



Research Paper

DOI : 10.5281/zenodo.3446399

Open access



Contribution to the study of the thermal effect – application to a tilting pad thrust bearing

Contribution à l'étude de l'effet thermique – application à une butée à patins oscillants

Kouider MOSTEFA^{a,*}, Dominique SOUCHET^b, Djallel ZEBBAR^a, Abdelkader YOUCEFI^c, Sahraoui KHERRIS^a

^aInstitut des Sciences et Technologies, Centre Universitaire de Tissemsilt El-Wancharissi, 38000, Algérie

^bInstitut Pprime, CNRS-Université de Poitiers – ENSMA, UPR 3346, Département de Génie Mécanique et Systèmes Complexes, F86962 FUTUROSCOPE Chassenuile, France

^c Université des Sciences et de la Technologies d'Oran Mohamed Boudiaf, USTO-MB, BP 1505 El M'naouer, 31000 Oran

ARTICLE INFO

Article history:

Received 17 May 19

Accepted 07 August 19

Keywords:

Tilting pad thrust bearing ; Thermal effect ; Reynolds equation

Mots clés:

Butée à patins oscillants; Effet thermique; Equation de Reynolds

ABSTRACT

This paper deals with one of the most important phenomena occurring in tilting pad thrust bearings. This is the thermal phenomenon. Indeed, the viscosity of the lubricants is very dependent on film temperature, hence the need to take into account its variation for the precise determination of the performance of the lubricated contacts in the mechanisms. Thermo-hydrodynamic (THD) modelling is performed from the equations of the mechanics of viscous thin films. These equations, necessary for pressure and temperature distribution determination in any type of tilting pad thrust bearings lubricated by a Newtonian fluid have been intentionally reported at the beginning of the work. At the end of this study a computation code was developed for the resolution of the aforementioned equations for a hydrodynamic tilting pad thrust bearings. This allows plotting the pressure and temperature distribution in the film, the interface pad-film and the pad. The obtained results are satisfactory and promoters.

RÉSUMÉ

Cet article traite de l'un des plus importants phénomènes ayant lieu dans les butées hydrodynamiques. Il s'agit du phénomène thermique. En effet, la viscosité des lubrifiants est très dépendante de la température dans le film d'où la nécessité de prendre en compte sa variation pour la détermination précise des performances des contacts lubrifiés dans les mécanismes. La modélisation thermo-hydrodynamique (THD) s'effectue à partir des équations de la mécanique des films minces visqueux. Ces équations, nécessaires à la détermination des champs de pression et de température dans n'importe quel type de butées lubrifiées par un fluide newtonien ont été intentionnellement rapportées au début du travail.

À l'issue de cette étude un code de calcul a été développé pour la résolution des équations précédemment mentionnées pour une butée hydrodynamique à patins oscillants. Ce qui permet de tracer les champs de la pression et de la température dans le film, le patin et l'interface film – patin. Les résultats obtenus sont satisfaisants et promoteurs.

* Corresponding author.

E-mail address: etude.ist.cut@gmail.com

Mob.: +213664759373

1 Introduction

Depuis les premiers travaux de Reynolds en 1886, la théorie isotherme a été largement utilisée pour le calcul des performances hydrodynamiques des contacts lubrifiés tels que les paliers et les butées. Cependant, des exigences technologiques de plus en plus sévères telles que l'accroissement des charges et des vitesses de rotation conduisent à une augmentation de l'énergie dissipée dans ces mécanismes lubrifiés. Les températures dans le fluide et les matériaux contigus au film peuvent être très élevées. Ainsi, la viscosité du lubrifiant et donc la portance hydrodynamique de la butée diminuent ; il est donc nécessaire de connaître avec exactitude le champ de température dans le film lubrifiant séparant les solides (patin et disque).

