

ETUDE DES EFFETS COMBINES DU NON-NEWTONIEN ET DE LA PIEZOVISCOSITE DU FLUIDE LUBRIFIANT SUR LES CARACTERISTIQUES STATIQUES D'UN PALIER COMPLIANT INFINIMENT LONG.

Hamid BOUCHERIT, Mustapha LAHMAR, Hameza BENSOUILAH, Ahcen MOUASSA

Laboratoire de Mécanique & Structures (LMS), Université 8 mai 1945, Guelma, BP 401, Guelma (24000), Algérie

Reçu le 12 Juillet 2015 – Accepté le 12 novembre 2015

Résumé

Le travail proposé s'intéresse à l'étude théorique et numérique des effets combinés de la longueur des chaînes moléculaires des additifs améliorant l'indice de viscosité, de la variation viscosité-pressure et de la variation densité-pressure sur les caractéristiques statiques d'un palier compliant (déformable). Le Modèle Couche Elastique Mince, la loi de Barus et la loi de Dawson et Higginson sont retenus pour tenir compte à la fois des effets de déformations élastiques du revêtement de surface du palier dues au champ de pression hydrodynamique, de la piézoviscosité et de la compressibilité de lubrifiant dans l'étude paramétrique. Les résultats obtenus montrent d'une part que la présence des additifs améliorant l'indice de viscosité dans le lubrifiant de base et la piézoviscosité a une influence non négligeable sur les performances statiques du palier surtout pour les grandes valeurs de la longueur des chaînes moléculaires des additifs et d'autre part que la compressibilité du fluide n'a pas d'effets significatifs sur le champ de pression dans le film lubrifiant.

Mots Clés : Paliers compliants, Interaction fluide-structure, Méthode de Newton-Raphson.

Abstract

The proposed work focuses on the theoretical and numerical study of the combined effects of the molecular chain lengths of the viscosity index improvers, the viscosity-pressure variation and the density-pressure variation on the static characteristics of A compliant (deformable) bearing. The Slim Elastic Coupling Model, the Barus law, and the Dawson and Higginson law are used to account for both the elastic deformation effects of the bearing surface coating due to the hydrodynamic pressure field, piezoviscosity and compressibility Of lubricant in the parametric study. The results obtained show, on the one hand, that the presence of the additives improving the viscosity index in the base lubricant and the piezoviscosity has a non-negligible influence on the static performances of the bearing, especially for the large values of the length of the molecular chains of Additives and on the other hand that the compressibility of the fluid has no significant effects on the pressure field in the lubricating film.

Keywords: Fluid-structure interaction, Newton-Raphson method.

ملخص

يركز العمل المقترح على الدراسة النظرية والعديدية من الآثار المجتمعة للطول الإضافات السلاسل الجزيئية تحسين مؤشر اللزوجة، واللزوجة، والتباين الضغط والاختلاف ضغط الكثافة على خصائص ثابتة تأثير متوافقة (تشوه). وتعقد لطبقة نموذج مطاطا سليم، وقانون باروس وقانون داوسون وهيجينسن لحساب كل من آثار تشوه مرن للطلاء سطح تحمل بسبب مجال الضغط الهيدروديناميكية، **piézoviscosité** والانضغاطية زيوت التشحيم في الدراسة حدودي. وتظهر النتائج على حد سواء أن وجود المواد المضافة التي من شأنها تحسين مؤشر اللزوجة في التشحيم الأساسي و**piézoviscosité** له تأثير كبير على أداء ثابت من حمل خصوصا للقيم كبيرة من طول السلاسل الجزيئية لل إضافات وثانيا أن الانضغاطية من السائل ليس له تأثير كبير على مجال الضغط في فيلم التشحيم.

الكلمات المفتاحية : محامل متوافقة مع السائل هيكل التفاعل وطريقة نيوتن رافسون.

Nomenclature

p	pression,
ℓ	paramètre des couples de contraintes ($\ell = (\eta_0/\mu_0)^{1/2}$)
ρ_0	densité du fluide à la pression atmosphérique
μ_0	viscosité dynamique à la pression atmosphérique
ω	vitesse angulaire de l'arbre
ε	excentricité relative statique du palier
ϕ	angle de calage
C_C	couple de frottement sur à la surface de coussinet
h	épaisseur du film lubrifiant
E	module d'Young
θ_{Ca}	angle de cavitation
α	coefficient de piézoviscosité
R	rayon du palier
C	jeu radial
ν	coefficient de Poisson
W	portance hydrodynamique

