feuille supérieure par un nœud au niveau de chaque sommet de bump

Suite à la déformation de la feuille supérieure, les jeux sont consommés jusqu'au contact. A ce moment les efforts extérieurs sont transmis à la feuille plissée. La prise en compte de ces contraintes géométriques se fait par la méthode des multiplicateurs de Lagrange.

Un seul degré de liberté supplémentaire par plissé est suffisant pour prendre en compte les défauts d'usinage. Ceci induit pour le modèle avec raideurs individuelles, en plus de la considération de la translation verticale du sommet du plissé, la mise en place d'un degré de liberté de déplacement vertical du nœud de la feuille supérieure (figure 6a). Pour le modèle avec raideur collective, le nombre de degrés de liberté est porté à 4 (figure 6b).

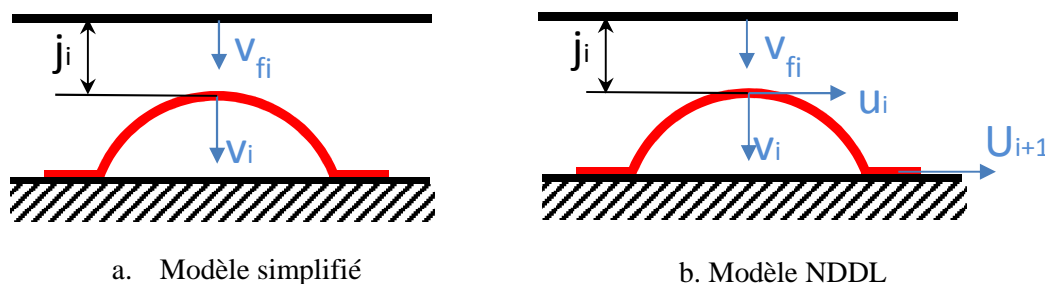


Figure 6 : Degrés de liberté de la structure pour les modèles avec raideurs individuelles et avec raideur collective

Le système à résoudre est donc :

$$[K_f]\{v_f\} = \{F\} \quad (2)$$

$$[K_b]\{\delta_b\} = 0 \quad (3)$$

$$j_i + v_{bi} - v_{fi} \geq 0 \quad (4)$$

où $[K_f]$ est la raideur de la feuille supérieure, $[K_b]$ est la raideur de la feuille plissée, $\{F\}$ sont les forces appliqués, $\{v_f\}$ contient les degrés de liberté de la feuille supérieure, $\{\delta_b\}$ contient les degrés de liberté du plissé et j_i représente le jeu au niveau d'un bump i .

L'expression de l'énergie potentielle résultante s'écrit :

$$E = \frac{1}{2}\{v_f\}^t [K_f]\{v_f\} + \frac{1}{2}\{\delta_b\}^t [K_b]\{\delta_b\} - \{F\}\{v_f\} + \{\lambda\}^t (\{j\} + \{v_b\} - \{v_f\}) \quad (5)$$

Pour le modèle avec raideurs individuelles la dérivée de cette énergie par rapport aux variables du problème donne lieu au système d'équations suivant :

$$\begin{bmatrix} [K_b] & [0] & [I] \\ [0] & [K_f] & -[I] \\ [I] & -[I] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\delta_b\} \\ \{v_f\} \\ \{\lambda\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{F\} \\ -\{j\} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Pour le modèle avec raideurs collective, le système d'équations s'écrit :

$$\begin{bmatrix} [K'_{b,uu}]_{2nb,2nb} & [K'_{b,uv}]_{2nb,nb} & [0]_{2nb,nb} & [0]_{2nb,nb} \\ [K'_{b,vu}]_{nb,2nb} & [K'_{b,vv}]_{nb,nb} & [0]_{nb,nb} & [I]_{nb,nb} \\ [0]_{nb,2nb} & [0]_{nb,nb} & [K_f]_{nb,nb} & -[I]_{nb,nb} \\ [0]_{nb,2nb} & [I]_{nb,nb} & -[I]_{nb,nb} & [0]_{nb,nb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u\}_{2nb} \\ \{v_b\}_{nb} \\ \{v_f\}_{nb} \\ \{\lambda\}_{nb} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\}_{2nb} \\ \{0\}_{nb} \\ \{F\}_{nb} \\ -\{j\}_{nb} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

où nb est le nombre de plissés de la structure du palier, $[I]$ la matrice identité, $[K'_{b,uu}]$ la part de la matrice de raideur du plissé correspondant aux translations horizontales des sommets et bases des plissés, $[K'_{b,vv}]$ la part de la matrice de raideur du plissé correspondant aux degrés de liberté de translation verticales des sommets des plissés et $[K'_{b,vu}]$ et $[K'_{b,uv}]$ les parts représentant le couplage entre les degrés de liberté de translations verticales et horizontales de cette matrice.

