

## EFFETS DES CONDITIONS D'ALIMENTATION SUR LES PERFORMANCES THERMOHYDRODYNAMIQUES D'UN PALIER LISSE : THEORIE ET EXPERIMENTATION

Lucrecio COSTA<sup>1,2</sup>, Michel FILLON<sup>3</sup>, António MIRANDA<sup>2</sup>, José CLARO<sup>2</sup>

- 1) Thésard soutenu par le Programme PRAXIS XXI- Fundação para a Ciencia e Tecnologia
- 2) Laboratoire de Tribologie de l'Université du Minho, 4810 GUIMARÃES - PORTUGAL
- 3) Université de Poitiers, Laboratoire de Mécanique des Solides, U.R.M. C.N.R.S. 6610, SP2MI, BP 179, 86960 FUTUROSCOPE CEDEX - FRANCE

### RESUME

Les performances des paliers hydrodynamiques peuvent être affectées de manière significative par les conditions d'alimentation du lubrifiant, par exemple, la position et les dimensions de la rainure ou la pression d'alimentation. Le but de ce travail est d'étudier les effets de ces paramètres d'alimentation sur les performances d'un palier lisse. A telle fin, un modèle numérique a été développé et des essais ont permis de recueillir des données expérimentales : la comparaison théorie-expérimentation est présentée.

### ABSTRACT

Hydrodynamic journal bearing performance can be significantly affected by lubricant supply conditions, namely, groove geometry and location, and supply pressure. The aim of this work is to study the effect of these supply parameters on the bearing performance characteristics. For this purpose, a numerical model has been developed and experiments carried out: a comparison between theoretical predictions and experimental results is presented.

### MOTS-CLES

Tribologie - Lubrification thermohydrodynamique - Palier lisse - Température

## I. INTRODUCTION

Les paliers hydrodynamiques assurent de nombreux guidages dans les mécanismes contemporains à cause de leur simplicité constructive et leur fiabilité élevée. Le bon fonctionnement des paliers dépend essentiellement des caractéristiques d'un film présent entre les surfaces en mouvement relatif. Dans des conditions sévères de fonctionnement (charges spécifiques et vitesses élevées), la variation de la viscosité de l'huile avec la température et les conditions d'alimentation de l'huile, jouent un rôle non négligeable sur les principaux paramètres de fonctionnement d'un palier.

Dans ce travail, une modélisation thermohydrodynamique des paliers lisses qui tient compte des conditions réelles d'alimentation est utilisée, permettant ainsi une meilleure connaissance du comportement du palier. En parallèle, une étude expérimentale réalisée sur un dispositif d'essais, a permis de mesurer la température maximale du palier, la température de l'arbre, le débit d'alimentation en huile, la pression hydrodynamique et le couple de

frottement sur le coussinet. Nous comparons les prédictions et les données expérimentales et analysons l'influence des paramètres d'alimentation.

## II. MODELISATION ET EXPERIMENTATION

Les hypothèses classiques de la lubrification sont considérées. Le fluide est newtonien, sa viscosité varie avec la température et les autres caractéristiques sont constantes. Le régime d'écoulement dans le film est supposé laminaire et permanent. La schématisation d'un palier est présentée dans la figure 1.