Huebner [1] a proposé en 1974 une analyse thermo-hydrodynamique tridimensionnelle d'une butée à géométrie fixe. Il a observé que lors du passage du régime laminaire au régime turbulent, la température baisse sensiblement ; il a montré également que la méthode des éléments finis est particulièrement adaptée à l'étude des configurations à géométries complexes. Dans une autre étude THD, il a montré que les performances de la butée sont dominées par le type du lubrifiant, la température d'alimentation, la vitesse de rotation et le rapport des épaisseurs à l'entrée et la sortie du film lubrifiant. Par ailleurs, il a noté que le fait d'imposer une condition de type adiabatique à l'interface film-patin a permis de prédire précisément les performances d'une butée.

En 1983, Kim, Tanaka et Hori [2] proposent une théorie tridimensionnelle du calcul des performances thermo-hydrodynamiques des butées à patins oscillants. Dans leur travail, les auteurs ont négligé le gradient de température selon l'épaisseur du film et ont supposé que le lubrifiant est iso-visqueux ; ils ont montré que la portance et le couple de frottement sont plus faibles dans le cas de l'analyse tridimensionnelle.

En 1991, Souchet [3] a étudié le comportement thermo-hydrodynamique d'une butée à patins oscillants pour deux régimes différents (laminaire et turbulent). Dans le régime laminaire, il a montré que la méthode thermo-hydrodynamique (THD) est plus précise que la méthode thermique globale (ETG) et la méthode isotherme (ISO) mais elle nécessite un temps de calcul plus long.

En 2000, Dadouche [4], et Dadouche, Fillon et Bligoud [5] ont effectué des essais afin de savoir l'influence des conditions de fonctionnement (charge appliquée, vitesse de rotation et température d'alimentation) sur les caractéristiques d'une butée à géométrie fixe tels que le champ de la pression et de la température, le débit d'huile et l'épaisseur du film. Dans la même année T. Almqvist, S. B. Glavatskih et R. Larsson [6] ont effectué une comparaison entre un modèle théorique et une étude expérimentale. La comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux est encourageante. De plus, les deux approches montrent une bonne concordance.

En 2004, une méthode de contrôle de la température dans une butée à patins oscillants a été présentée par Glavatskih [7].

Pour la présente étude un type de butée plus performant du point de vue de comportement dynamique est choisi. Il s'agit de la butée à patins oscillants schématisée par la figure 1. À cet effet, un code de calcul est élaboré en langage Fortran pour la détermination des caractéristiques de fonctionnement de la butée cible.

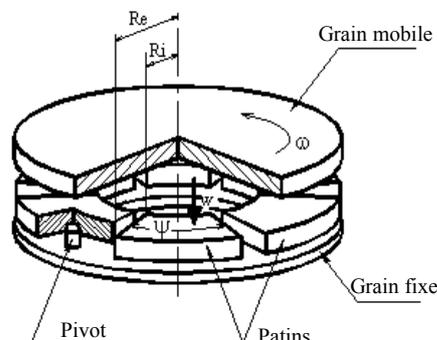


Figure 1- Butée à Patins Oscillants

2 Formulation mathématique du problème

Les équations générales de la lubrification hydrodynamique pour les fluides newtoniens prennent différentes formes selon les hypothèses effectuées. Ces équations générales de la mécanique des fluides minces visqueux permettent, compte tenu des conditions géométriques et cinématiques, de déterminer les caractéristiques d'un écoulement en film mince et en particulier sa portance. Elles sont déduites des équations de la mécanique des milieux continus appliquées à un fluide newtonien [8].

2.1 Équation de Reynolds

L'équation de Reynolds généralisée en lubrification peut être déduite de la loi du comportement des fluides newtoniens ainsi que des équations de la mécanique des milieux continus. La résolution de l'équation de Reynolds permet de déterminer le champ de pression.