3 Impact des défauts d'usinage sur la raideur de la structure des paliers à feuilles

Les deux courbes présentées dans la figure 8 ont été obtenues pour un palier avec 27 plissés comme sur la figure 1. Le jeu radial entre le rotor et la feuille supérieure est de 25 μm . La valeur nominale de la hauteur initiale des plissés est $h_b = 0.25 \text{ mm}$.

Ces résultats sont obtenus par un calcul statique avec excentrement imposé. Pour ce faire, l'excentricité de l'arbre est donnée en supposant la bague extérieure fixe. Quand l'excentricité est supérieure au jeu radial, le rotor enfonce une partie de la feuille supérieure lisse. Une force de rappel qui s'oppose au déplacement du rotor est alors générée par la structure du palier, notamment par les plissées (figure 7). Cette force est la résultante des forces appliquées au niveau de chaque plissé et qui sont calculées à partir des équations (6) ou (7). En effet, l'enfoncement du rotor dans la structure se

traduit par des déplacements connus de la feuille supérieure, v_f . Les inconnues dans les équations (6) et (7) sont les forces locales $\{F\}$.

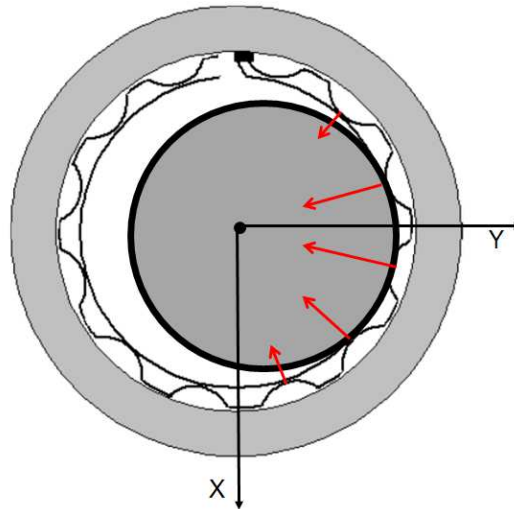


Figure 7 : Forces de rappel sommet par sommet lors d'un déplacement imposé de l'arbre suivant la direction +Y

Par exemple, sur la figure 8, les calculs sont effectués avec le modèle à raideurs collectives pour un déplacement imposé du rotor allant de $0\mu\text{m}$ à $125\mu\text{m}$ (soit 5 fois le jeu radial) dans les directions +X et -X (figure 7).

