

Analyse aeroélastique des paliers à structure à feuilles en régime stationnaire

Aeroelastic analysis of the air foil bearings in steady state

Youcef Amine Masmoudi ^{*1,2} & Ammar Haiahem ¹

¹Laboratoire de Mécanique Industrielle, Université Badji Mokhtar B.P. 12, Annaba, Algérie.

²Research Center in Industrial Technologies, P.O. Box 64, Cheraga 16014, Algiers, Algeria.

Soumis le : 18 /07/2017

Révisé le : 19 /05/2018

Accepté le : 04 /06/2018

ملخص:

في العقود الأخيرة، الآلات التوربينية عرفت تطورا ملحوظا بهدف تخفيف وزن العناصر الدورانية للآلات والحفاظ على البيئة و كذلك للحصول على احسن أداء ممكن في التشغيل. العناصر الرئيسية في الآلات التوربينية هي المحامل الإيروديناميكية (الديناميكية الهوائية) التي تعمل على حمل الإعمدة الدورانية ذات السرعات العالية. في هذه الورقة نقوم بدراسة المرونة الديناميكية للمحامل الهوائية في حالة التشغيل المستمر. الهيكل يتكون من صفائح مرنة مموجة (المطبات) مثبتة على صفيحة عليا صلبة و التي تشكل مع العمود الدوار والهواء ملامسة إيروديناميكية مرنة. وقد تم انشاء نموذج عددي مبني على أساس معادلة رينولدز ونموذج تشوه مرن خاص بالصفائح المموجة بدلالة ضغط الهواء، ابعاد الصفائح وخصائصها الميكانيكية. النموذج المدروس الذي يعتبر غير خطي يمكن حله باستعمال التفريد بالفروق المحدودة مع تطبيق طريقة نيوتن رافسون. نتائج الحسابات تبين توزيع الضغط وسمك فلم الهواء وكذلك الخصائص المتعلقة بالتماس بين السائل والهيكل تحت شروط تشغيل معينة.

الكلمات المفتاحية: محامل الديناميكية الهوائية - المرونة الديناميكية - سمك فلم الهواء - قوة الرفع - هيكل الصفائح المموجة.

Résumé :

La turbomachine connaissait durant ces dernières décennies un développement particulier dans le but d'alléger les éléments de machines tournants et de préserver l'environnement tout en améliorant les performances de fonctionnement. Les éléments clés dans la turbomachine sont les paliers aérodynamiques qui soutiennent les rotors tournants à grandes vitesses. Dans ce papier, nous nous intéressons à l'étude aeroélastique d'un palier circulaire à structure à feuilles (aérodynamique) en régime permanent. La structure déformable se constitue de feuilles ondulées (bumps) fixées sur une feuille supérieure rigide qui forme avec le rotor et l'air un contact élasto-aérodynamique. Une modélisation numérique a été développée basée sur l'équation de Reynolds et un modèle exprimant les déformations élastiques des bumps en fonction de la pression aérodynamique, la géométrie des bumps et ses propriétés mécaniques. La résolution de ce problème qui est non-linéaire se fait par discrétisation différences finies avec l'utilisation de la méthode de Newton-Raphson. Les résultats montrent la distribution de la pression et le champ de hauteur du film ainsi que d'autres caractéristiques de l'interaction fluide-structure et du comportement aérodynamique du palier dus aux conditions de fonctionnement données.

Mots clefs : palier aérodynamique, aeroélastique, structure à feuilles, épaisseur du film, portance.

Abstract:

In recent decades, turbomachinery has known a special development with the aim of lightening rotating components of machinery and preserving the environment all for improving operating performances. The key elements in the turbomachinery are the air foil bearings that support rotors rotating at high speeds. In this paper, we are interested in the aero-elastic study of air foil bearing in stationary régime. The deformable structure contains a corrugated foils (bumps) fixed on a top-foil rigid which forms with rotor and air an elasto-aerodynamic contact. Numerical modeling was developed based on the Reynolds equation and an elastic deformation model of the bump depending on aerodynamic pressure, bump geometry and its mechanical properties. This problem non-linear is resolved using finite difference discretization and Newton-Raphson method. Finally, the calculations show the pressure distribution and field of film thickness as well as other fluid-structure interaction characteristics due to the functional conditions.

Keywords: air bearing, aero-elastic, foil structure, film thickness, charge capacity.

* Auteur correspondant: youcefamine82@yahoo.fr

1. INTRODUCTION

Les préoccupations majeures que nous rencontrons dans la turbomachine se trouvent à la conception des éléments machine tournants à grandes vitesses qui servent à un fonctionnement stable et durable. Depuis, la première conception d'un palier à feuilles installé dans une machine tournante à grande vitesse, a vu le jour en 1969 [1]. Par la suite, on a introduit plusieurs types de paliers aérodynamiques à feuilles. Parmi ces paliers, il y a ceux à feuilles ondulées (bumps) qui semblent avoir été largement acceptés à cause de leur excellente performance [1]. Dans la littérature, des études ont été menées récemment sur les paliers aérodynamiques et particulièrement ceux à feuilles, dits aussi paliers compliants qui étaient d'un intérêt grandissant [2]. L'utilisation de l'air ambiant comme lubrifiant permet de réduire la puissance dissipée par frottement [3, 2] et de préserver l'environnement. En effet, les paliers aérodynamiques offrent beaucoup d'avantages que ceux hydrodynamiques classiques et ceux à roulements [1]. En contrepartie, ils ont une capacité de charge inférieure à celle des paliers hydrodynamiques [2].

En aéronautique, de nombreuses installations basées sur la turbomachine telles que ventilateurs, turbines et compresseurs, sont employés dans les systèmes ACM (Air Cycle Machines) [4]. Les systèmes de conditionnement d'air (Environmental Control System) servant à offrir un environnement sain et confortable pour l'équipage et les passagers dans les avions, sont guidés en rotation par des paliers et butées aérodynamiques. Vu que les rotors sont plus petits et plus légers pour des raisons de poids et d'encombrement, et que la vitesse de rotation est élevée, la turbomachine peut être de plus en plus performante pour des conditions de fonctionnement de plus en plus sévères [4]. En fait, la plupart des études n'ont pas mis en considération l'effet de friction entre les bumps et le fourreau rigide et aussi entre les bumps et la feuille supérieure [5].