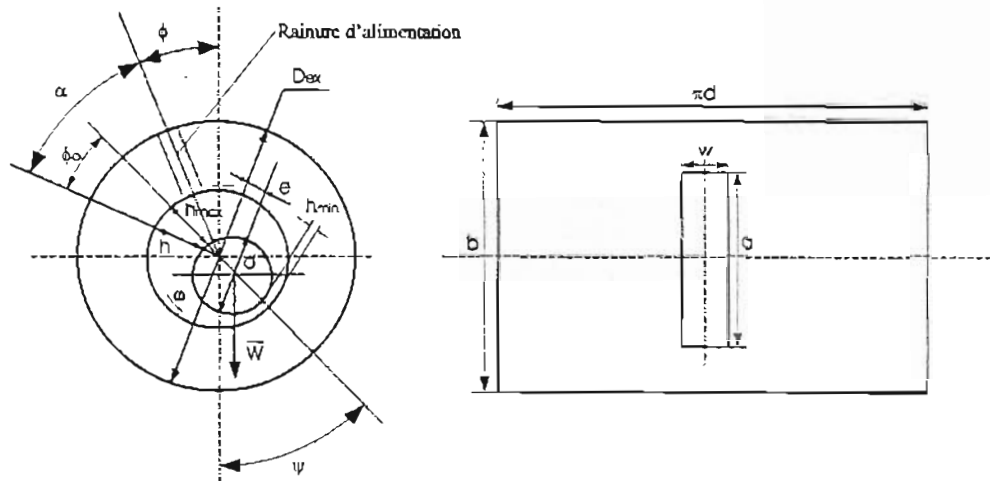


Figure 1 :  
Schématisation d'un palier lisse

Le champ de pression dans le film est calculé en tenant compte des conditions réelles d'alimentation, de rupture et de reformation du film. A telle fin, l'algorithme d'Elrod (ELROD 1981) a été modifié et ajusté à la formulation de l'équation de Reynolds généralisée, de manière à inclure la variation de la viscosité avec la température. Les conditions aux limites de Reynolds à la frontière de cavitation sont respectées et, par ailleurs, il est possible d'assurer aussi la conservation de la masse à la frontière de reformation du film, et la valeur réelle de la pression d'alimentation est considérée. A cet effet, les variables  $\theta$  et  $g$  ont été définies. Dans la zone active du film, la variable  $\theta$  représente le rapport entre la densité locale de l'huile et sa densité à la pression de cavitation. Dans la zone inactive, elle correspond à la proportion locale du lubrifiant. L'indice de cavitation  $g$  est associé à la valeur de  $\theta$ .  $g=0$  quand  $\theta < 1$  (zone inactive) et  $g=1$  quand  $\theta \geq 1$  (zone active du film). L'introduction de  $g(\theta)$  dans l'équation de Reynolds généralisée a permis d'établir les composantes du débit massique adimensionné de Couette et de Poiseuille, à la frontière  $Sw$  d'un volume de contrôle avec l'épaisseur unitaire représentée à la figure 2, ainsi définies :

$$\bar{m}_{\alpha} \Big|_{C_{\alpha}}^{SW} = \left[ \theta_{y-1} \bar{h}_{j+1} (1 - g_{y-1}) \bar{F}_{3j-1} + g_{y-1} \bar{h}_{j-1} \bar{F}_{3j-1} + \frac{g_y g_{y-1}}{2} (\bar{h}_j \bar{F}_{3j} - \bar{h}_{j-1} \bar{F}_{3j-1}) \right] \quad (1)$$

$$\bar{m}_{\alpha} \Big|_{Poi}^{SW} = \bar{\beta} \cdot \left( \frac{\bar{h}_{j-1} + \bar{h}_j}{2} \right)^3 \cdot \bar{F}_{2j} \left[ \frac{g_{y-1} (\theta_{y-1} - 1) - g_y (\theta_y - 1)}{\Delta \alpha_y} \right] \quad (2)$$

Dans ces expressions, l'épaisseur du film  $h$  et le module de compressibilité du film  $\beta$  sont présentés sous forme adimensionnelle en accord à la formulation de Claro et Miranda (CLARO 93).  $F_1$ ,  $F_2$  et  $F_3$ , également présentés sous adimensionnelle sont les intégrales de la viscosité dynamique définis par Dowson (DOWSON 62).

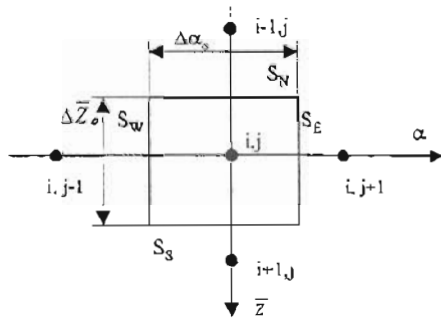


Figure 2 :

Cellule base du volume de contrôle

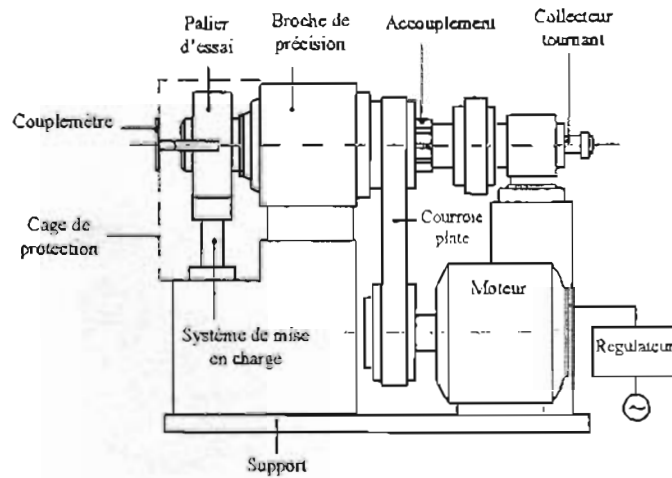


Figure 3 :