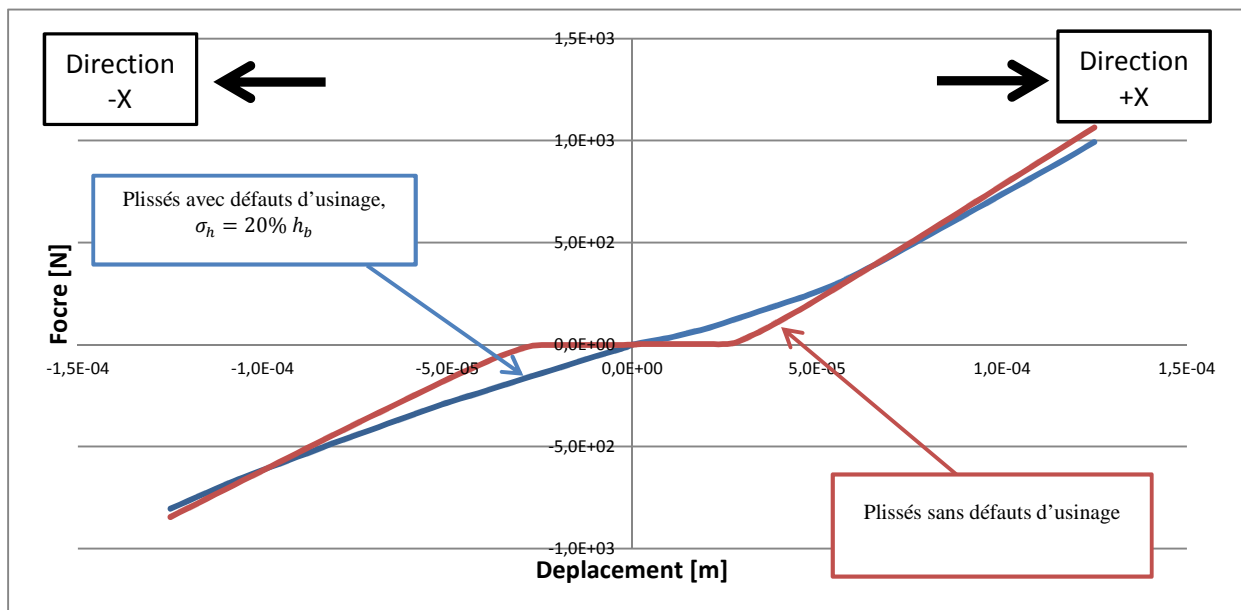


Figure 8 : Courbe Force-Déplacement dans la direction $\pm X$ avec et sans prise en compte des défauts d'usinage

Lorsqu'il n'y a pas de défauts d'usinage, la force de rappel enregistrée pour des excentricités inférieures au jeu radial est nulle. Au contraire, quand les défauts d'usinage sont pris en compte, le jeu radial entre l'arbre et la feuille supérieure est réduit et les forces de rappel sont non-nulles pour des valeurs d'excentrement inférieures à la valeur nominale du jeu du palier.

La raideur de la structure est calculée en dérivant la force résultante dans la structure par rapport à l'excentricité. Par exemple, la figure 9 présente les raideurs obtenues pour le chargement dans le sens +X représenté sur la figure 8. Pour des faibles excentricités, la raideur augmente avec l'enfoncement

du rotor et devient ensuite constante. Cette situation se reproduit pour tous les cas de calcul traités. Par la suite, seulement les valeurs constantes de la raideur, pour des déplacements importants du rotor seront présentées et analysée.

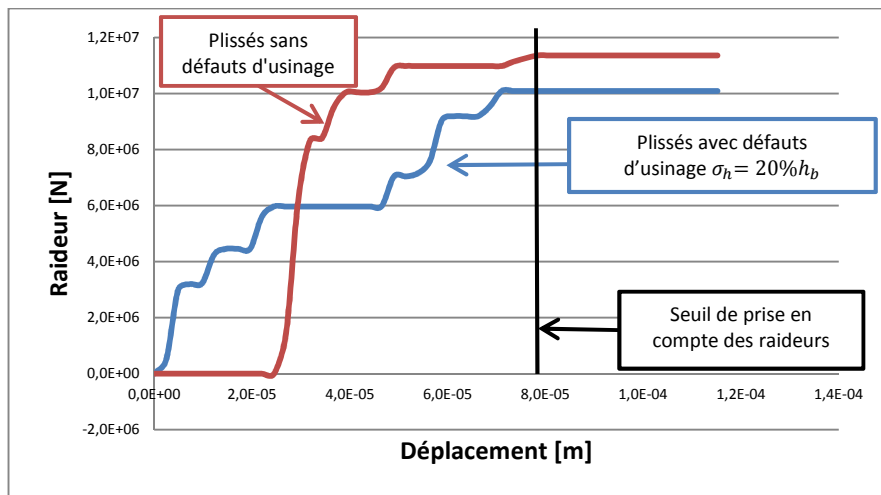


Figure 9 : Raideur calculées pour un chargement dans la direction +X avec et sans prise en compte des défauts d'usinage

Afin de quantifier l'impact des défauts d'usinage sur la raideur de la structure, il est supposé que les hauteurs aléatoires des plissés suivent une loi normale, avec un écart-type σ_h égal à 5%, 10%, 15% et 20% de la valeur nominale ; 50 calculs ont été faits pour chaque cas valeur de l'écart type des hauteurs. Par la suite, la valeur moyenne et l'écart type de la raideur dans les quatre directions du palier, +X, -X, +Y et -Y sont calculés (figure 7).