Heshmat et al [6] ont effectué une multiple configuration analysant l'influence du choix de la géométrie des structures, et des paramètres opérationnels sur le comportement aérodynamique des paliers. Leur modélisation est basée sur l'équation de Walowit [6]. L'équation de Reynolds incompressible a été utilisée en supposant que le fluide s'écoulant entre la feuille supérieure et le rotor est bien l'air ambiant. Ils ont utilisé des solutions graphiques ou tabulées pour des gammes de géométries et de paramètres opérationnels donnés. Ils ont calculé la capacité de charge (portance aérodynamique) et le couple de frottement fluide en appliquant la méthode des différences finies (FDM). Ils en ont déduit que la stabilité du rotor tournant peut être gérée par les structures déformables qui jouent le rôle d'amortisseurs et de ressort, ainsi que cela sert à réduire le risque de mésalignement et permet de sélectionner la rigidité qui convient avec une bonne répartition des bumps.

Une étude menée par Carpino et Peng [7] visant les caractéristiques statiques des bumps dans les paliers aérodynamiques, en appliquant la méthode des éléments finis (EFM), a montré que les résultats obtenus par les deux méthodes EFM et DFM sont identiques. Ils ont calculé le coefficient d'amortissement équivalent à celui visqueux dérivé de l'équation de l'énergie dissipée. Une autre étude portant sur les caractéristiques statiques des paliers aérodynamiques, a été présentée par Khonsari et Peng [8]. Ils ont utilisé un profil de pression en direction axiale en tenant compte de la compressibilité du lubrifiant et de la compliance du palier. Afin de prédire la charge portante maximale, ils ont introduit un profil de hauteur minimale arbitraire de 11μ .

Swanson [9] a proposé un simple modèle du palier aérodynamique, qui remplace le bump par deux ressorts avec deux liens rigides. Il a mis en calculs une charge dépendante de la force de friction et a montré que cette approche a une bonne concordance avec données et résultats expérimentaux. Il est à noter que dans des études antérieures, la déformation de la feuille supérieure de la structure est ignorée en la considérant comme rigide [5].

Zywica et al [10] ont mené une étude ayant pour but de tester la compatibilité d'un modèle numérique qui analyse les caractéristiques statiques et dynamiques d'un palier aérodynamique à structure à feuille appelés aussi paliers compliants. Certains paramètres sont calculés en utilisant des résultats expérimentaux en considérant la géométrie des bumps et de la feuille supérieure comme irrégulière. Une simulation numérique basée sur la méthode des éléments finis a été employée afin de résoudre ce problème. Comme résultats, ce modèle permet d'optimiser le design de la structure et d'analyser le comportement aeroélastique du palier aérodynamique.

Une autre méthode de calcul basée sur des paramètres linéarisés du palier aérodynamique en utilisant des résultats expérimentaux, a été publiée par Hoffmann et al. [11]. En imposant un profil de pression couplé avec un modèle bidimensionnel et en considérant la structure non-linéaire (bump) comme deux ressorts liés (modèle link-spring), un modèle aeroélastique a été mis au point. Les résultats de calculs dépendent du chargement et de la friction pour chaque bump en incluant l'impact du jeu diamétral, de la structure linéaire et de celle non linéaire pour de très petites perturbations. Il a été montré que l'effet de la structure linéaire sur le contact est presque relativement négligeable, alors que le jeu diamétral a un effet important quant le chargement et la friction totale sont faibles. La comparaison avec des résultats expérimentaux montre qu'il y a une bonne corrélation avec ceux du modèle numérique [11]. Une étude expérimentale portant sur les paliers aérodynamiques à structures à feuilles avec différents jeux radiaux et diamètres du rotor a été effectuée. Hou et al. [12] ont trouvé que la stabilité du rotor peut être satisfaite dans une large gamme de jeux diamétraux. Ainsi, dans une gamme de vitesses de rotation très élevées jusqu'à 90000 tr/min, le jeu diamétral optimal peut être défini. Le jeu diamétral est pris à partir de 0 et l'amplitude synchrone maximale est prise moins de 20 μm . Leurs résultats montrent que la pression dynamique offre une capacité de charge suffisante avec un fonctionnement stable du rotor, ainsi que l'effet des changements du jeu diamétral sur les bumps et sur le comportement du palier est très considérable [12].

Paouris et al. [13] ont étudié la relation entre la géométrie de la feuille supérieure et les bumps, la charge portante du palier et l'épaisseur du film d'air dans le cas des paliers aérodynamiques fonctionnant en régime stationnaire (ou chargement statique). La méthode des éléments finis a été utilisée pour résoudre le problème et analyser le comportement aeroélastique du palier aérodynamique. Les déformations élastiques de la feuille supérieure et des bumps, le champ de pression et la charge portante pour différentes géométries ont été calculés [13].

Ce papier présente une modélisation numérique analysant le comportement aeroélastique d'un palier aérodynamique à feuilles. La structure contient un nombre défini de bumps déformables et sa feuille supérieure est considérée comme rigide afin de simplifier le modèle (figure 1). Nous avons choisi d'étudier un palier de longueur finie (rapport longueur/ diamètre égale à 1) ce qui veut dire que l'équation de Reynolds s'écrit en deux dimensions ; axiale selon la longueur du palier et circonférentielle en développant le palier de 0 à 2π .

L'objectif de notre étude est d'analyser l'influence du choix des matériaux ou des épaisseurs des bumps sur le comportement aeroélastique du palier en utilisant un modèle simplifié. Le problème à modéliser est non-linéaire et traite le cas d'un palier aérodynamique en régime stationnaire (ou permanent) en introduisant le modèle élastique d'Heshmat. Dans ce modèle, le rotor est supposé rigide et les forces de friction dans la structure déformable sont supposées négligeables. D'autre part, nous avons choisi de ne pas prendre en compte l'effet des rugosités des surfaces, puisque nous n'aborderons pas les problèmes de contacts secs (phase arrêt et démarrage). Autrement dit, notre étude porte sur le comportement aeroélastique des paliers lorsque le film d'air est déjà formé pleinement entre le rotor et la feuille supérieure.

La discrétisation par différences finies et la méthode de Newton-Raphson sont utilisées pour la résolution du problème. Nous pouvons calculer le champ de pression, de déplacement (déformation de bumps) et les caractéristiques statiques du palier. L'influence du choix de l'épaisseur des bumps et du nombre de bumps constituant la structure, sur les déformations élastiques et la pression maximale d'air, sera aussi présentée graphiquement.

2. FILM D'AIR

Le fluide lubrifiant qui est bien l'air ambiant se caractérise par son nombre de compressibilité dépendant de sa viscosité dynamique, la vitesse de rotation du rotor et le jeu entre le rotor et la feuille supérieure. L'air est considéré comme isotherme, visqueux et laminaire. Le circuit de lubrification par air ambiant permet de simplifier fortement la conception de la machine ce qui signifie que la machine n'a pas besoin d'une source d'air comprimé pour y être injecté en tant que lubrifiant. La viscosité de l'air permet de limiter les puissances dissipées à cause du faible frottement ainsi qu'elle est peu sensible à l'élévation de température. De plus, l'air perdu garde ses propriétés et l'usure en fonctionnement est quasi inexistante [4]. La figure 1 montre le palier aérodynamique à structure à feuilles (technologie MITI) choisi pour l'étude.