1. INTRODUCTION

Les lubrifiants liquides et semi-solides tels que les huiles minérales et les graisses sont largement utilisés dans la lubrification des systèmes mécaniques (paliers, butées, roulements, engrenages, etc.). Dans la plupart de ces systèmes mécaniques, le pouvoir lubrifiant intrinsèque d'une huile minérale n'est pas suffisant, des produits chimiques de synthèse ou dopes appelés aussi additifs sont donc mélangés à l'huile de base pour en augmenter les performances et répondre à une demande d'efficacité accrue. Ces additifs, qui entrent dans la composition des huiles moteurs et certaines huiles industrielles, sont des composés de structures chimiques très variées (polymères solubles, etc.) incorporés aux huiles de base afin de modifier leurs propriétés. Ces additifs se caractérisent par des longues chaînes moléculaires pouvant être un million de fois le diamètre d'une molécule d'eau et ont un comportement rhéologique complexe. Ainsi, leur écoulement ne peut être décrit par la théorie des milieux continus classique qui néglige la taille des particules fluides en mouvement. Un certain nombre de théories ont été développées pour expliquer le comportement particulier des huiles contenant des additifs (polymères) [1, 2, 3]. Parmi ces théories, la théorie de Vijay Kumar Stokes [1], de mise en œuvre simple, permet de tenir compte des effets polaires dus à la présence des couples de contraintes et couples de forces de volume en plus des forces de surface et de volume. Un fluide à couples de contraintes ou fluide polaire est caractérisé par deux paramètres μ et η_0 , tandis qu'un seul paramètre μ est nécessaire pour caractériser un fluide newtonien qui est le coefficient de viscosité dynamique. La nouvelle constante physique η_0 est due à la présence des couples de contraintes dans le fluide. Dans la littérature, les effets des couples de contraintes sur le comportement des paliers fluides sont

étudiés en définissant un paramètre des couples de contraintes ($\ell = (\eta_0/\mu)^{1/2}$), qui représente physiquement la longueur de la chaîne moléculaire des additifs. L'étude de l'influence du paramètre des couples de contraintes sur les performances statiques et dynamiques linéaires ou non linéaires des paliers fluides a fait l'objet de plusieurs travaux tant théoriques qu'expérimentaux [4 ÷ 7].

Dans la présente étude, on s'intéresse à l'étude des effets combinés de la longueur des chaînes moléculaires des additifs améliorant l'indice de viscosité (polymères), de la variation viscosité-pression (effet de piézoviscosité) et de la variation densité-pression (effet de compressibilité) sur les caractéristiques statiques d'un palier compliant fonctionnant en régime isotherme.

2. EQUATIONS DE LA LUBRIFICATION HYDRODYNAMIQUE

2.1. Equation de Reynolds modifiée

Dans le cas d'un palier (figure 1) lubrifié par fluide polaire piézovisqueux et barotrope fonctionnant en régime isotherme et pour un écoulement laminaire l'équation de Reynolds modifiée est donnée comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho G_m(h, \ell, p) \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho G_m(h, \ell, p) \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U_2 \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (1)$$

Où,

$$G_m(\ell, h, p) = h^3 \exp(-\alpha p) - 12h\ell^2 \exp(-2\alpha p) + 24\ell^3 \exp(-2.5\alpha p) \tanh\left(h / (2\ell \exp(-0.5\alpha p))\right)$$

Avec, $U_2 = \omega \times R$ et $\theta = x/R$

Pour caractériser l'effet de la piézoviscosité et densité-pression, on utilise les relations de Barus [8] et de Dowson et Higginson [9] qui sont les plus utilisés en régime isotherme :

$$\mu(p) = \mu_0 \exp(\alpha p) \quad (2)$$

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{0,59 \times 10^9 + 1,34 \times p}{0,59 \times 10^9 + p} \right) \quad (3)$$

Dans le cas d'un palier aligné lisse et compliant déformable (figure 1), l'équation géométrique qui définit en chaque point l'épaisseur du film lubrifiant est donnée par [6]:

$$h(\theta, p) = C(1 + \varepsilon \cos \theta) + U_r \quad (4)$$

où, U_r est le déplacement radial défini par :

$$U_r = L_0 \times p$$

avec, p est la pression hydrodynamique engendrée dans le film lubrifiant et L_0 est l'opérateur de compliance qui s'exprime comme suit : $L_0 = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)t_h}{(1-\nu)E}$

E et ν sont respectivement le module d'Young et le coefficient de Poisson de la couche élastique mince représentant le revêtement du palier et t_h est l'épaisseur du revêtement de surface du palier.

