

MODELISATION THD D'UN PALIER LISSE COMPARAISON SUR LES CHAMPS THERMIQUES ENTRE MODELES 2D ET 3D

Philippe Michaud, Dominique Souchet

Laboratoire de Mécanique des Solides,
Université de Poitiers, Unité Mixte de Recherche CNRS, UMR 6610,
4, Avenue de Varsovie, 16021 Angoulême Cedex, France.
E-mail : pmichaud@utang.univ-poitiers.fr

Résumé :

Une procédure numérique est développée afin d'analyser le comportement "Thermohydrodynamique Tridimensionnel" d'un palier sous un chargement statique. L'équation de Reynolds, l'équation de l'énergie dans le film et l'équation de la chaleur dans les solides sont résolues simultanément par la méthode de Newton-Raphson après modélisation par éléments finis. Un algorithme de conservation de la masse, basé sur le modèle JFO, est introduit dans la procédure numérique. Cet algorithme permet de déterminer automatiquement les frontières de rupture et de reformation du film. Dans cette étude, les résultats obtenus par ce modèle seront comparés à des résultats expérimentaux et à ceux obtenus par un modèle "Thermohydrodynamique Bidimensionnel".

Abstract :

A numerical procedure is developed in order to analyse the "Tridimensional Thermohydrodynamic" behaviour of a bearing under static loading. The Reynolds equation, the energy equation in the film and the heat transfert equation in the solids are simultaneous solved using a Newton-Raphson procedure and the finite element modelisation. The numerical procedure developed incorporates a mass conservation algorithm based on JFO model, which automatically predicts film rupture and reformation in the bearings. In the present study, the obtained results from this model are compared to experimental results and numerical results from THD 2D model.

Mots clefs : Lubrification; Thermohydrodynamique; Elements finis.

1 Introduction

Lorsque les vitesses de rotation deviennent élevées, une élévation plus importante de la température dans le palier se produit, engendrée par le cisaillement de l'huile caractérisée par sa viscosité qui varie considérablement avec la température. Par conséquent, la capacité de charge du palier est réduite en raison de la diminution de la viscosité pour une même épaisseur minimale de film. Afin de modéliser de tels comportements, des modèles numériques THD, utilisant pour la plupart des hypothèses simplificatrices, ont été développés durant ces dernières années. En 1983, Ferron et al [1] proposent un modèle tridimensionnel. Les conditions aux limites utilisées à l'interface coussinet-film sont de type continuité de flux de chaleur. Les échanges thermiques entre le fluide et l'arbre ainsi que la zone de rupture du film sont considérés pour la détermination de la température de la surface de l'arbre. Les résultats théoriques et expérimentaux sont en bonnes concordances exceptées pour les températures maximales calculées qui sont inférieures à celles mesurées. Pour les auteurs, ceci peut être expliqué par la valeur donnée au coefficient de conductivité thermique du coussinet. Ils soulignent également que les dilatations différentielles ainsi que les déformations thermiques doivent être prises en compte pour prédire de manière plus précise les résultats obtenus. Paranjpe et Han [2] proposent en 1994 une étude THD tridimensionnelle d'un palier lisse tenant compte de la conservation de la masse dans la zone de rupture de film, de la conduction à travers le

coussinet et l'arbre, des recirculations et mélanges de fluides chaud et froid dans la rainure d'alimentation. Ils concluent que la chaleur évacuée par conduction dans les solides ne représente qu'une petite part de la chaleur dissipée, qui est évacuée à 90% par le fluide. En 2000, Piffeteau et al [3] proposent une étude TEHD bidimensionnelle d'un palier de bielle de moteur thermique dynamiquement chargé prenant en compte les déformations thermoélastiques de toute la structure. L'étude du comportement TEHD est entreprise pour un cycle complet de fonctionnement. L'originalité de cette étude consiste en la résolution de la totalité des équations à l'aide de la méthode des éléments finis. Malgré sa difficulté de mise en œuvre, cette méthode est employée en raison de la forme complexe des constituants du palier. Dans cette étude, les auteurs montrent l'influence des effets thermiques locaux et des conditions aux limites thermiques retenues sur le bord extérieur de la bielle. Cependant, ils ne tiennent pas compte de l'alimentation en fluide frais dans le palier. En 2001, Bonneau et al [4] ont élaboré un algorithme mixte, s'appuyant sur le modèle de JFO pour respecter la conservation du débit massique, afin de modéliser la rupture et la reformation des films lubrifiants dans les contacts "élastohydrodynamiques". Cet algorithme utilise la méthode des éléments finis, qui permet de traiter facilement les domaines de forme complexe et de s'affranchir des discontinuités éventuelles de l'épaisseur du film. Les résultats ont montré notamment une grande finesse dans la définition des frontières de séparation et reformation du film.