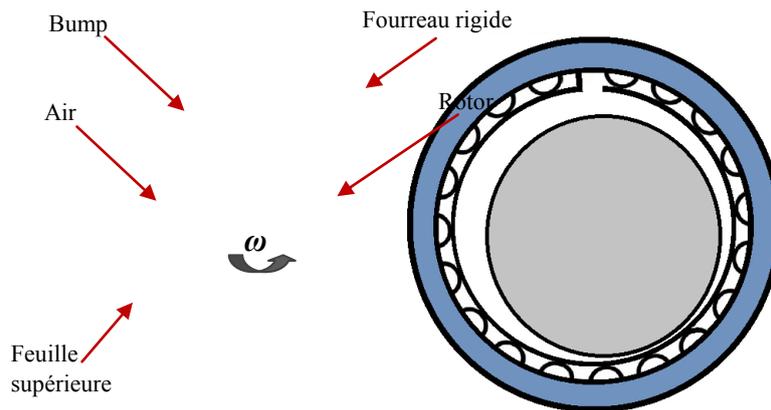


Figure 1. Palier aérodynamique à structure à feuilles (technologie MITI)

3. DESCRIPTION DU MODELE

Le palier que nous avons choisi dans notre étude, appartient aux types de la technologie MITI, utilisés abondamment dans la turbomachine. Il paraît que l'étude de ce type de paliers est beaucoup plus complexe que celle d'autres types (paliers à ressort et paliers à patins par exemple), dans la mesure de tenir compte des déformations survenant en fonctionnement. Pourtant, les modèles employés pour les problèmes de structures déformables sont généralement plus simples que ceux employés pour d'autres technologies [3].

Dans notre étude, le coussinet est constitué d'une feuille supérieure rigide fixée sur des feuilles ondulées. Le rotor forme avec le coussinet un film d'air, en fonctionnement (figure 2). Le principe de fonctionnement dans le cas du régime stationnaire est bien le rotor tournant à une vitesse constante, génère un champ de pression et un champ de hauteur du film d'air. Ce champ crée des déformations au niveau des feuilles ondulées ce qui modifie le champ de hauteur, donc modifie encore le champ de pression. Par conséquent, le rotor doit changer de position en même temps et ainsi de suite. Le chargement dans ce cas est statique, c'est-à-dire qu'il n'y a que le rotor qui applique par son poids une charge statique verticale.



Figure 2 : Schéma du modèle étudié

3.1 Equations du problème

En fonctionnement, l'épaisseur du film d'air est très faible devant ses autres dimensions, ce qui signifie que nous sommes dans le domaine de la mécanique des films minces visqueux.

L'air est un fluide visqueux, laminaire et isotherme. Le régime stationnaire est obtenu après stabilisation du rotor mis en marche. Il s'agit donc de déterminer la hauteur minimale du film (l'épaisseur minimale du film) d'air et calculer la capacité de charge aérodynamique, ainsi que le champ de pression d'air que subissent les bumps. Le champ de pression et de hauteur du film se calculent en résolvant l'équation de Reynolds déduite des équations fondamentales de la mécanique des milieux continus pour un fluide Newtonien [4]. Dans un repère Eulérien, en appliquant le principe de conservation de la masse et la loi fondamentale de la dynamique. Le principe de conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \dots\dots\dots(1)$$

La loi fondamentale de la dynamique pour un fluide Newtonien :

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \dots\dots\dots(2)$$

La loi du comportement Newtonien :

$$\sigma_{ij} = (-p + \lambda \theta^*) \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij} \dots\dots\dots(3)$$

L'équation de Reynolds peut être simplifiée dans le cas des paliers aérodynamiques en supposant que le milieu est continu et l'écoulement de l'air est laminaire. Les forces massiques et celles d'inertie sont négligeables. La courbure dépendant de la géométrie du palier développé et le glissement entre l'air et les parois sont négligés. Quant au fluide lubrifiant, il est considéré comme gaz parfait et isotherme avec un écoulement iso-visqueux. Finalement, la viscosité ne varie pas suivant l'épaisseur du film qui est très faible devant la longueur et la largeur du contact. L'équation de Reynolds simplifiée sous forme adimensionnée dans des coordonnées cylindriques: s'écrit comme suit:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) - \Lambda \left(\frac{\partial(PH)}{\partial \theta} \right) = 0 \dots\dots\dots(4)$$

Avec : Λ est le nombre de compressibilité :

$$\Lambda = \frac{6 \mu_D \omega}{P_{amb}} \left(\frac{R_r}{C_c} \right)^2$$

D'où : μ_D viscosité dynamique de l'air, ω vitesse de rotation du rotor, P_{amb} pression ambiante, R_r rayon du rotor et C_c jeu radial d'assemblage.

Les variables adimensionnées sont :

$$P = \frac{p}{P_{amb}}, H = \frac{h}{C_c}, Z = \frac{z}{R_r}.$$

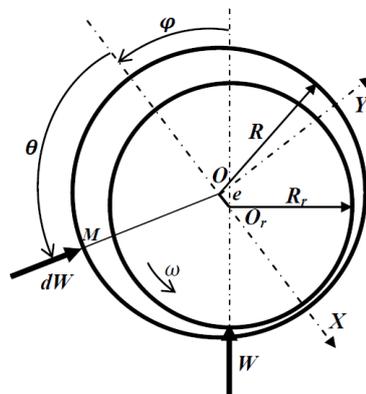


Figure 3 : Forces appliqués dans le film d'air

L'épaisseur du film adimensionnée d'après la géométrie du palier en tenant compte des déformations élastiques des bumps, s'écrit comme suit :

$$H = 1 + \varepsilon \cos \theta + U \dots\dots\dots(5)$$

Avec ε est l'excentricité relative du rotor e/C_c et U est l'expression des déformations élastique radiales adimensionnés des bumps dues au champ de pression aérodynamique.