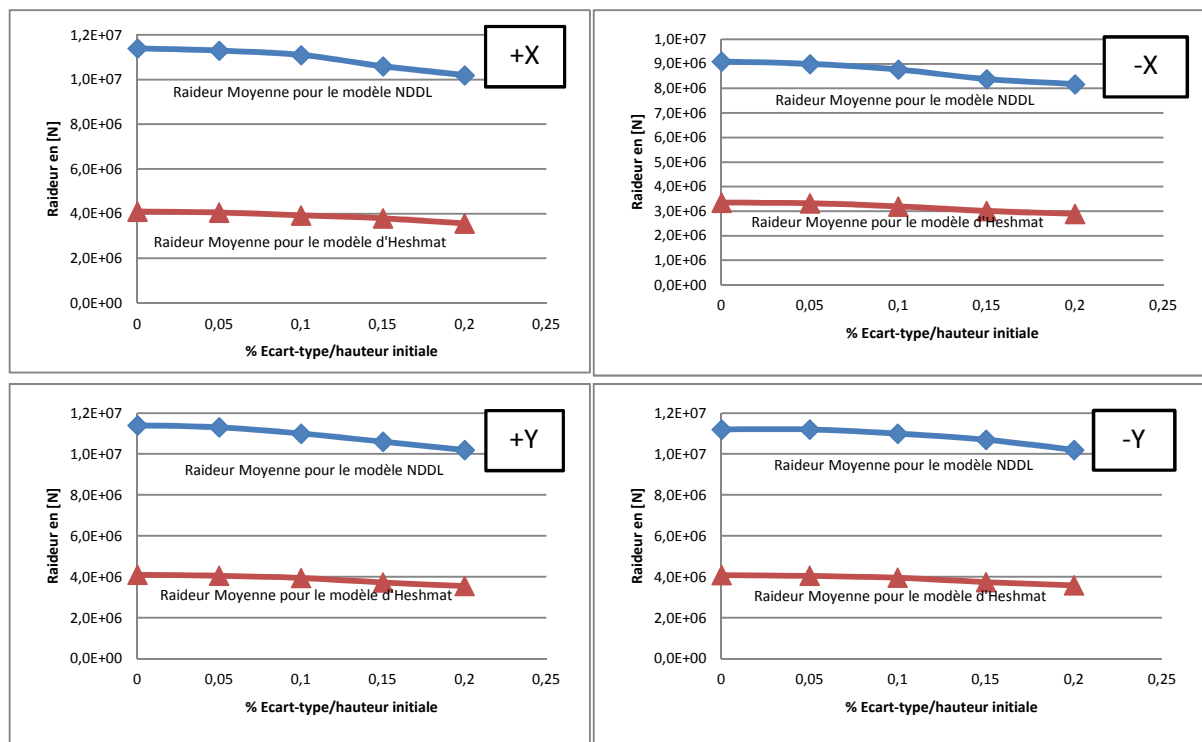


Figure 10 : Impact des défauts d'usinage sur la valeur moyenne de la raideur du palier

Les valeurs moyennes de la raideur de la structure du palier sont présentées sur la figure 10.

La raideur de la structure du palier décroît avec l'augmentation des défauts d'usinage. Les raideurs calculées par le modèle de raideurs collectives sont entre trois et quatre fois plus importantes que pour le modèle avec raideurs individuelles. Lors d'un chargement dans le sens -X, qui se situe du côté de la soudure des feuilles, les raideurs sont plus faibles que dans les trois autres directions de chargement.