Dans un repère cylindrique lié à la butée, l'équation de Reynolds s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial \bar{R}} \left[\bar{R} \bar{G}_1 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{R}} \right] + \frac{1}{\bar{R}} \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left[\bar{G}_1 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{\theta}} \right] = \bar{R} \frac{\partial \bar{G}_2}{\partial \bar{\theta}} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \bar{R} &= \frac{r}{R_m} & \bar{\theta} &= \frac{\theta}{\psi} & \bar{H} &= \frac{h}{h_p} \\ \bar{\mu} &= \frac{\mu}{\mu_0} & \bar{P} &= \frac{h_p^2}{\mu_0 \omega_0 R_m^2} P \end{aligned} \quad (2)$$

$$\bar{G}_1 = \bar{H}^3 \int_0^1 \frac{\bar{Z}}{\bar{\mu}} \left[\bar{Z} - \frac{\int_0^1 \frac{\bar{Z}}{\bar{\mu}} d\bar{Z}}{\int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{Z}} \right] d\bar{Z} \quad \bar{G}_2 = \bar{H} \int_0^1 \frac{\bar{Z}}{\bar{\mu}} d\bar{Z} \int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{Z}$$

Afin de déterminer le champ de pression, il est donc nécessaire de connaître l'expression de la hauteur du film lubrifiant ; cette dernière est donnée par l'équation qui suit :

$$\bar{H}(\bar{\theta}, \bar{r}) = 1 + \frac{\bar{R}_p R_m}{h_p} \sin(\beta) - \frac{\bar{R} R_m}{h_p} (\cos(\bar{\theta}) \sin(\beta) - \sin(\bar{\theta}) \sin(\alpha)) \quad (3)$$

2.2 Equation de l'énergie

Le champ de température dans le film lubrifiant est obtenue par la résolution de l'équation de l'énergie; elle traduit la conservation de l'énergie et permet d'étudier localement les transferts thermiques existants dans la butée. En utilisant les hypothèses des films minces, on obtient l'équation de l'énergie sous la forme adimensionnelle suivante [3] :

$$\begin{aligned} \left(\bar{V}_{\bar{R}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{R}} + \frac{\bar{V}_{\bar{\theta}}}{\bar{R}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{\theta}} + \left(-\bar{M}_{\bar{R}} * \bar{V}_{\bar{R}} - \bar{M}_{\bar{\theta}} * \frac{\bar{V}_{\bar{\theta}}}{\bar{R}} + \frac{\bar{V}_{\bar{Z}}}{\bar{H}} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{Z}} \right) = \\ \frac{\bar{\mu} N_E}{\bar{R}_{ey}^* \bar{H}^2} \left(\left(\frac{\partial \bar{V}_{\bar{R}}}{\partial \bar{Z}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_{\bar{\theta}}}{\partial \bar{Z}} \right)^2 \right) + \frac{1}{P_E} \frac{1}{\bar{H}^2} \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{Z}^2} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

Avec :

$$\begin{aligned}
 \bar{Z} &= \frac{z}{h_p} & \bar{V}_{\bar{R}} &= \frac{V_r}{R_m \omega} & \bar{V}_{\bar{\theta}} &= \frac{V_{\bar{\theta}}}{R_m \omega} & \bar{V}_{\bar{z}} &= \frac{V_z}{h_p \omega} & \bar{M}_{\bar{R}} &= \frac{\bar{Z}}{\bar{H}} \frac{\partial \bar{H}}{\partial \bar{R}} \\
 \bar{M}_{\bar{\theta}} &= \frac{\bar{Z}}{\bar{H}} \frac{\partial \bar{H}}{\partial \bar{\theta}} & \bar{T} &= \frac{T}{T_0} & P_E &= \frac{\omega h_p^2 \rho C_p}{K} & N_E &= \frac{(\omega R_m)^2}{T_0 C_p} & R_{ey}^* &= \frac{\omega h_p^2 \rho}{\mu_0}
 \end{aligned} \quad (5)$$