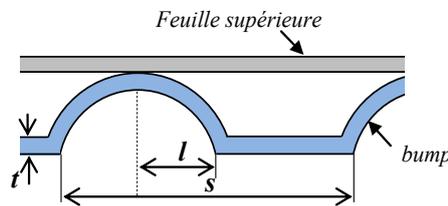


Figure 4. Géométrie des bumps

Le modèle de Heshmat permet de prendre en compte les dimensions du bump, module de Young, coefficient de Poisson et le coefficient de compliance du matériau constituant les bumps [6]. Par ailleurs, la rigidité de la structure est considérée comme répartie uniformément sur toute la surface du palier. De plus, nous pouvons noter que le champ de déformation des bumps est en fonction de la différence du champ de pression aérodynamique avec la pression ambiante $(p - p_{amb})$, écrit sous forme adimensionnée [3], [6] et [10] :

$$U = \alpha (P - 1)$$

Avec : α est le coefficient de compliance des bumps (figure 2) [6]:

$$\alpha = \frac{2p_{amb}s}{C_c E} \left(\frac{l}{t_b} \right)^3 (1 - \nu^2) \dots\dots\dots(6)$$

Les déformations élastiques de la structure à feuilles se produisent à cause des effets de la pression aérodynamique. En se basant sur le fait que les déformations élastiques dépendent de la pression aérodynamique, nous pouvons utiliser l'hypothèse qui dit que la déformation en un point ne dépend que de la pression en ce point. Le choix d'utiliser cette hypothèse est bien convenable dans le cas des structures à feuilles ondulées souvent employées dans les applications industrielles [6].

La résolution de l'équation (4) ne peut être effectuée par voies analytiques et vu que la géométrie du palier après développement devient simple et facile à être discrétisée, l'équation peut être résolue numériquement par différences finies. Pour un système non-linéaire que donne l'approximation différences finies centrées, il est recommandé d'utiliser la méthode de Newton-Raphson pour le résoudre.

Conditions aux limites

De façon générale, nous pouvons imposer des pressions égales à la pression ambiante dans les deux extrêmes du palier aérodynamique : $z = 0$ et $z = L$. Quant à la circonférence du palier, trois types de conditions aux limites peuvent être admises :

- Conditions de Sommerfeld suppose que le fluide est continue et la pression prend toujours des valeurs positives.
- Conditions de Reynolds considère que le débit de lubrifiant est continu et que dans un point donné en circonférence la pression s'annule.
- Conditions de Gumbel considère que le fluide peut être discontinu et que les valeurs de pressions négatives doivent être remises à zéros.

Dans notre cas, lorsque la pression d'alimentation est supposée égale à celle ambiante, les valeurs de la pression qui sont inférieures à cette dernière c'est-à-dire $P < 1$, doivent être remises à la pression ambiante elle-même, ou $P \rightarrow 1$. Par conséquent, ceci nous conduit à choisir les conditions de Gumbel.

3.2 Interaction fluide-structure

L'interaction fluide-structure s'effectue en prenant en compte les déformations élastiques dépendant de la pression, dans la résolution de l'équation de Reynolds. De ce fait, nous devons nous initier par un champ de hauteur sans déformation, qui lui-même détermine le champ de pression s'appliquant sur les bumps tout en modifiant de nouveau le champ de hauteur. Par ce dernier, nous recalculons le champ de pression et ainsi de suite, jusqu'à avoir convergence des déformations. Cette interaction se réalise distinctement par la mise au point de deux boucles, l'une pour calculer le champ de pression et l'autre pour le champ de hauteur.

3.3 Méthode de résolution du problème

Afin d'appliquer la discrétisation par différences finies centrées, le palier doit être développé dans le sens axial. Le maillage peut se faire simplement et régulièrement bien que la géométrie du film d'air soit peu complexe. Les variables s'écrivent donc sous la forme suivante :

$$\theta = i \cdot \Delta\theta \text{ et } Z = j \cdot \Delta Z$$

Avec : $\Delta\theta = 2\pi/N - 1$ et $\Delta Z = L/R_r(M - 1)$

Après discrétisation dans un point (i, j) , l'équation de Reynolds (4) peut s'écrire sous la forme suivante:

$$f_{i,j}(P_{i-1,j}, P_{i,j-1}, P_{i,j}, P_{i+1,j}, P_{i,j+1}) = 0$$

avec :

$$\begin{aligned} f_{i,j} = & H_{i,j}^3 \frac{(P_{i+1,j} - P_{i-1,j})^2}{4\Delta\theta^2} \\ & + 3P_{i,j} H_{i,j}^2 \frac{(H_{i+1,j} - H_{i-1,j})(P_{i+1,j} - P_{i-1,j})}{4\Delta\theta^2} \\ & + P_{i,j} H_{i,j}^3 \frac{(P_{i+1,j} - 2P_{i,j} + P_{i-1,j})}{\Delta\theta^2} \\ & + \left(\frac{D}{L}\right)^2 H_{i,j}^3 \frac{(P_{i,j+1} - P_{i,j-1})^2}{4\Delta Z^2} \\ & + 3P_{i,j} H_{i,j}^2 \left(\frac{D}{L}\right)^2 \frac{(H_{i,j+1} - H_{i,j-1})(P_{i,j+1} - P_{i,j-1})}{4\Delta Z^2} \\ & + P_{i,j} H_{i,j}^3 \left(\frac{D}{L}\right)^2 \frac{P_{i,j+1} - 2P_{i,j} + P_{i,j-1}}{\Delta Z^2} \\ & - \Lambda P_{i,j} \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\Delta\theta} - \Lambda H_{i,j} \frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta\theta} \end{aligned} \tag{8}$$

En tenant compte des conditions aux limites de la pression, le système obtenu doit contenir $(N-2) \times (M-2)$ équations.

Au voisinage des pressions P nous supposons les petites variations δP et nous pouvons développer les fonctions $f_{i,j}$ en série de Taylor. L'expression (8) peut s'écrire comme suite [12]:

$$f_{i,j}(P + \delta P) - f_{i,j}(P) = \sum_{k=1}^{(N-2)(M-2)} \frac{\partial f_{i,j}}{\partial P_k} \delta P_k + o(\delta P^2) \dots \dots \dots \tag{9}$$

Nous pouvons écrire ce développement sous la forme matricielle suivante:

$$[J]\delta P = -[f] \dots \dots \dots (10)$$

avec $[J]$ est la matrice Jacobienne :

$$J_{i,j,k} = \frac{\partial f_{i,j}}{\partial P_k}$$

Ce système matriciel peut se résoudre par la méthode de Gauss. Chaque vecteur δP obtenu est alors ajouté au vecteur de pression : $P^{l+1} = P^l + \delta P$. Le test de convergence de ce système se fait par la condition suivante :

$$Erreur = \max_k \left| \frac{P_k^{l+1} - P_k^l}{P_k^l} \right| \leq tolerance$$

3.4 Algorithme de calcul

La figure 5 montre l' algorithme d'interaction fluide-structure.