Schéma du dispositif d'essais

Le débit massique total ( $mt_{sw}$ ) à la frontière  $S_w$  est égal à la somme des composantes de Couette et de Poiseuille. Des expressions similaires peuvent être obtenues pour les autres faces ( $S_N$ ,  $S_S$  et  $S_E$ ) du volume de contrôle. L'application du principe de la continuité de l'écoulement dans le volume de contrôle considéré permet d'écrire :

$$\left(\overline{mt}_{sw} - \overline{mt}_{se}\right) \cdot \Delta \bar{Z}_0 + \left(\overline{mt}_{sn} - \overline{mt}_{ss}\right) \cdot \left(\frac{d}{2.b}\right) \Delta \alpha_0 = 0 \quad (3)$$

A partir de l'expression (3), convenablement adaptée à la méthode itérative de Gauss-Seidel avec sur-relaxation, les différentes valeurs de  $\theta_{ij}$  sont calculées ainsi que les valeurs correspondantes de pression ( $P_{ij}$ ) hydrodynamique, déterminées à l'aide des relations suivantes :

$$\bar{P}_{ij} \approx \begin{cases} \bar{\beta} \cdot (\theta_{ij} - 1) & \text{se } \theta_{ij} \geq 1 \\ 0 & \text{se } \theta_{ij} < 1 \end{cases} \quad (4)$$

Le problème thermique est résolu dans le plan médian du palier, en utilisant la méthode des différences finies. Le champ de température dans le film est obtenu par la résolution de l'équation de l'énergie avec une méthode implicite. La résolution de l'équation de la chaleur permet la détermination du champ de température dans le coussinet à l'aide de la méthode de Gauss-Seidel. La température de l'arbre est considérée constante et est déterminée à partir d'un bilan global du flux thermique nul à l'interface film/arbre. Pour la détermination de la

température au rayon extérieur du coussinet, une condition de type convection est appliquée. L'égalité de la température et la continuité du flux thermique à l'interface film/coussinet sont imposées. Le schéma général du modèle de calcul est similaire à celui utilisé par Boncompain (BONCOMPAIN 86).

Afin de valider le modèle théorique, une étude expérimentale a été réalisée. Le dispositif d'essais du Laboratoire de Mécanique des Solides (figure 3), utilisé dans le cadre de cette étude, a permis de mesurer les champs de pression et de température, le débit d'huile d'alimentation, la charge, la vitesse et le couple de frottement sur le coussinet. La précision de la lecture est 0.5 K pour la température, 2 % pour la pression, 0.5 % pour la vitesse et 2 % pour la charge. Une description détaillée de ce dispositif est présentée par Kucinski et Fillon (KUCINSCHI 98). Les résultats ont été obtenus avec un palier lisse de 100 mm de diamètre nominale ( $d$ ) et 0.187 mm de jeu diamétral. Les autres dimensions relatives sont :  $D_{ex}/d=2$ ,  $b/d=0.8$ ,  $a/b=0.75$  et  $w/a=0.228$ . La température d'alimentation de l'huile, du type ISO VG 32, est de 35°C. Les essais ont été réalisés pour une position de la rainure ( $\phi$ ) varie de -30, 0 et +30 degrés et une pression d'alimentation variant de 70 à 300kPa.

### III. RESULTATS ET DISCUSSION

L'influence de la pression de l'alimentation, pour  $\phi=0$ , est montrée sur la figure 4. Un bon accord général est observé entre les résultats théoriques et les résultats expérimentaux (écart maximal de 2K sur la température et de 0.3 l/min). L'augmentation de la pression d'alimentation, de 70 à 300 kPa, conduit à une diminution de la température maximale (qui varie entre 0.5 K et 3 K) et à une augmentation significative du débit (de 36% à 53%). La diminution de la température maximale provient de la quantité de chaleur évacuée par convection, le débit étant très sensible à la pression d'alimentation.