2.3 Équation de la chaleur dans le patin

Afin de tenir compte des transferts thermiques dans les solides (patins) par conduction, il est nécessaire de résoudre l'équation de la chaleur, cette dernière équation est exprimée par :

$$\frac{1}{\bar{R}} \frac{\partial \bar{T}_p}{\partial \bar{R}} + \frac{\partial^2 \bar{T}_p}{\partial \bar{R}^2} + \frac{1}{\psi^2 \bar{R}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_p}{\partial \bar{\theta}^2} + \left(\frac{R_e}{E_p} \right)^2 \frac{\partial^2 \bar{T}_p}{\partial \bar{Z}^2} = 0 \quad (6)$$

2.4 Loi de variation de la viscosité

La loi de variation de la viscosité en fonction de la température utilisée dans la présente étude, est donnée par la relation suivante :

$$\bar{\mu} = e^{-\beta^* T_0 (\bar{T}-1)} \quad (7)$$

2.5 Conditions aux limites

Les conditions aux limites sur la température permettent de déterminer la production de chaleur au cours du fonctionnement de la butée engendrée par la dissipation visqueuse dans le film ainsi que les transferts thermiques dans les solides. Ces derniers sont une combinaison des différents modes de transmission de chaleur qui interviennent dans la butée à savoir la convection et la conduction. Pour définir ces conditions, la butée à patins identiques est divisée en secteurs. Les différentes frontières à considérer pour chaque secteur sont représentées sur la figure qui suit et sont repérés de S1 à S10 figure 2.

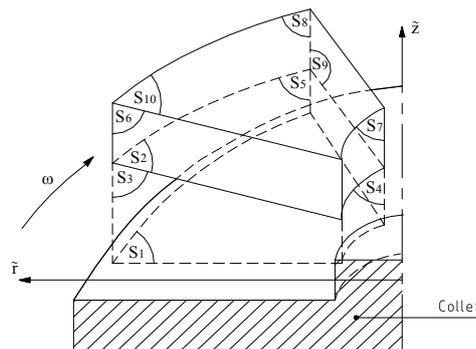


Figure 2-Définitions des frontières d'un secteur de butée

À l'interface film – patin, la relation de continuité de flux chaleur est appliquée.

La température d'entrée est déterminée à partir des équations de conservation du débit et du flux de chaleur dans la rainure en tenant compte d'une partie de fluide qui sort du patin précédent. Sur les faces externes du patin, on suppose qu'il y a convection à l'exception de l'interface film-patin.

Les conditions aux limites sur la pression sont celles de Reynolds en prenant comme référence la pression atmosphérique.

$$\bar{P}(0, \bar{R}) = \bar{P}(\theta, \bar{R}) = \bar{P}(\bar{\theta}, 1) = \bar{P}(\bar{\theta}, \bar{R}) = 0 \quad (8)$$

3 Méthode de résolution

Les équations : de Reynolds généralisée, de l'énergie dans le film et de la chaleur dans le patin forment un système d'équations aux dérivées partielles non linéaires. La solution du problème thermohydrodynamique formulé nécessite la résolution simultanée de toutes ces équations compte tenues conditions aux limites associées à la température et à la pression.

Après initialisation des variables du problème, nous résolvant l'équation de Reynolds généralisée Eq. (1), la convergence sur la pression est atteinte lorsque la différence relative de la pression entre deux itérations est inférieure à 10^{-5} . La résolution est effectuée par la méthode de Gauss-Seidel avec un coefficient de Sur-Relaxation ([9], [10]). Ensuite on calcul la température, en résolvant l'équation de l'énergie Eq. (5) et l'équation de la chaleur Eq. (6) simultanément. La convergence sur la température est assumée lorsque la différence relative de la température entre deux itérations est inférieure à 10^{-5} . Enfin, une convergence est vérifiée sur la charge pour deux itérations successives.

4 Résultats et discussion

Les données géométriques et les conditions de fonctionnement de la butée sont rapportées dans le tableau1.

Tableau.1 : Caractéristiques dimensionnelles et conditions de fonctionnement de la butée.