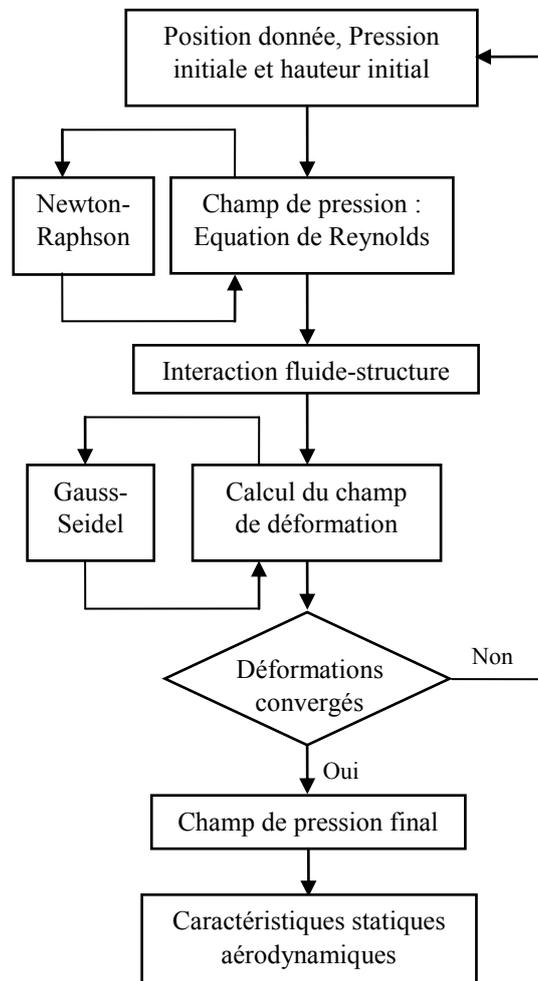


Figure 5 : Algorithme d'interaction fluide-structure

Dans une position d'équilibre donnée ε_0 et un champ de pression initiale P_0 avec un champ de hauteur sans déformation ($U = 0$), le calcul du champ de pression aérodynamique adimensionnée P se fait tout en remplaçant l'expression du film d'air (5), dans l'équation (6). A partir du nouveau champ de

pression obtenu, nous recalculons à nouveau le champ de hauteur modifié H . Ce dernier se remplace à nouveau dans l'équation (8) pour qu'un nouveau champ de pression se recalcule et ainsi de suite, jusqu'à convergence des résultats (figure 5).

En ce qui concerne la validation de ce modèle, nous pouvons assurer sa compatibilité avec d'autres modèles en se basant sur les calculs d'un palier rigide ($\alpha = 0$). A partir de ce dernier, nous pouvons nous assurer que l'algorithme de calculs soit bien approprié.

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les caractéristiques géométriques du palier étudié sont mentionnées sur le tableau 1.

Tableau 1. Caractéristiques géométriques du palier étudié.

Longueur L	$50 \times 10^{-3} \text{ m}$
Rayon R_r	$25 \times 10^{-3} \text{ m}$
Jeu radial C_c	$40 \times 10^{-6} \text{ m}$
Epaisseur des bumps t_b	$0.1 \times 10^{-3} \text{ m}$
Rayon des bumps l	$1.125 \times 10^{-3} \text{ m}$
Pas des bumps s	$3.17 \times 10^{-3} \text{ m}$
Modul de Young E	$214 \times 10^9 \text{ Pa}$ - Inconel X-750 $60 \times 10^9 \text{ Pa}$ -Aluminium
Coefficient de Poisson ν	0.29

4.1 Pression aérodynamique

La distribution de la pression aérodynamique obtenue par intégration de l'équation de Reynolds (figure 6) illustre la zone des valeurs maximales dite active et une autre prenant les valeurs égales à 1 ce qui signifie qu'elles sont égales à la pression ambiante d'après les conditions aux limites. Nous pouvons constater que les valeurs maximales de la pression sont en demi-longueur du palier ($L/2$). Cette zone de concentration de forces aérodynamiques créées par l'appui du rotor sur la structure déformable, nous intéresse à l'étude du comportement aérodynamique des paliers à air, vu qu'elle se caractérise par l'épaisseur du film minimale, pression maximale et déformation maximale des bumps.

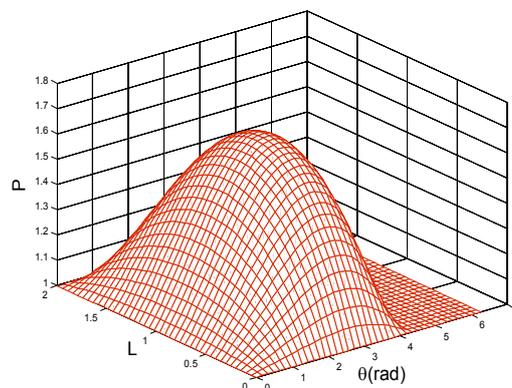


Figure 6. Champ de pression aérodynamique adimensionnée ; $L/D=1$, $\varepsilon=0.6$, $\alpha=1$, $\Lambda=1$.

La figure 7.a montre le profil de la pression de la moitié du palier ($L/D=1$), pour une excentricité relative $\varepsilon=0.6$ et un nombre de compressibilité $\Lambda=2$ avec trois valeurs de compliance $\alpha=(0, 1, 1.5)$.

Nous constatons premièrement que la pression augmente de façon considérable avec l'augmentation du nombre de compressibilité et surtout pour un palier rigide. Aussi, il y a une marge importante entre pression maximale pour $\alpha=0$ et celle pour $\alpha=(1, 1.5)$, ce qui explique l'influence de la structure élastique sur le contact aérodynamique. Ainsi, comme il a été expliqué auparavant, augmenter la compliance implique que la pression aérodynamique diminue.

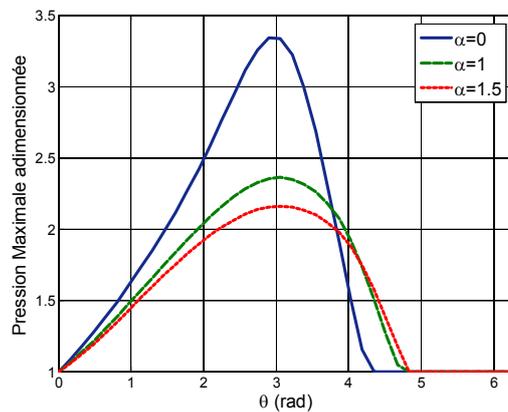


Figure 7.a. Pression maximale en demi-longueur du palier ; $\varepsilon=0.6$, $\Lambda=2$.

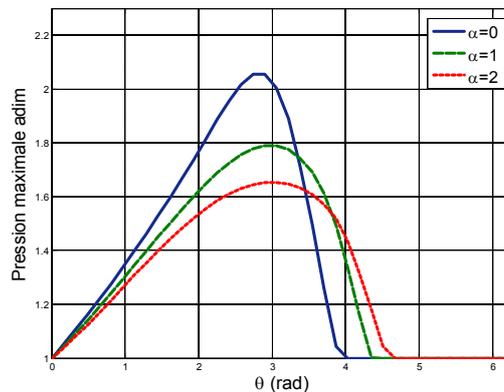


Figure 7.b. Pression maximale en demi-longueur du palier ; $\varepsilon=0.6$, $\Lambda=1$.