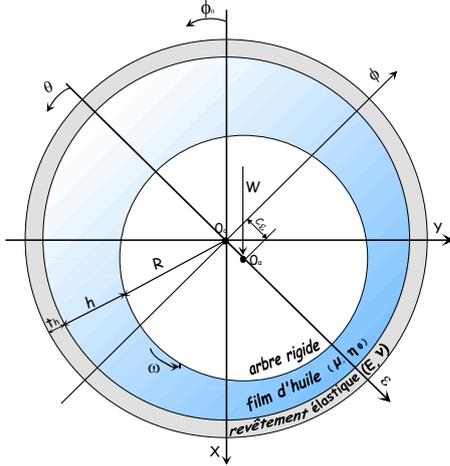


Figure 1 : Section droite d'un palier compliant

Pour les traitements numériques, il est recommandé de réécrire toutes les équations de la lubrification hydrodynamique en variables sans dimension. Dans le cas d'un palier fluide, on pose :

$$\tilde{h} = \frac{h}{C}, \quad \tilde{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}, \quad \tilde{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad \tilde{\ell} = \frac{\ell}{C}, \quad \text{et}$$

$$\tilde{p} = \frac{p}{\mu_0 \omega (R/C)^2}.$$

Ainsi, Pour un palier compliant infiniment long, l'écoulement axial du fluide lubrifiant est négligé devant l'écoulement circonférentiel $\left(\frac{\partial p}{\partial z} \ll \frac{\partial p}{\partial x}\right)$. Dans ces conditions l'écoulement du fluide lubrifiant est unidirectionnel et l'équation de Reynolds modifiée (1) en variables réduites s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\tilde{\rho} \tilde{G}_m(\tilde{h}, \tilde{\ell}, \tilde{p}) \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right) = 6 \frac{\partial(\tilde{\rho} \tilde{h})}{\partial \theta} \quad (5)$$

où,

$$\tilde{G}_m(\tilde{\ell}, \tilde{h}, \tilde{p}) = \tilde{h}^3 \exp(-\tilde{\alpha} \tilde{p}) - 12 \tilde{h} \tilde{\ell}^2 \exp(-2\tilde{\alpha} \tilde{p}) + 24 \tilde{\ell}^3 \exp(-2.5\tilde{\alpha} \tilde{p}) \tanh\left(\tilde{h} / (2\tilde{\ell} \exp(-0.5\tilde{\alpha} \tilde{p}))\right)$$

Les relations de Barus (2) et Dowson et Higginson (3) deviennent :

$$\tilde{\mu} = \exp(\tilde{\alpha} \tilde{p}) \quad (6)$$

$$\tilde{\rho} = \left(\frac{0,59 \times 10^9 + 1,34 \tilde{p}}{0,59 \times 10^9 + \tilde{p}} \right) \quad (7)$$

où, $\tilde{\alpha}$ est le coefficient de piézoviscosité

adimensionné du fluide : $\tilde{\alpha} = \mu_0 \omega \left(\frac{R}{C}\right)^2 \alpha$

L'expression de l'épaisseur du film adimensionnée :

$$\tilde{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta + \tilde{U}_r \quad (8)$$

où, \tilde{U}_r est le déplacement radial adimensionné défini

$$\tilde{U}_r = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{(1-\nu)} \times \tilde{C}_d \times \tilde{t}_h \times \tilde{p}$$

par :

avec, $\tilde{t}_h = t_h / R$ est l'épaisseur relative de la couche élastique mince du revêtement de surface du palier et \tilde{C}_d est le coefficient de déformation élastique

$$\left(\tilde{C}_d = \frac{\mu_0 \omega (R/C)^3}{E} \right).$$

2.2 Les conditions aux limites sur la pression

Le champ de pression dans le film lubrifiant doit satisfaire à l'équation de Reynolds modifiée (5) et aux conditions aux limites sur la pression suivantes :

$$\tilde{p}(0) = \tilde{p}(2\pi) = 0 \quad (9)$$

$$\tilde{p}(\theta_{ca}) = \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta}(\theta_{ca}) = 0 \quad (10)$$

Les conditions (10) sont les conditions limites de Swift-Stieber connues sous le nom conditions de Reynolds qui permettent de prendre en considération la rupture du film dans la région divergente du palier.

3. CARACTERISTIQUES STATIQUES DU PALIER

La résolution numérique de l'équation de Reynolds modifiée permet de définir le champ de pression statique dans le film lubrifiant. La connaissance de la répartition de la pression du film pour une position statique de l'arbre dans le palier permet de déterminer les performances statiques du palier, tels que la portance hydrodynamique, l'angle de calage, le couple de frottement (perte par frottement) du palier, etc.