Données géométriques et conditions de fonctionnement	Dimension	Unité
Angle du secteur (γ)	28	Deg
Rayon intérieur (R_i)	0.1875	m
Rayon extérieur (R_e)	0.3225	m
Nombre de patins (n)	12	-
Epaisseur du patin (E_p)	0.065	m
Température d'alimentation (T_0)	40-70	°C
Température du Grain mobile (T_d)	80	°C
Chaleur spécifique du lubrifiant (C_p)	2000	J/kg. °C
Masse volumique (ρ)	870	Kg/m ³
Coefficient de conduction du patin (K_p)	45	W/m °C
Coefficient de conduction de l'huile (K)	0.12	W/m °C
Coefficient de convection de l'huile (h_h)	100	W/m ² °C
Vitesses de rotation (N)	1000	tr/min

La figure 3 présente les variations tridimensionnelles de la hauteur du film d'huile (a) et de la pression hydrodynamique (b) pour une vitesse de rotation de 1000 tr/min.

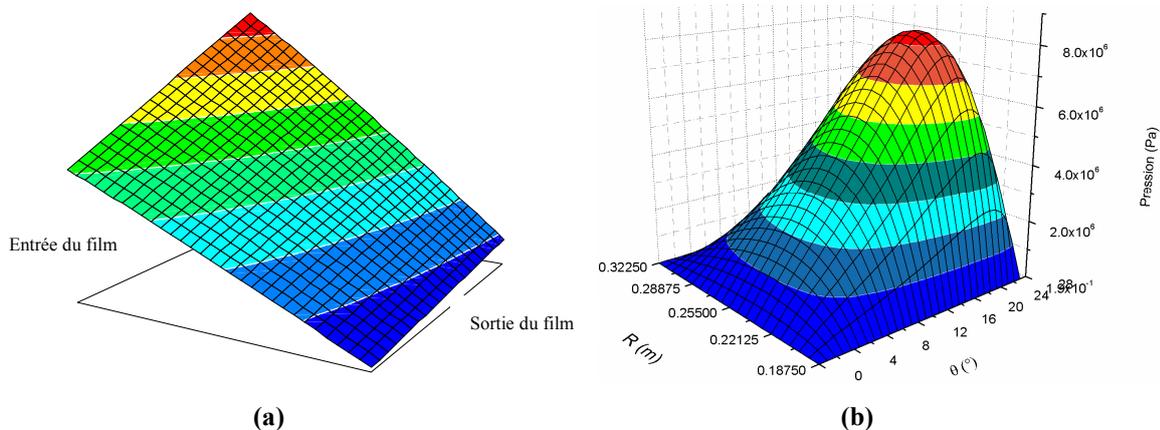


Figure 3: représentation de la hauteur du film d'huile (a) et de la pression (b) en 3D.

Dans la figure 3.a, on observe différents niveaux du film d'huile dans les quatre coins ; la hauteur minimale du film se situe à la sortie du patin au rayon intérieur et la hauteur maximale à l'entrée du patin au rayon extérieur. La figure 3.b montre l'évolution de la pression en 3D. D'après la figure le maximum de pression se situe au voisinage du pivot.

La figure 4 montre les variations de la température dans le film d'huile (a) et dans le patin (b) suivant la direction (oz). Les

conditions de fonctionnement sont respectivement une vitesse de rotation de 1000 tr/min et une température d'alimentation de 70 °C.

Dans la figure 4a est représentée la zone du film lubrifiant. Il y a lieu de noter que la température augmente du premier contact collet – film, pour lequel la température est prise constante et égale à 80 °C, jusqu'au deuxième contact film – patin pour atteindre son maximum. Dans la figure 4b est représentée la variation de la température dans le patin selon l'axe (oz) où la propagation de la chaleur est quasi constante à l'intérieur de celui-ci sauf à l'interface avec le film où la température chute d'une façon brutale et ne concerne qu'une couche mince du patin.