Dans la figure 7.b pour $\Lambda=1$, $\varepsilon=0.6$ et $\alpha=(0, 1, 2)$, les valeurs de pression prennent des valeurs inférieures à celle pour $\Lambda=2$ et surtout pour le palier rigide. Nous constatons aussi que les valeurs de pression diminuent en augmentant la compliance. La coordonnée cylindrique qui sépare les deux zones, prend des valeurs différentes très proches et est obtenue par la remise des valeurs $P_{i,j} < 1$ à des valeurs $P_{i,j}=1$. De ce fait, le nombre de compressibilité et la compliance semblent pouvoir jouer un rôle important comme étant des paramètres d'optimisation du fonctionnement des paliers via ce modèle.

4.2. Epaisseur du film d'air

L'un des caractéristiques principales dans les contacts aérodynamiques est bien l'épaisseur du film lubrifiant qui permet de mieux comprendre et étudier les comportements aeroélastique en statique (comme dans notre cas) et aeroélastique en dynamique des paliers à structure à feuilles. Ainsi, une comparaison entre épaisseur du film dans un palier à air rigide et un autre à feuilles sera présentée.

Une présentation en deux dimensions (θ, Z) du champ de l'épaisseur du film pour un palier rigide et un autre à feuilles est montrée dans la figure 8 et 9. Pour le palier à feuilles ($L/D = 1$), avec $\varepsilon = 0.6$, $\Lambda = 1$ et $\alpha = 1$, le champ de hauteur du film montre clairement une déformation vers le haut dans la zone active qui prend des valeurs maximales en demi longueur ($L/2$), donc un champ de hauteur plus élevé. En revanche, pour $\alpha = 0$, la figure 9 nous montre comment le champ de hauteur sans déformations doit se manifester. Ces modifications des champs de hauteur dans les paliers à feuilles ont un lien direct avec le chargement statique que fait le rotor tournant. Autrement dit, c'est bien le champ de pression qui provoque ces modifications du champ de hauteur.

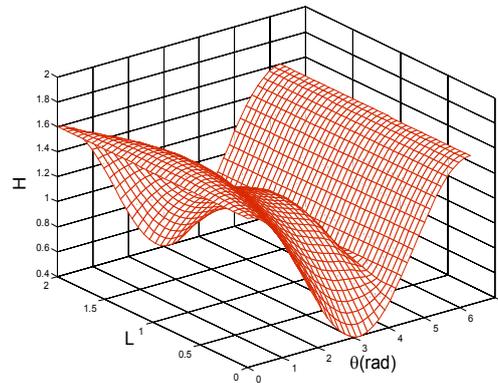


Figure 8. Champ de hauteur adimensionnée ; $L/D = 1$, $\varepsilon = 0.6$, $\alpha = 1$, $\Lambda = 1$.

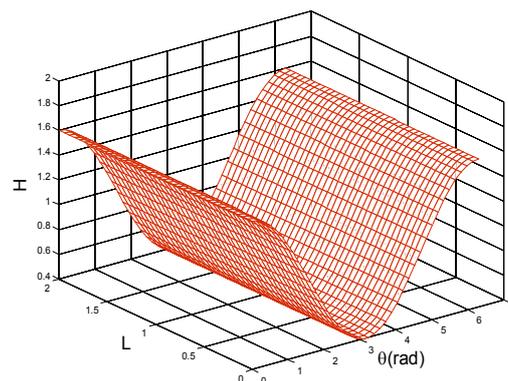


Figure 9. Champ de hauteur adimensionnée ; $L/D = 1$, $\varepsilon = 0.6$, $\alpha = 0$, $\Lambda = 1$.

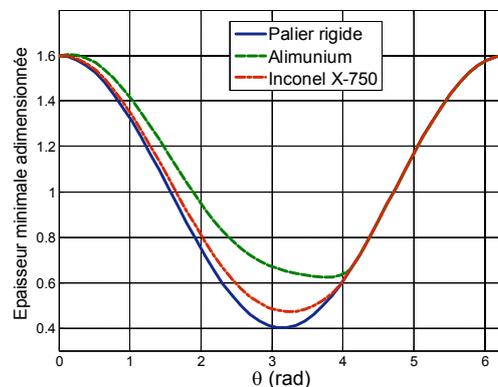


Figure 10: Influence du choix du matériau sur l'épaisseur du film d'air; demi-longueur du palier ; $\varepsilon = 0.6$, $\Lambda = 1$.

La figure 10 représente le profil de l'épaisseur minimale du film d'air développé en demi-longueur du palier pour $\alpha = 0$ et deux différentes compliances (structures en : Aluminium et Inconel X-750) à une position d'équilibre donnée par $\varepsilon = 0.6$ et $\Lambda = 1$. Il est évident que l'épaisseur du film d'air prend des valeurs de plus en plus grandes avec l'augmentation de la compliance surtout pour la structure à base d'Aluminium ayant une épaisseur plus grande. Par ailleurs, nous constatons que les différences entre les épaisseurs minimales du film pour les trois cas sont situées seulement dans la zone active. Nous pouvons faire rappel aux conditions de Gumbel qui signifie que les dépressions éventuelles dans la zone non-active reviennent à la pression ambiante.

4.3. Déformation des bumps

Comme la géométrie des bumps pourrait influencer le comportement aeroélastique du palier, nous nous sommes proposés de présenter les valeurs de déformations maximales en faisant varier l'épaisseur t_b . Dans la figure 11, nous constatons que pour des épaisseurs entre 1.7 et 3.3, les déformations maximales ont presque les mêmes valeurs pour bumps en Aluminium et Inconel X-750, alors que pour des épaisseurs entre 0.5 et 1.3, les déformations augmentent en diminuant l'épaisseur. Pour une épaisseur très petite $t_b = 0.5$, les feuilles sont très minces et sensibles au chargement aérodynamique. D'autre part, il y a une grande différence entre le cas de bumps en Aluminium et ceux en Inconel X-750.