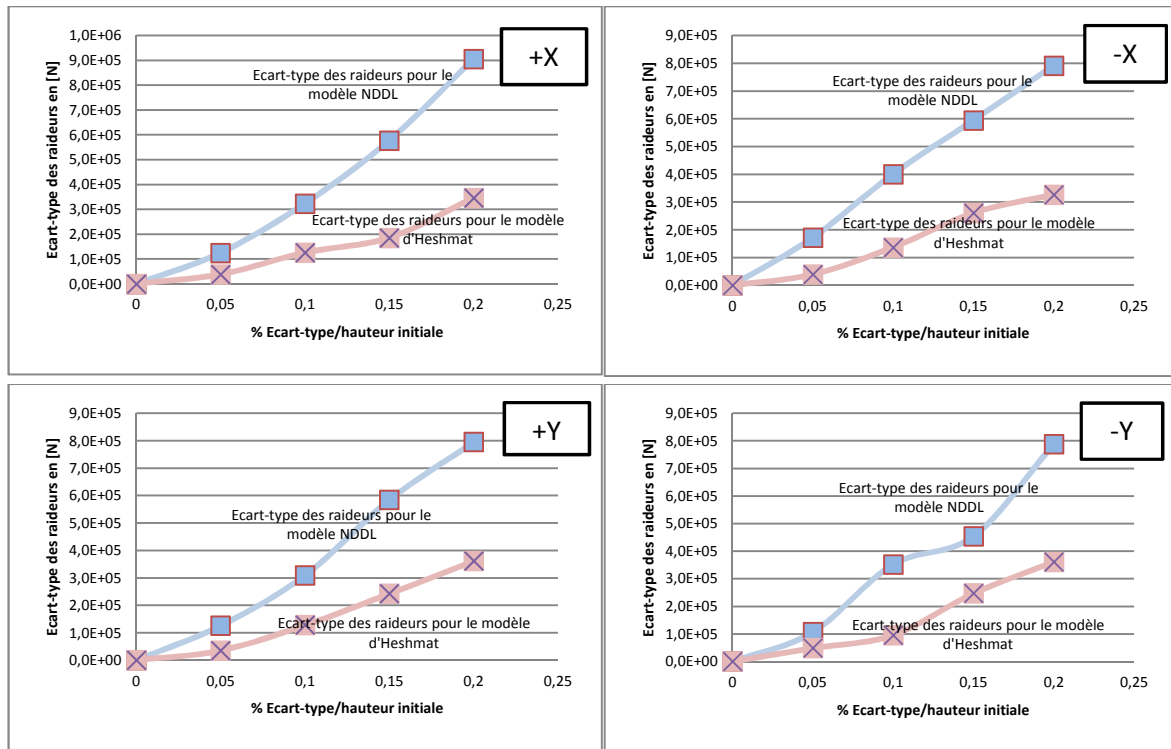
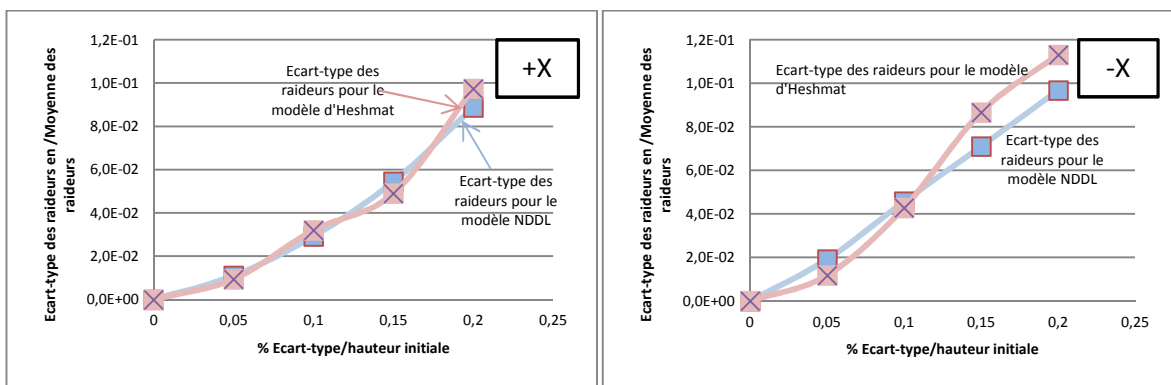


Figure 11 : Impact des défauts d'usinage sur l'écart-type de la raideur du palier

Les écarts type de la raideur de la structure du palier sont présentés sur la figure 11. Les résultats montrent que les écarts types augmentent avec l'augmentation des défauts d'usinage. De nouveau, les écarts-type pour le modèle avec raideur collective sont plus importante que pour le modèle avec raideurs individuelles. Toutefois, les rapports entre les écarts type et les valeurs moyennes obtenus par les deux modélisations sont quasiment égaux (figure 12).