3.1. Charge portante et l'angle de calage

L'intégration du champ de pression à la surface du coussinet permet de déterminer les composantes de la portance hydrodynamique du palier. Dans le repère

intermédiaire ($O_c, \vec{\varepsilon}, \vec{\phi}, \vec{z}$), (figure 1), les composantes de la portance s'expriment par :

$$\begin{cases} F_\varepsilon = R \int_0^{2\pi} p \cos(\theta) d\theta \\ F_\phi = R \int_0^{2\pi} p \sin(\theta) d\theta \end{cases} \quad (11)$$

De ces deux relations, on peut déterminer la portance hydrodynamique (W) et l'angle de calage (ϕ) du palier fluide, comme suit :

$$W = (F_\varepsilon^2 + F_\phi^2)^{1/2} \quad (12)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(-\frac{F_\phi}{F_\varepsilon} \right) \quad (13)$$

En variables réduites la portance hydrodynamique adimensionnée est : $\tilde{W} = \frac{W}{\mu_0 \omega R (R/C)^2}$

3.2. Couple de frottement sur le coussinet

Le couple de frottement est obtenu par intégration des contraintes de cisaillement à la surface de coussinet :

$$C_c = R^2 \int_0^{2\pi} \left[\mu_0 \left(\frac{\omega R}{h} \exp(\alpha p) \right) - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{R \partial \theta} \{ h - 2\ell \exp(-0.5\alpha p) \tanh[h/(2\ell \exp(-0.5\alpha p))] \} \right] d\theta \quad (14)$$

En variables adimensionnées :

$$\tilde{C}_c = \left(\frac{C}{\mu_0 \omega R^3} \right) C_c = \int_0^{2\pi} \left(\frac{\exp(\tilde{\alpha} \tilde{p})}{\tilde{h}} - \frac{1}{2} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \left\{ \tilde{h} - (-0.5\tilde{\alpha} \tilde{p}) \tanh \left[\tilde{h} / (2\tilde{\ell} \exp(-0.5\tilde{\alpha} \tilde{p})) \right] \right\} \right) d\theta \quad (15)$$

Le nombre de frottement par unité de longueur est

$$\text{défini par : } f = \frac{\tilde{C}_c}{\tilde{W}}$$

4. SCHEMA DE RESOLUTION DU PROBLEME D'INTERACTION FLUIDE-STRUCTURE

La solution du problème d'interaction fluide-structure dans le cas d'un palier compliant infiniment long lubrifié par fluide à couples de contraintes piézo-visqueux et compressible, est obtenu à partir d'une discrétisation spatiale de l'équation de Reynolds modifiée (5) non linéaire par la méthode des différences finies centrées. L'application de cette méthode nécessite un découpage de la circonférence du coussinet en N intervalles. L'équation

de Reynolds modifiée (5) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$f(\tilde{p}) = \tilde{G}_m(\tilde{h}, \tilde{\ell}, \tilde{p}) \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right) \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right) + \tilde{\rho} \left(\frac{\partial \tilde{G}_m(\tilde{h}, \tilde{\ell}, \tilde{p})}{\partial \theta} \right) \left(\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} \right) + \tilde{\rho} \tilde{G}_m(\tilde{h}, \tilde{\ell}, \tilde{p}) \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial \theta^2} - 6\tilde{h} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} - 6\tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial \theta} = 0 \quad (16)$$

où, f est la fonction résidu.

La discrétisation de l'équation (16) par la méthode des différences finies centrées donne :

$$\begin{aligned} f_i &= (\tilde{G}_m)_i \frac{(\tilde{\rho}_{i+1} - \tilde{\rho}_{i-1}) (\tilde{p}_{i+1} - \tilde{p}_{i-1})}{2\Delta\theta} + \tilde{\rho}_i \frac{(\tilde{G}_{m_{i+1}} - \tilde{G}_{m_{i-1}}) (\tilde{p}_{i+1} - \tilde{p}_{i-1})}{2\Delta\theta} \\ &+ \tilde{\rho}_i (\tilde{G}_m)_i \frac{(\tilde{p}_{i+1} - 2\tilde{p}_i + \tilde{p}_{i-1})}{(\Delta\theta)^2} - \\ &6\tilde{h}_i \frac{(\tilde{\rho}_{i+1} - \tilde{\rho}_{i-1})}{2\Delta\theta} - 6\tilde{\rho}_i \frac{(\tilde{h}_{i+1} - \tilde{h}_{i-1})}{2\Delta\theta} = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

$\Delta\theta = 2\pi/N$ est le pas circonférentiel et $i = 0, n$, tel que $n = N-1$.