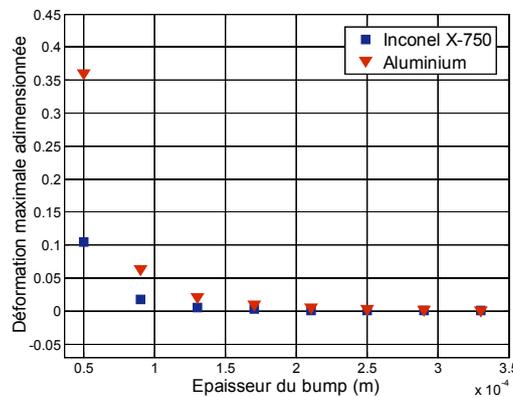


Figure 11. Déformation maximale en fonction de l'épaisseur du bump; $L/D = 1$, $\varepsilon = 0.6$, $\omega = 40000$ tr/min.

La figure 12 montre qu'en augmentant la vitesse de rotation à 60000 tr/min, les déformations maximales prennent des valeurs plus grandes par rapport à celles pour 40000 tr/min surtout pour bumps en Aluminium. Comme dans la figure 9 les déformations sont presque identiques pour des épaisseurs entre 1.7 et 3.3. De ce fait, nous pouvons en dire que mettre en considération un tel choix du matériau de bumps et de l'épaisseur, peut aider à une conception pratique, facile et légère via un modèle relativement simple. Il a été noté que la vitesse de rotation du rotor a un effet considérable dans l'aéroélasticité des paliers aérodynamiques.

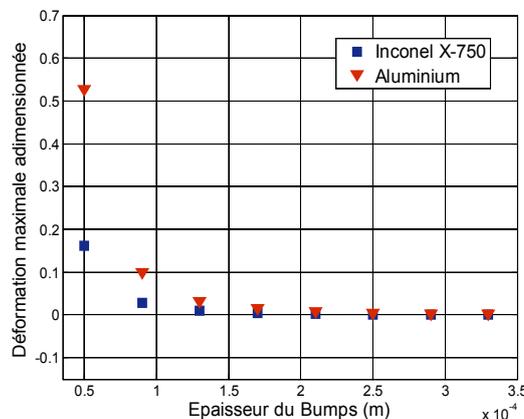


Figure 12. Déformation maximale en fonction de l'épaisseur du bump; $L/D = 1$, $\varepsilon = 0.6$, $\omega = 60000$ tr/min.

De la même façon, nous avons présenté les variations des déformations maximales pour différentes valeurs de la vitesse de rotation (figure 13).

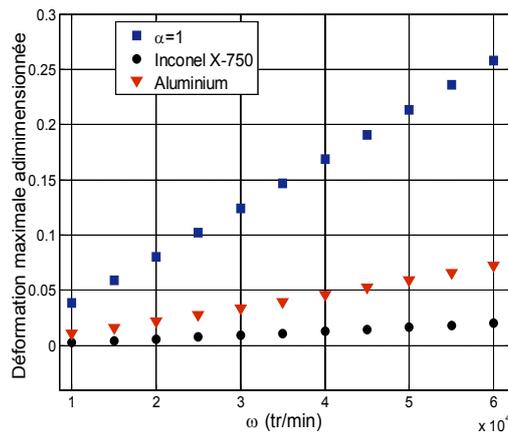


Figure 13. Déformation maximale en fonction de la vitesse de rotation du rotor; $L/D=1$, $\varepsilon=0.6$

Nous constatons que pour des vitesses de plus en plus grandes, les déformations tendent vers des valeurs de plus en plus grandes. Ainsi, les déformations prennent des valeurs plus grandes pour les bumps en aluminium que pour ceux en Inconel X-750. Pour la compliance $\alpha=1$ et des vitesses très grandes, proviennent clairement des valeurs de déformation très élevées, ce qui modifie fortement l'épaisseur du film d'air.

4.4 Portance aérodynamique

La figure 14 montre la variation de la charge portante adimensionnée que peut supporter le palier, pour quelques valeurs de la vitesse de rotation. Nous constatons que la charge prend des valeurs très proches pour différentes compliances ($\alpha=1$, aluminium et Inconel X-750). Autrement dit, en termes de chargement statique dans les paliers à air le choix du matériau de la structure déformable n'a une influence significative qu'avec un régime de fonctionnement sévère caractérisé par la position d'équilibre ε , obtenue par imposer une charge statique radiale.

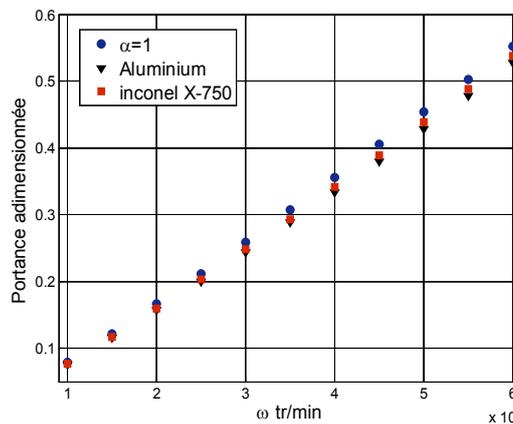


Figure 14. Charge portante en fonction de la vitesse de rotation du rotor; $L/D=1$, $\varepsilon=0.6$

Afin de bien illustrer ce qui précède concernant la figure 14, nous avons tracé dans la figure 15 des courbes de la charge portante en fonction de la compliance α . Lorsque notre travail est consacré à l'étude statique du comportement aérodynamique, nous avons calculé la charge portante pour quelques positions que peut prendre le rotor en faisant varier la compliance de 0.1 à 2.5. Par conséquent, nous pouvons noter que l'influence de la compliance n'est beaucoup plus significative que pour $\varepsilon=0.6$; sachant que l'excentricité relative peut nous indiquer la nature du chargement s'il est grand, moyen ou faible dans la zone du convergent.

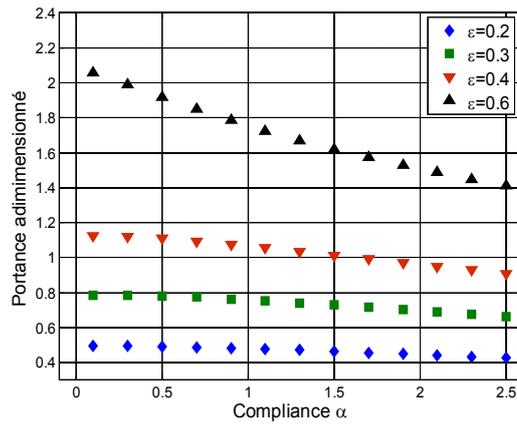


Figure 15. Charge portante en fonction du coefficient de compliance; $L/D=1$, $\Lambda=1$.

4.5. Nombre de bumps

D’après le model de Heshmat, il nous semble intéressant de voir l’influence du choix de la géométrie globale de la structure mince déformable définie par le nombre de bumps.