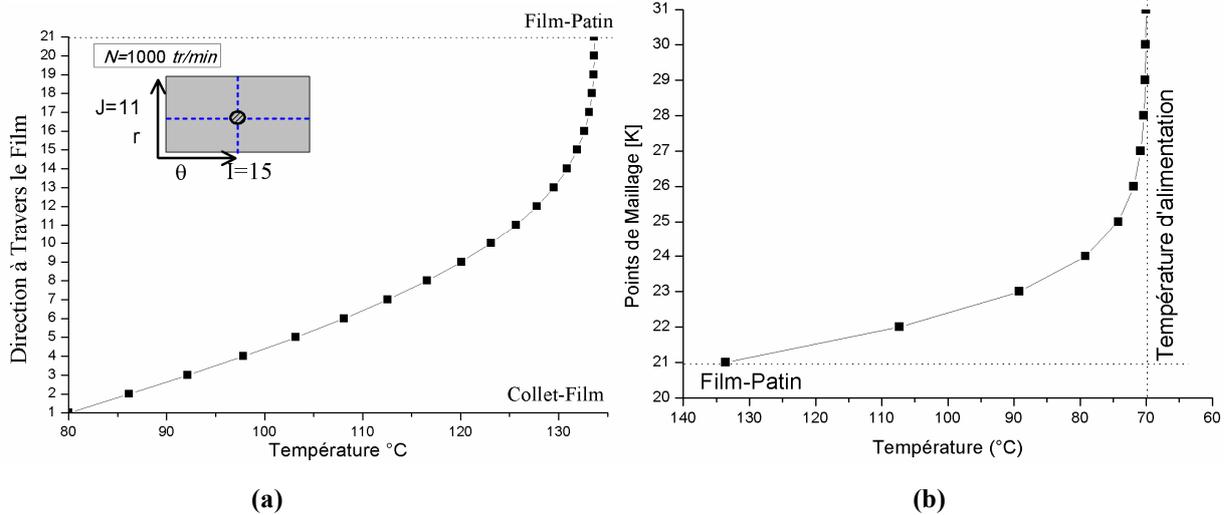


Figure 4-Variation de la température dans le film (a) et le patin (b).

La figure 5 montre La variation circonférentielle de la température selon trois position radiales différentes à savoir : ($R_1 = 221.25 \text{ mm}$, $R_2 = 255 \text{ mm}$, $R_3 = 288.75 \text{ mm}$). D'après cette figure, on constate que la température est toujours croissante. Ces résultats sont satisfaisantes et promoteurs.

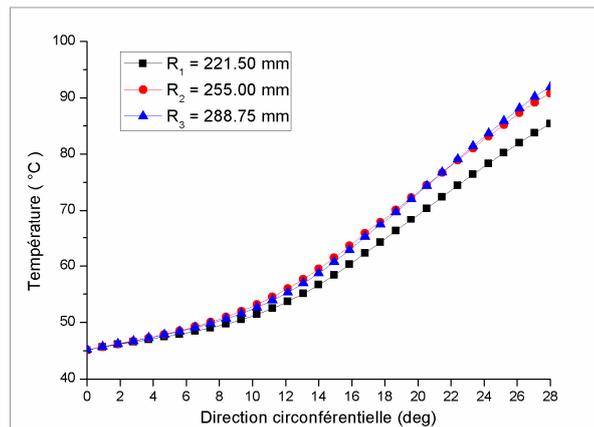


Figure 5-Variation circonférentielle de la température

5 Conclusion

Pour l'analyse et l'étude de l'effet thermique dans une butée hydrodynamique à patins oscillants un code de calcul a été élaboré et développé sur la base des équations aux dérivées partielles (équation de Reynolds, équation de l'énergie et l'équation de la chaleur). La méthode des différences finis a été utilisée pour la discrétisation de ces équations.

La modélisation a permis de déterminer les distributions de la pression et de la température dans le film de lubrification. Ces distributions obtenues ont de bonnes allures et concordent avec celles présentés dans la référence [3].