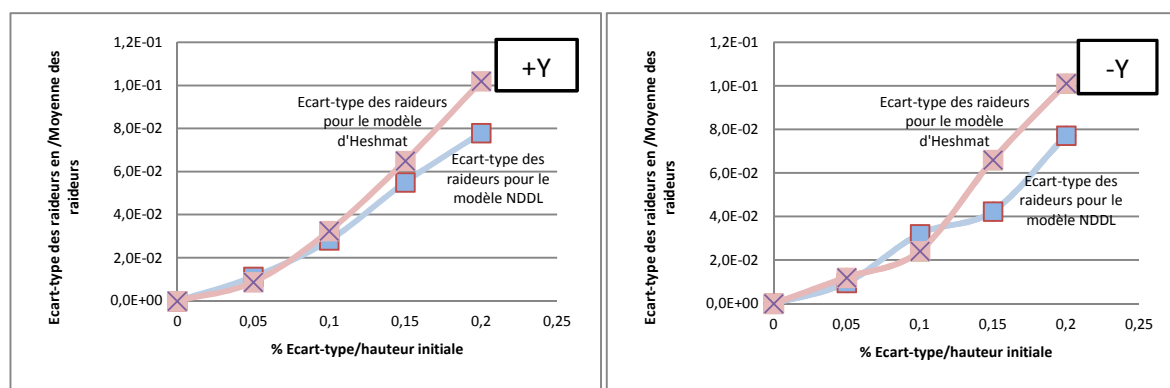


Figure 12 : Impact des défauts d'usinage sur les rapports entre les écarts-type et les valeurs moyennes de la raideur structurale du palier

4 Conclusion

Ce travail s'intéresse à l'impact des défauts d'usinage des hauteurs initiales des bumps sur la raideur structurale d'un palier à feuilles de génération 1. La méthode de Monte-Carlo est utilisée pour évaluer cet impact dans quatre directions lors d'un calcul statique d'excentrement imposé. Les résultats obtenus montrent une diminution des raideurs avec l'augmentation des écarts-type des défauts étudiés. Ils mettent aussi en avant des impacts tout à fait comparables suivant les quatre directions considérées.

Références

- [1] Agrawal, G.L., 1997, « Foil Air/Gas Bearing Technology – An Overview, » ASME Paper 97-GT-347.
- [2] Ma, J. T. S., 1965, "An investigation of Self-Acting Foil Bearings," ASME J. of Basic Eng., pp. 837-846.
- [3] Chen, M. H., Howarth, R., Geren, B., Theylacker, J. C., and Soyars, W. M., 2001, "Application of Foil Bearings to Helium Turbocompressor," Proceedings of the 30th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, Houston, Texas, USA.
- [4] Braun, M. J., Choy, F. K., Dzodzo, M., and Hsu, J., 1996, "Steady-State and Transient Dynamic Simulation of a Continuous Foil Bearing," STLE Tribology Transactions, **39**(2), pp. 322-329.
- [5] Walowit, J.A., and Anno, J. N., Modern Developpements in Lubrication Mechanics, Applied Science Publishers Ltd, London, 1975, Chap. 7.
- [6] Heshmat, H., Walowit, J.A., and Pinkus, O., "Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearing", ASME J. of Lub. Tech, 105, 1983, pp. 647-655.
- [7] Heshmat, H., Walowit, J.A., and Pinkus, O., "Analysis of Gas-Lubricated Compliant Thrust Bearings," ASME J. of Lub. Tech, 105, 1983, pp. 638-646.
- [8] Iordanoff, I., "Analysis of an Aerodynamic Compliant Foil Thrust Bearing : Method for a Rapid Design," ASME J. of Tribology, 121, 1999, pp. 816-822.
- [9] S. Le Lez, "Caractéristiques statiques et dynamiques des paliers à feuilles", Thèse de l'Université de Poitiers, 2007.
- [10] S. Le Lez, M. Arghir, J. Frêne, « A New Bump-Type Foil Structure Analytical Model », ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 129 (4), 2007, pp. 1047-1057.
- [11] S. Le Lez, M. Arghir, J. Frêne, « Static and Dynamic Characterization of a Bump-Type Foil Bearing Structure », ASME Journal of Tribology, 129 (1), 2007, pp. 75-83.