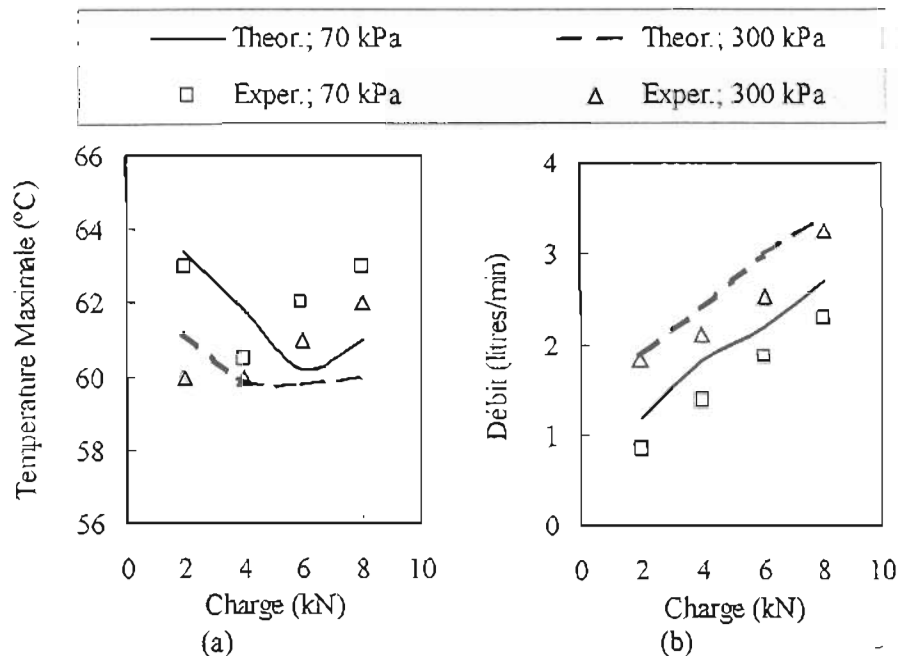


Figure 4 :  
Température maximale et débit en fonction de la charge et de la pression d'alimentation ( $\omega = 157.07 \text{ rad/s}$ )