On en conclut aussi, que le gradient de température dans le film lubrifiant est important, et que la température dans la

direction circonférentielle est toujours croissante.

NOMENCLATURE

ψ : Angle du secteur	(rad)
K : Coefficient de conductivité thermique du patin	(W/m.°C)
r, θ, z : Coordonnée cylindrique	(-)
θ_1 : Début du film lubrifiant	(rad)
$h(r, \theta)$: Epaisseur du film fluide	(m)
$H(r, \theta)$: Epaisseur adimensionnelle du film fluide	(-)
E_D : Epaisseur du disque	(m)
E_p : Epaisseur du patin	(m)
β : Inclinaison du patin suivant R	(rad)
α : Inclinaison du patin suivant θ	(rad)
P_0 : Pression d'alimentation	(Pa)
P : Pression hydrodynamique dans le film lubrifiant	(Pa)
R_e : Rayon extérieur du patin.	(m)
R_i : Rayon intérieur du patin	(m)
R_m : Rayon moyen du patin	(m)
T : Température (°C)	
T_0 : Température d'alimentation	(°C)
T_D : Température du collet	(°C)
T_p : Température du patin.	(°C)
ν : Viscosité cinématique du fluide	(m ² /s)
μ : Viscosité dynamique du fluide	(Pa.s)
(V_r, V_θ, V_z) : Vitesses du lubrifiant suivant r, θ, z	(m/s)
$\omega = \frac{2\pi}{60} N$: Vitesse angulaire de grain mobile.	(rad/s)
Nombres Adimensionnés	
$N_E = \frac{(\omega R_m)^2}{T_0 C_p}$: Nombre de Eckert	(-)
$P_E = \frac{\omega \rho C_p h_p^2}{K}$: Nombre de Peclet	(-)
$R_{ey}^* = \frac{\omega \rho h_p^2}{\mu_0}$: Nombre de Reynolds modifié	(-)

REFERENCES

- [1] K. H. Huebner, 1974, A Three-Dimensional Thermo-hydrodynamic Analysis of Sector Thrust Bearing, ASLE Transactions, 17(1): 62-73.
- [2] K. W. Kim, M. Tanaka, Y. Hori, 1983, A Three-Dimensional Analysis of Thermo-hydrodynamic Performance of Sector-Shaped, Tilting-Pad Thrust Bearings, Transactions ASME, Journal of Lubrication Technology, 105, 406-413.

-
- [3] D. Souchet, Comportement thermo-hydrodynamique des butées à patins oscillants en régimes laminaire et turbulent, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 1991.
 - [4] A. Dadouche. Étude des phénomènes thermiques dans les butées hydrodynamique. Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 1998.
 - [5] A. Dadouche, M. Fillon, J. C. Bligoud, Experiments on Thermal Effects in a Hydrodynamic Thrust Bearing. Tribology International Vol.33(2000) pp.167-174.
 - [6] T Almqvist, S. B. Glavatskih, R. Larsson, THD Analysis of Tilting Pad Thrust Bearings - Comparison Between Theory and Experiments . J of Tribo, Vol122 (2000) pp.412-417.
 - [7] S. B. Glavatskih, A Method of Temperature Monitoring in Fluid Film Bearings. Tribology International Vol.37 (2004) pp.143-148.
 - [8] J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe et M. Godet, Lubrification Hydrodynamique : Paliers et Butées, Edition Eyrolles, Direction des Etudes EDF, 1990.
 - [9] K. Mostefa, Simulation numériques des caractéristiques thermo-hydrodynamiques d'une butée à patins mésalignée, Mémoire de Magister, Université Ibn Khaldoun – Tiaret, 2006.
 - [10] D. Euvrard Résolution Numérique des Equations Aux Dérivées Partielles Différences finies, Eléments finis, Problèmes en domaine non borné, 3ème édition, MASSON,1994.