2 Equations générales

2.1 Equation de Reynolds Modifiée

La solution théorique d'un problème réel de lubrification nécessite la détermination du champ de pression régnant à l'intérieur du film lubrifiant, la détermination des variations des températures dans le film et les solides. Pour cette étude, les hypothèses classiques de la lubrification sont utilisées, Frêne et al [5].

La pression est déterminée à partir de l'équation de Reynolds généralisée, qui peut s'écrire dans le cas d'un fluide incompressible :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho G \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho G \frac{\partial P}{\partial y} \right) - U \frac{\partial(\rho F)}{\partial x} - \rho \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

$$\text{où } G = \int_0^h \frac{\xi^2}{\mu(\xi)} d\xi - \frac{I_2}{J_2} \int_0^h \frac{\xi}{\mu(\xi)} d\xi \quad ; \quad F = \frac{1}{J_2} \int_0^h \frac{\xi}{\mu(\xi)} d\xi$$

$$J_i = \int_0^h \frac{\xi^i}{\mu(\xi)} d\xi \quad ; \quad I_i = \int_0^y \frac{\xi^i}{\mu(\xi)} d\xi \quad (\text{pour } i = 0,1,2)$$

Dans cette équation, P représente la pression, U la vitesse circonférentielle de l'arbre du palier et ρ la masse volumique du lubrifiant. G , F , J_i et I_i sont des fonctions de la viscosité dynamique locale du lubrifiant notée μ . L'équation (1) doit être vérifiée pour les zones actives (zones sous pression) et pour les zones inactives (zone en rupture de film). Dans ce dernier cas, la pression régnant dans la zone inactive est constante et égale à la pression de vapeur saturante P_{sat} donc l'équation (1) peut se réduire, en supposant une température constante dans les zones inactives, à :

$$U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 2 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

où ρ représente dans ce cas la masse volumique (celle-ci est supposée constante) du milieu lubrifiant-gaz.

En définissant le remplissage r par $\frac{\rho h}{\rho_0}$ où ρ_0 est la masse volumique du lubrifiant, l'équation (2) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$U \frac{\partial r}{\partial x} + 2 \frac{\partial r}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

Afin de traiter simultanément les équations (1) et (2), elles sont regroupées en utilisant une variable universelle nommée D .

C'est dans les zones actives que la pression hydrodynamique s'établit et que l'équilibre avec la charge appliquée se réalise. Dans les zones inactives, il y a conservation du débit massique.

$$B \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(G \frac{\partial D}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(G \frac{\partial D}{\partial y} \right) \right\} - U \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} + (B-1) \left(\frac{1}{2} U \frac{\partial D}{\partial x} - \frac{\partial D}{\partial x} \right) = 0 \quad (4)$$

Pour les zones actives, on aura $D = P$, $B = 1$. En considérant la pression de rupture de film comme pression de référence, on aura $D \geq 0$ dans les zones actives. Pour les zones inactives, $D = r - h$ et $B = 0$.

Comme la masse volumique ρ est toujours inférieure à ρ_0 dans les zones inactives, la variable universelle D sera donc négative.

Pour tout point du film, la compatibilité devra être vérifiée entre le signe de D et l'état supposé actif ou inactif du film en ce point.