Le système d'équations algébriques non linéaires obtenu est résolu par la méthode itérative de Newton-Raphson amortie. Le problème consiste à trouver le vecteur $P = \langle \tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3, \dots, \tilde{p}_n \rangle$ vérifiant les n équations non linéaires suivantes :

$$\begin{cases} f_1(\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3, \dots, \tilde{p}_n) = 0 \\ f_2(\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3, \dots, \tilde{p}_n) = 0 \\ \vdots \\ f_n(\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \tilde{p}_3, \dots, \tilde{p}_n) = 0 \end{cases} \quad (18)$$

La linéarisation du système (18) conduit à la résolution d'un système d'équations linéaires de la forme :

$$\sum_{j=1}^n E_{ij}^{(k)} \delta \tilde{p}_j^{(k)} = -f_i^{(k)} \quad (19)$$

Où, $k = 0, 1, 2, \dots, k_{max}$ et k_{max} est le nombre maximal d'itérations.

Et, $E_{ij}^{(k)} = \left. \frac{\partial f_i}{\partial \tilde{p}_j} \right|_{P^{(k)}}$ sont les composantes de la matrice jacobienne :

$$E(P^{(k)}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \tilde{p}_1}(P^{(k)}) & \frac{\partial f_1}{\partial \tilde{p}_2}(P^{(k)}) & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial \tilde{p}_n}(P^{(k)}) \\ \frac{\partial f_2}{\partial \tilde{p}_1}(P^{(k)}) & \frac{\partial f_2}{\partial \tilde{p}_2}(P^{(k)}) & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial \tilde{p}_n}(P^{(k)}) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial \tilde{p}_1}(P^{(k)}) & \frac{\partial f_n}{\partial \tilde{p}_2}(P^{(k)}) & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial \tilde{p}_n}(P^{(k)}) \end{bmatrix}$$

$$\text{et, } f(P^{(k)}) = \begin{Bmatrix} f_1(P^{(k)}) \\ f_2(P^{(k)}) \\ \vdots \\ f_n(P^{(k)}) \end{Bmatrix}; \delta P^{(k)} = \begin{Bmatrix} \delta \tilde{p}_1 \\ \delta \tilde{p}_2 \\ \vdots \\ \delta \tilde{p}_n \end{Bmatrix}$$

Il est important de souligner que l'estimé initial doit être proche de la solution pour que la méthode converge bien.

La détermination du vecteur $\delta P^{(k)}$ à partir de la résolution du système (19) permettra de calculer des nouvelles composantes du vecteur $P^{(k+1)}$ par la relation suivante :

$$\tilde{p}_i^{(k+1)} = \tilde{p}_i^{(k)} + \lambda \delta \tilde{p}_i^{(k)} \quad (20)$$

où, λ est le coefficient de relaxation.

$\lambda = 1$: méthode classique de Newton

$\lambda < 1$: méthode de Newton dite amortie

L'introduction du facteur de relaxation (λ) permettra à l'algorithme de Newton-Raphson de converger plus rapidement.

Le processus général de résolution du problème d'interaction fluide-structure est résumé comme suit :

1. Lecture des données : $\mu_0, \rho_0, t_h, \alpha, E, \varepsilon, \nu, \lambda, k_{\max}, N$, etc. ;

2. Calcul du champ de pression initial ($\tilde{p}_i^{(0)}$), en utilisant la solution de Gümbel [10], ($i = 0, N$) dans le cas d'un palier cylindrique indéformable ;

3. Calcul de l'épaisseur du film adimensionnée (\tilde{h}_i), de la densité relative ($\tilde{\rho}_i$) et de la viscosité dynamique adimensionnée ($\tilde{\mu}_i$), ($i = 0, N$)

4. Calcul du résidu (f_i) aux nœuds intérieurs ($i = 1, n$) ;

5. Construction de la matrice jacobienne (E_{ij}) par la méthode des différences finies décentrées :

$$E_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial \tilde{p}_j}(\tilde{p}_1, \tilde{p}_2, \dots, \tilde{p}_n) \approx \frac{f_i(\tilde{p}_1, \dots, \tilde{p}_{j-1}, \tilde{p}_j + \delta, \dots, \tilde{p}_n) - f_i(\tilde{p}_1, \dots, \tilde{p}_{j-1}, \tilde{p}_j, \dots, \tilde{p}_n)}{\delta}$$

et $\delta = 10^{-4}$

$$\sum_{j=1}^n E_{ij} \delta \tilde{p}_j = -f_i$$

6. Résolution du système linéaire par la méthode d'élimination de Gauss :

7. Calcul de la nouvelle répartition de la pression :

$$\tilde{p}_i^{(k+1)} = \tilde{p}_i^{(k)} + \lambda \delta \tilde{p}_i^{(k)}$$

$$\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|\tilde{p}_i^{(k+1)} - \tilde{p}_i^{(k)}|}{\tilde{p}_i^{(k+1)}} \right) \leq 10^{-5}$$

8. Si

convergence atteinte

calcul les caractéristiques hydrodynamiques du palier : la portance hydrodynamique, l'angle de calage et le nombre de frottement à partir des équations (12), (13) et (14).