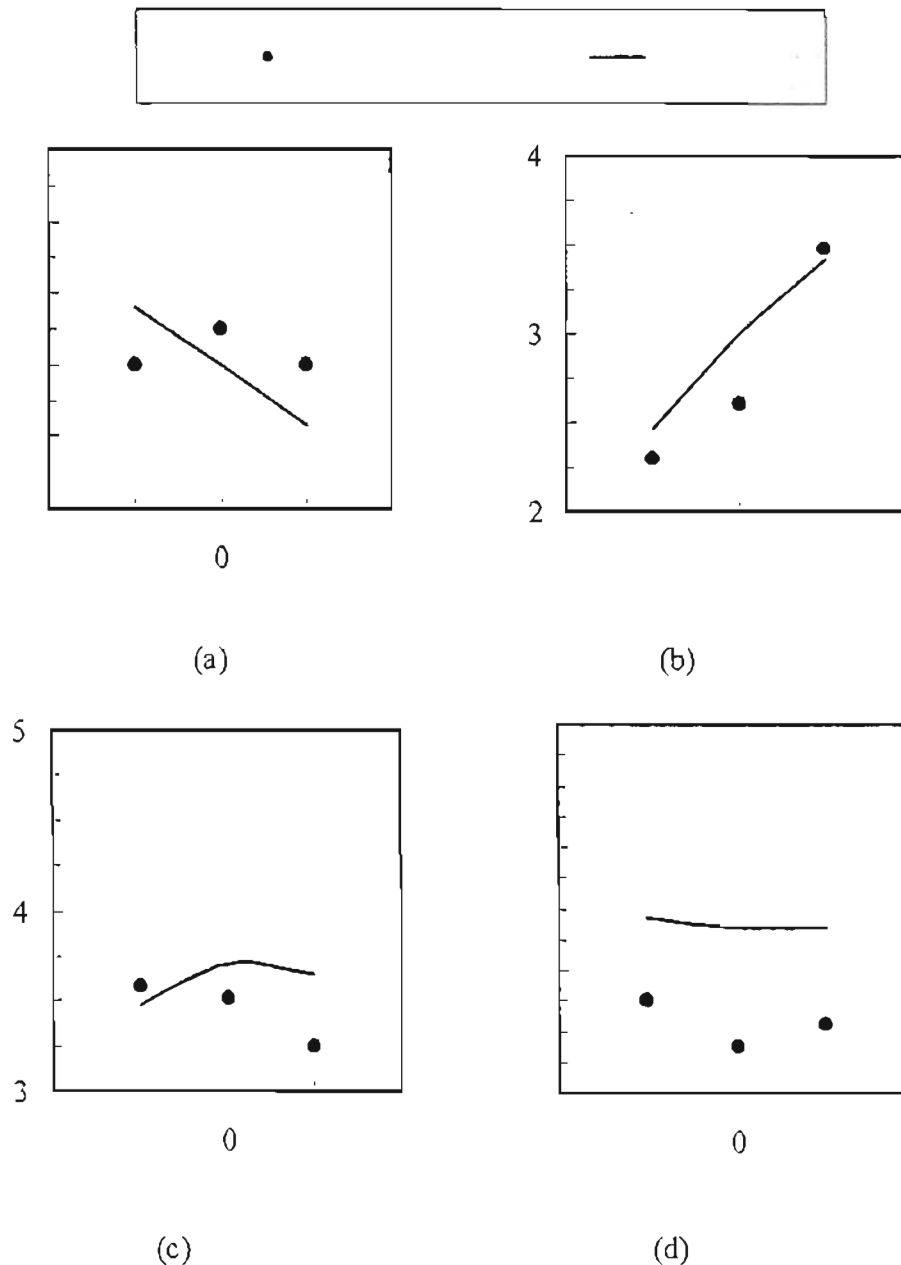


Figure 5:  
*Température maximale (a), débit (b), couple sur le coussinet (c) et pression maximale (d)*  
*en fonction de la position de la rainure d'alimentation ( $W = 6 \text{ kN}$ ;  $\omega = 157.07 \text{ rad/s}$ )*

L'influence de la position de la rainure d'alimentation sur les caractéristiques de fonctionnement, pour une charge de 6 kN et une pression d'alimentation de 300 kPa est présentée sur les graphiques de la figure 5. L'écart maximale entre les courbes théoriques et les relevés expérimentaux sont respectivement de 2 K sur la température maximale (figure 5a), de 15% sur le débit de fuite du palier (figure 5b), de 14 % sur le couple de frottement (figure 5c) et de 24 % sur la pression maximale (figure 5d). L'ensemble des tendances est respecté excepté pour la température maximale prédite avec une rainure placée à  $-30$  degrés. L'écart observé pour la pression maximale est dû d'une part, à la mesure de la

pression en des points fixes sur le coussinet (qui ne coïncide pas obligatoirement avec le lieu où la pression est maximale) et d'autre part, aux déformations thermoélastiques du coussinet et de l'arbre qui ne sont pas prises en compte dans la modélisation. La position de la rainure à  $-30$  degrés est très défavorable car elle limite le débit d'alimentation dans le contact : pour cette configuration, la rainure est située dans la zone divergente du fluide où l'épaisseur est relativement faible. Nous avons observé expérimentalement que cette situation conduisait à réduire la zone active du film fluide et ainsi, pour une charge appliquée, la pression maximale est la plus grande. Le couple de frottement et la température maximale diminue car l'arbre et le coussinet sont en contact avec le fluide frais d'alimentation sur une plus grande surface : notons que cette variation est limitée car le débit est plus faible que celui mesuré pour les autres configurations ( $\phi=0$  ou  $+30$  degrés). Pour ces deux dernières positions de la rainure, le débit augmente respectivement de 11% et de 52%.

#### IV. CONCLUSION

Le modèle développé et l'expérimentation réalisée ont montré que les conditions d'alimentation ont des incidences sur les performances du palier. La confrontation des résultats théoriques aux résultats expérimentaux est satisfaisante dans l'ensemble.

Les résultats ont montré que le débit du frottement est affecté tant par la position et la rainure que par la pression d'alimentation. La température maximale est légèrement affectée par la pression d'alimentation et, selon la vitesse de rotation de l'arbre et la charge appliquée, elle peut varier de façon significative avec la modification de la position angulaire de la rainure. Le couple de frottement sur le coussinet est également sensible à la position de la rainure. Le positionnement de la rainure dans la zone divergente, près de la frontière de cavitation, minimise la température maximale car, le fluide frais refroidit une grande surface du contact avec un débit plus faible (sous-alimentation du contact). Pour cette configuration, la pression hydrodynamique maximale augmente sensiblement.

#### REFERENCES

- BONCOMPAIN R., FILLON M., FRÈNE, J.; 1986, "Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 108, N°2, pp. 219-224.
- CLARO J.C.P., MIRANDA A.A.S.; 1993, "Analysis of Hydrodynamic Bearings Considering Lubricant Supply Conditions", *Proc. of Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 207, pp. 93-101.
- DOWSON D., 1962; "A Generalized Reynolds Equation for Fluid Film Lubrication", *International Journal Mech. Sc.*, Pergamon Press Ltd., Vol. 4, pp. 159-170.
- ELROD H. G.; 1981, "A Cavitation Algorithm", *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 103, N° 3, pp. 350-354.
- KUCINSCHI B., FILLON M.; 1998, "An Experimental Study of Transient Thermal Effects in a Plain Journal Bearing", *STLE-ASME Tribology Conference*, paper 98-TRIB-16, Toronto, 25-29 octobre.