2.2 Equation de l'énergie dans le film

L'équation de l'énergie dans le film permet de calculer la température au sein de celui-ci et s'écrit :

$$\rho_f C_{p_f} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = K_f \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (5)$$

où ρ_f est la masse volumique du lubrifiant, C_{p_f} sa chaleur spécifique et K_f la conductivité thermique. T est la température locale et u , v , w sont les composantes de la vitesse d'une particule fluide.

2.3 Equation de la chaleur dans les solides

L'équation de la chaleur est utilisée pour déterminer le champ de température dans le coussinet et l'arbre, et s'écrit :

$$\rho_s C_{p_s} \frac{\partial T}{\partial t} = K_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_s^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y_s^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z_s^2} \right) \quad (6)$$

où ρ_s , C_{p_s} , K_s sont respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique et la conductivité thermique des matériaux du coussinet et de l'arbre.

Afin de résoudre le problème thermique, il faut imposer des conditions aux limites thermiques sur l'arbre. L'arbre est supposé creux de manière à avoir une source de chaleur. Sur ce rayon, la température est supposée constante. Lorsqu'une rainure d'alimentation sera considérée dans le coussinet, on fera l'hypothèse que la température dans ce conduit est constante et égale à la température d'alimentation. On impose d'autre part sur la surface extérieure du coussinet une température imposée et égale à la température d'alimentation ou bien une condition de type adiabatique.

3 Résultats et discussion

Les résultats obtenus à partir du modèle numérique THD 3D sont comparés à ceux obtenus à l'aide d'un modèle numérique THD 2D développé par Souchet [6] et à ceux obtenus à partir d'un dispositif expérimental développé par Mitsui [7] en 1987. Les caractéristiques du lubrifiant utilisé, du dispositif et les propriétés thermomécaniques du coussinet et de l'arbre sont données dans le tableau 1. Pour déterminer les

caractéristiques du palier par les deux modèles THD 2D et THD 3D, nous avons appliqué les mêmes caractéristiques cinématiques que celles du dispositif expérimental.

Largeur du coussinet	70 mm
Rayon intérieur du coussinet à 20°C	50 mm
Rayon extérieur du coussinet à 20°C	95 mm
Jeu radial du palier	78 μ m
Vitesse de rotation de l'arbre	2250 tr/min
Viscosité du lubrifiant à 40°C	19,2.10 ⁻³ Pa.s
Masse volumique du lubrifiant	859 Kg/m ³
Chaleur spécifique du lubrifiant	1950 J/Kg/°C
Coefficient de thermoviscosité du lubrifiant	0,034 /°C
Conductivité thermique du lubrifiant	0,131 W/m/°C
Masse volumique du coussinet	9000 Kg/m ³
Chaleur spécifique du coussinet	400 J/Kg/°C
Conductivité thermique du coussinet	45 W/m/°C
Charge appliquée au niveau de l'alimentation en huile	3920 N
Position circonférentielle de la rainure d'alimentation	90°
Etendue circonférentielle de la rainure d'alimentation	10°
Etendue axiale de la rainure	60 mm
Pression d'alimentation	98 kPa
Température d'alimentation	40,3°C
Température de l'air ambiant	20°C

Tableau 1 : Caractéristiques de fonctionnement, géométriques et thermiques

Les figures 1 représentent l'évolution de la température suivant la direction circonférentielle du palier dans le plan médian pour une condition de température imposée (figure 1-a) et une condition de type adiabatique (figure 1-b) entre le coussinet et l'extérieur. Celles-ci sont obtenues pour les modèles THD 2D et THD 3D. Des différences sur les allures générales des courbes entre les résultats numériques et expérimentaux sont observées. Cependant les températures maximales obtenues expérimentalement et celles issues du modèle 3D se situent à l'angle 0°. Par contre, les températures maximales du modèle 2D sont décalées d'un angle de 90° par rapport au modèle 3D et aux relevés expérimentaux. Un écart sur les valeurs des températures maximales apparaît entre les valeurs expérimentales et théoriques. Les écarts avec les valeurs expérimentales sont de 11,7°C pour le modèle 3D et de 3,8°C pour le modèle 2D pour une condition de température imposée, et de, 10,8°C pour le modèle 3D et de 9,4°C pour le modèle 2D pour une condition de type adiabatique. Il apparaît que les valeurs obtenues avec le modèle 2D sont plus proches des valeurs expérimentales contrairement à celles obtenues avec le modèle 3D. Plusieurs explications d'ordre différent peuvent être proposées :