arrêt

9. Sinon poser $k \leftarrow k+1$ et retourner à l'étape 3 pour une autre itération.

5. RESULTATS ET DISCUSSIONS

L'étude paramétrique menée dans ce travail permet de mettre en évidence l'influence de la longueur relative des chaînes moléculaires ($\tilde{\ell}$) des additifs, de la piézoviscosité et de la compressibilité du fluide lubrifiant sur le champ de pression ainsi que quelques performances statiques, tels que la portance hydrodynamique et le nombre de frottement d'un palier infiniment long revêtu d'une couche élastique mince en bronze, dont les caractéristiques géométriques, les conditions de fonctionnement, les propriétés physiques du lubrifiant et les caractéristiques élastiques et géométriques du revêtement mince de surface sont portés dans le tableau 1.

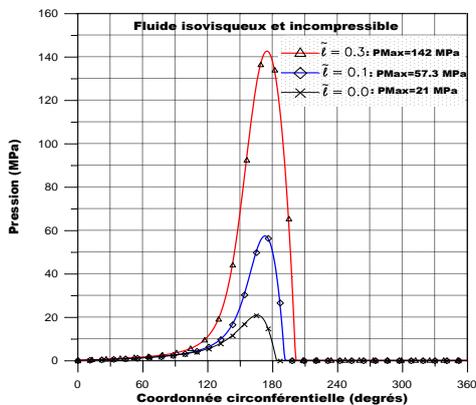
Tableau 1: Caractéristiques géométriques et conditions de fonctionnement

- Rayon de l'arbre, R	25×10^{-3} m
- Jeu radial, C	7×10^{-5} m
- Vitesse angulaire de l'arbre, ω	$100 \times \pi$ rad.s ⁻¹
- Viscosité dynamique à la pression atmosphérique, μ_0	0.03 Pa.s
- Masse volumique à la pression atmosphérique, ρ_0	870 kg.m ⁻³
- Coefficient de piézoviscosité, α	0 et 25×10^{-9} Pa ⁻¹
- Module d'Young du matériau, E	126 GPa
- Coefficient de Poisson, ν	0.3
- Epaisseur du revêtement, t_h	0.005 m

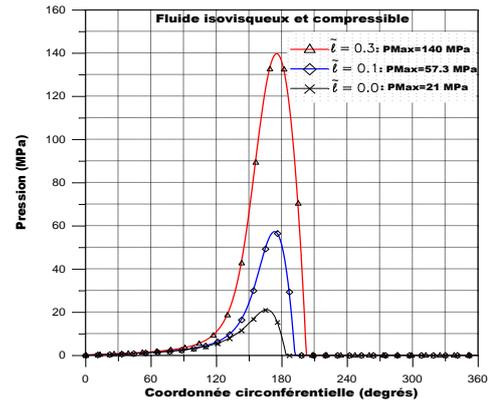
5.1. Influence du paramètre des couples de contraintes, de la piézoviscosité et de la compressibilité de fluide lubrifiant sur le champ de pression

On a étudié les effets de la longueur relative des chaînes moléculaires des polymères, la piézoviscosité et de la compressibilité du fluide lubrifiant sur la pression maximale dans le palier. Les calculs ont été effectués pour une excentricité relative statique $\epsilon = 0.9$, différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes ($\tilde{\ell} = 0.0$ (fluide newtonien), 0.1 et 0.3) et quatre types de fluide lubrifiant : fluide incompressible et isovisqueux, fluide compressible et isovisqueux, fluide incompressible et piézovisqueux et fluide compressible et piézovisqueux.

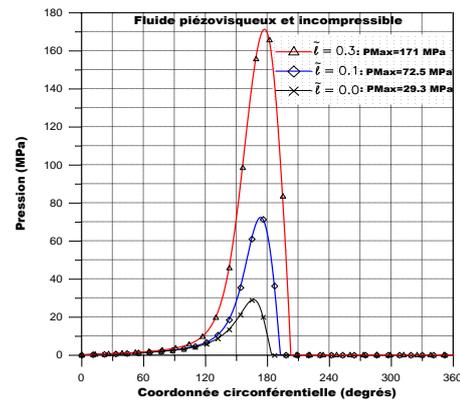
La figure 2 présente les variations circonférentielles de pression hydrodynamique dans le palier fluide. On observe une augmentation importante du pic de pression dans le film lubrifiant d'un palier lubrifié avec fluide à couple de contraintes (fluide non newtonien) comparativement au palier lubrifié avec fluide newtonien (fluide non additivé) (figure 2 : a, b, c et d). Cette augmentation devient très importante de l'ordre de 136% lorsque le paramètre des couples de contraintes augmente ($\tilde{\ell} = 0.3$ qui représente la longueur relative de la plus grande chaîne moléculaire des additifs) et le fluide est piézovisqueux (figure 2-c). Par comparaison aux huiles newtoniennes, les huiles additivées permettent d'augmenter le champ de pression dans le film lubrifiant du palier fluide et surtout pour les grandes valeurs des chaînes moléculaires relatives des additifs. Pour les mêmes valeurs du paramètre des couples de contraintes, la piézoviscosité du fluide lubrifiant conduit à une augmentation assez importante (40%) du pic de pression dans le film (figure 2 : a-c et b-d). On peut conclure que la piézoviscosité du fluide lubrifiant ne peut être négligée pour la prédiction des performances statiques ou dynamiques des paliers fluides sévèrement chargés. La compressibilité du fluide n'a pas d'effets significatifs sur le champ de pression dans le film lubrifiant (figure 2 : a - b et c - d).