A cet effet, dans la figure 16, nous avons calculé la pression maximale adimensionnée pour quelques nombres de bumps choisis (29, 32, 34, 36, 38 et 41) tout en tenant compte des géométries de bumps qui conviennent à la dimension globale de la structure. Il est clair que plus le nombre est grand plus la pression maximale augmente, ce qui peut être expliqué par le fait que la structure devienne plus rigide avec des déformations de plus en plus faibles.

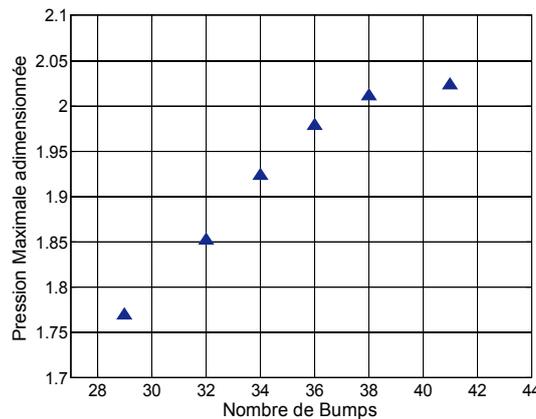


Figure 16 : Pression maximale en fonction du nombre de bumps; $L/D=1$, $\epsilon=0.6$, $\Lambda=1$.

5. CONCLUSION

Nous avons employé un modèle relativement simplifié, développé par Heshmat qui traite le problème aeroélastique d’un palier à feuilles en régime stationnaire afin de pouvoir étudier et analyser l’influence du choix de la structure à feuilles en termes de sa géométrie (épaisseur et nombre de bumps) ainsi que le coefficient de compliance dépendant du module de Young du matériau. Ce modèle est basé sur la résolution de l’équation de Reynolds avec l’épaisseur du film d’air modifiée. La résolution a été effectuée en utilisant la discrétisation par différences finies avec l’application de la méthode de Newton Raphson.

Les résultats ont montré le champ de pression et de hauteur du film pour le cas d’un palier rigide et celui à feuilles. Nous avons aussi vu l’influence du choix de l’épaisseur et du matériau des bumps sur le comportement aérodynamique des paliers. La vitesse de rotation est un paramètre important dans l’aérodynamique et est choisie dans des gammes de valeurs très élevées.

Finalement, tirant profit de ce modèle, bien qu'il soit simplifié nous pouvons dire qu'il est bien flexible et applicable pour une vaste analyse aéroélastique des paliers aérodynamiques. Il permet aussi d'inclure différentes conditions de fonctionnement et de changer la géométrie de la structure souple.

REFERENCES

- [1] Feng K, Kaneko S, 2010. Analytical Model of Bump-Type Foil Bearings Using a Link-Spring Structure and a Finite-Element Shell Model. *Journal of tribology*, Vol. 132 (021706): 1-11.
- [2] Iordanoff I, Bousaid B, Meziane A, Berthier Y, 2008 : Effect of internal friction in the dynamic behavior of aerodynamic foil bearings. *Tribology international*, Vol. 41, 387-395.
- [3]. Andrés L. S, Kim T. H, 2008: Analysis of gas foil bearings integrating FE top foil models. *Tribology International*, Vol. 42, 111-120.
- [4]. Barzem L, Bousaid B., Rocchi J, 2009 : Etude d'un palier aéroélastique en régime permanent. 19ème Congrès Français de Mécanique Marseille, 24-28 août.
- [5] Lee Y.B, Park D.J, Kim C.H, Kim S.J, 2008: Operating characteristics of the bump foil journal bearings with top foil bending phenomenon and correlation among bump foils. *Tribology International*, Vol. 41, 221-233.
- [6]. Heshmat H, Walowit J.A Pinkus O, 1983: Analysis of Gas Lubricated Foil Journal Bearings, *Journal of Lubrication Technology*, Vol 105, 647.
- [7] Peng J.P, Carpino M, 1994: Coulomb Friction Damping Effects in Elastically Supported Gas Foil Bearings. *Tribology Transactions*, Vol. 37(1): 91-8.
- [8]. Kim T.H, Andrés L.S, 2008: Heavily Loaded Gas Foil Bearings: A Model Anchored to Test Data. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 130 (012504) :1-8.
- [9] Swanson E. E, 2006 : Bump Foil Damping Using a Simplified Model. *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 128: 542- 550.
- [10] Zywica G, Kicinski J, Baginski P, 2016: The Static and Dynamic Numerical Analysis of the Foil Bearing Structure. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*, Vol. 4(3): 213 - 220.
- [11] Hoffmann R, Munz O, Pronobis T, Barth E, Liebich R, 2016: A valid method of gas foil bearing parameter estimation: A model anchored on experimental data. *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.0(0):1-18.
- [12]. Hou Y, Ma1 B, Yang S, Chen X, Zheng Y, Chen S, 2015: Experimental study on bump-foil gas bearing with different diametric clearance configurations. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 29 (5) : 2089 - 2095.
- [13]. Paouris L.I, Bompos D.A, Nikolakopoulos P.G, 2013: Simulation of static performance of air foil bearings using coupled fem and CFD techniques. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2013*, June 3-7, 2013, San Antonio, Texas, USA.

NOMENCLATURE

C_c	Jeu radial du palier compliant (m)
D	Diamètre du palier (m)
E	Module de Young (Pa)
e	Excentricité du rotor (m)
$f_{i,j}$	Equation de Reynolds discrétisée par différences finies
f_i	Forces volumiques
h	Epaisseur du film d'air (m)
H	Epaisseur du film adimensionnée
J	Matrice Jacobéenne
L	Longueur du palier (m)
l	Rayon du bump (m)
p	Pression aérodynamique (Pa)
P_{amb}	Pression ambiante
P	Pression aérodynamique adimensionnée
P_0	Pression initiale de calcul itératif
R_r	Rayon du rotor (m)
s	Pas des bumps (m)
t_b	Epaisseur du bump (m)
U	Déformations élastiques adimensionnées des bumps
u_i	Vitesses des particules fluide
V	Vitesse de rotation du rotor m/s
W	Portance aérodynamique adimensionnée
x	Coordonnée circonférentielle
x_i	Positions des particules fluide
z	Coordonnée axiale
Z	Coordonnée axiale adimensionnée
α	Compliance des bumps
θ	Coordonnée circonférentielle angulaire
θ^*	Taux de dilatation cubique
λ, μ	Coefficients de lamé
δ_{ij}	Symbole de Kronecher
σ_{ij}	Tenseur des contraintes
ν	Coefficient de Poisson
μ_D	Viscosité dynamique de l'air (Pa.s)
ε	Excentricité relative du rotor
ε_0	Excentricité relative initiale du rotor
ε_{ij}	Tenseur de déformation
Λ	Nombre de compressibilité
ω	Vitesse angulaire de rotation (Rad)