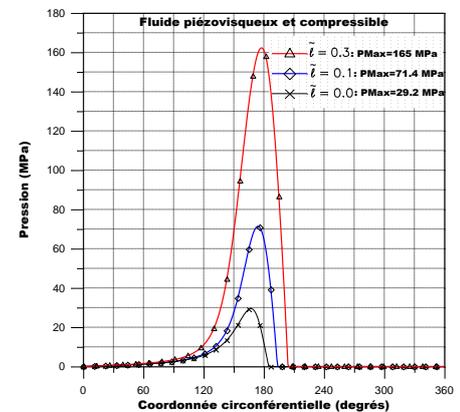
a) fluide isovisqueux et incompressible



b) fluide isovisqueux et compressible



c) fluide piézovisqueux et incompressible



d) fluide piézovisqueux et compressible

Figure 2 : Variations circonférentielles de la pression d'un palier compliant pour différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes

5.2. Influence du paramètre des couples de contraintes et de la piézoviscosité du fluide lubrifiant sur les caractéristiques statiques

Les performances statiques (la portance hydrodynamique et le nombre de frottement) ont été obtenues pour une excentricité relative statique variant de 0.05 à 0.90 et différentes valeurs du paramètre adimensionné des couples de contraintes ($\tilde{\ell} = 0.0, 0.1$ et

0.3) d'un palier compliant lubrifié par fluide polaire piézovisqueux ($\alpha=25 \times 10^{-9}$ Pa-1).

La figure 3 présente les variations de la portance hydrodynamique par unité de longueur en fonction de l'excentricité relative statique et différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes ($\tilde{\ell}$) d'un palier compliant. La figure montre une augmentation significative de la portance hydrodynamique du palier avec le paramètre des couples de contraintes et surtout pour des grandes valeurs d'excentricité relative statique (palier lourdement chargé). On peut conclure que la présence des additifs améliorant l'indice de viscosité dans les huiles lubrifiantes (huiles non newtoniennes) permet d'améliorer la capacité de charge du palier fluide comparativement au palier lubrifié avec une huile pure ne contenant pas d'additifs.

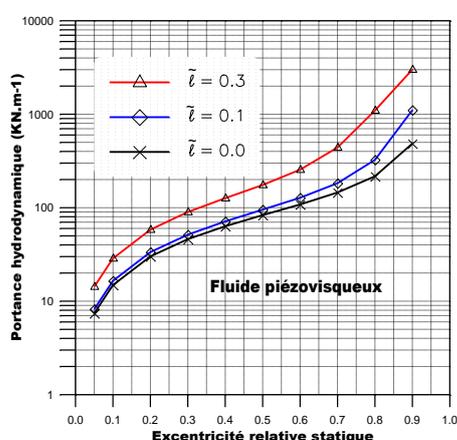


Figure 3 : Variations de la portance hydrodynamique par unité de longueur en fonction de l'excentricité relative statique pour différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes

Les variations du nombre de frottement en fonction de l'excentricité relative statique pour différentes valeurs du paramètre des couples de contraintes d'un palier compliant sont présentées sur la figure 4. Comme le montre la figure, les effets du paramètre des couples de contraintes conduit à une diminution du nombre de frottement dans le film lubrifiant, cette diminution est plus significative de l'ordre de 68% dans le cas de grande valeur du paramètre des couples de contraintes et palier lourdement chargé ($\varepsilon = 0.9$). Les huiles à couple de contraintes permettent de réduire sensiblement les pertes d'énergie par frottement dans le film lubrifiant surtout dans le cas où les paliers fluides sont fortement chargés.

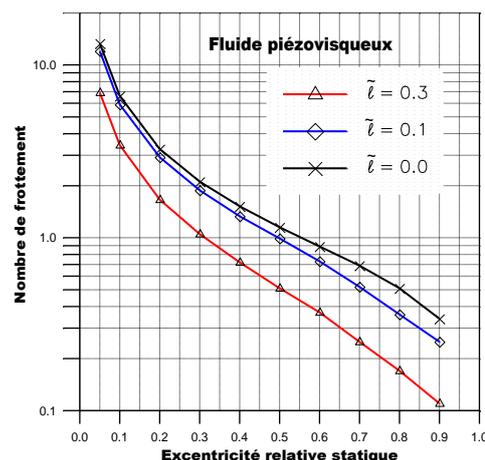


Figure 4 : Variations du nombre de frottement en fonction de l'excentricité relative statique pour différentes valeurs du paramètre du couple de contraintes

6. CONCLUSION

Le présent travail s'intéresse à l'étude théorique et numérique des effets combinés du paramètre des couples de contraintes, de la variation viscosité-pressure et de la variation densité-pressure sur les performances statiques d'un palier compliant fonctionnant en régime isotherme, en se basant sur la théorie de Micro-Continuum de V. K. Stokes pour décrire le mouvement des fluides à couples de contraintes (fluides polaires). Le Modèle Couche Elastique Mince est utilisé pour la prise en compte des déformations élastiques du revêtement de surface du palier dans l'étude paramétrique. Les résultats obtenus montrent que la présence dans le lubrifiant de base des additifs améliorant l'indice de viscosité (VI) et la piézoviscosité a une influence non négligeable sur les performances statiques du palier surtout pour les grandes valeurs du paramètre des couples de contraintes (présence des grandes des chaînes moléculaires des additives). Par comparaison aux huiles newtoniennes, les huiles additivées permettent :

- une augmentation importante du pic de pression dans le film lubrifiant et de la portance hydrodynamique surtout pour les grandes valeurs des chaînes moléculaires relatives des additifs et de l'excentricité relative statique ;
 - une diminution du nombre de frottement dans le film pour les grandes valeurs de l'excentricité relative statique.
- En conséquence, le fluide à couples de contraintes permet de réduire sensiblement les pertes d'énergie par frottement dans le film lubrifiant surtout dans le cas où le palier est fortement chargé.

Pour les mêmes valeurs du paramètre des couples de contraintes, la piézoviscosité du fluide lubrifiant conduit à une augmentation du pic de pression dans le film. On peut conclure que la piézoviscosité du fluide lubrifiant ne peut être négligée pour la prédiction des performances statiques ou dynamiques des paliers fluides sévèrement chargés. La compressibilité du fluide n'a pas des effets significatifs sur le champ de pression dans le film lubrifiant.

REFERENCES

- [1] V. K. Stokes, Couple stresses in fluids, The physics of fluids, volume 9, (1966) pages 1709-1715.
- [2] T.T. Ariman, et N.D. Sylvester, , Microcontinuum fluid mechanics, A review, Int. J. Eng. Sci., volume 11 (1973) pages 905-930.
- [3] T.T. Ariman, et N. D. Sylvester, Application of micro continuum fluid mechanics, J. Eng. Sci., volume 12 (1974) pages 273-293.
- [4] M. Lahmar, Elasto-hydrodynamic analysis of double-layered journal bearings lubricated by couple-stress fluids, Journal of Engineering Tribology, Proceedings of the IMech E, Part J 219 NoJ2 (2005) 145-171.
- [5] Cai-Wan Chang-Jiana, Chao-Kuang Chen, Bifurcation analysis of flexible rotor supported by couple-stress fluid film bearings with non-linear suspension systems, Tribology International 41 (2008) 367-386.
- [6] H. Boucherit, M. Lahmar, et M.B. Bou-Saïd, Misalignment effects on steady-state and dynamic behaviour of compliant journal bearings lubricated with couple stress fluids, Journal of Lubrication Science, Vol. 20 (2008) pp. 241-268, John Wiley Editor.
- [7] H. Boucherit, M. Lahmar, J. Tichy et B. Bou-Saïd, , Comparison of Non-Newtonian Constitutive Laws in Hydrodynamic Lubrication, Tribology Letters, James Lauer Memorial Issue, Guest Editor : Frank Talke 40 (2010) 49-57
- [8] C. Barus, isotherms, isopiestic and isometrics relative to viscosity, Am. J. Sci. 45 (1893) 87-96.
- [9] D. Dowson et G.R. Higginson, Elasto-hydrodynamic lubrication, the fundamentals of roller and gear lubrication. Pergamon Press (1966) Oxford.
- [10] J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, M. Godet, Lubrification hydrodynamique : paliers et butées, Collection des études et recherches d'EdF, Eyrolles, (1990) 117-122.