- ◆ au niveau de l'alimentation, la température est supposée constante dans le modèle 3D. En effet, l'élévation de température dans le canal d'alimentation n'est pas prise en compte. Le modèle 2D ne tient pas compte de la température du fluide recirculant dans le contact car le nombre de nœuds recouvrant l'alimentation est insuffisant.

◆ le modèle de rupture et reformation du film n'est pas appliqué pour le modèle 2D. D'autre part, seule l'équation de l'énergie est résolue sans tenir compte de cette zone dans le modèle 3D. Dans la zone de rupture de film, le modèle 3D développé suppose un écoulement de Couette.

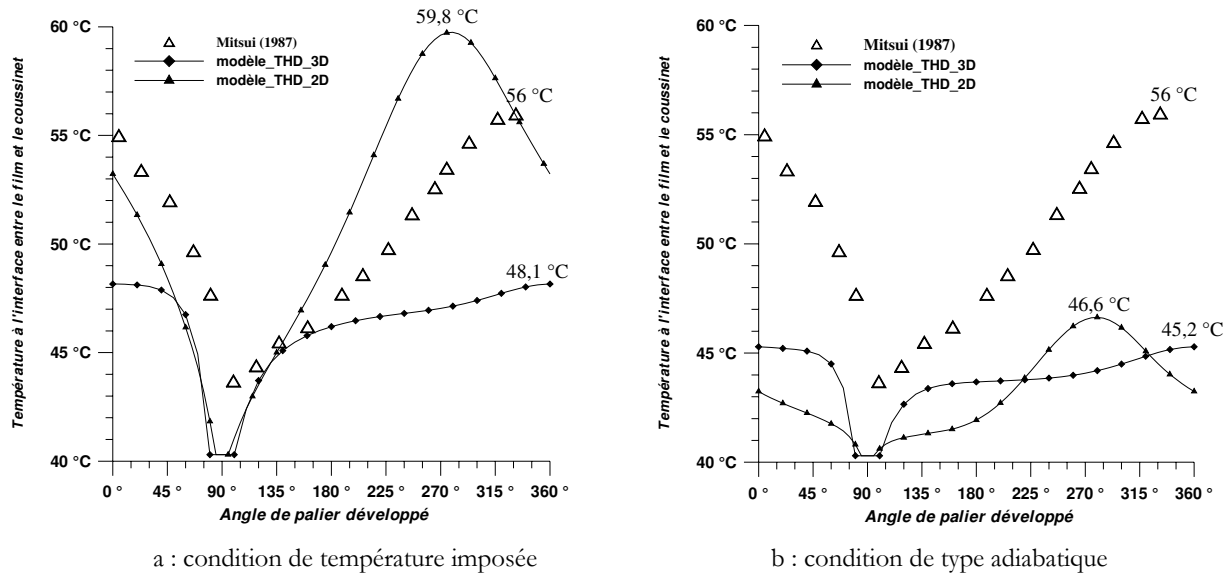


Figure 1 : Evolution de la température dans la direction circonférentielle dans le plan médian du palier

Les cartes de température calculées dans le plan médian du film sont représentés sur les figures 2 et 3 pour respectivement une condition de température imposée et une condition de type adiabatique entre le coussinet et l'extérieur. Les profils (figures 2 et 3) sont assez similaires avec une nette disparité d'environ 3,6°C sur les valeurs maximales pour une condition de température imposée et de 12,2°C pour une condition de type adiabatique. Ces différences sont présentes car le modèle tridimensionnel considère une alimentation complète contrairement au modèle bidimensionnel. En effet, celui-ci ne tient pas compte de l'évacuation axiale de la chaleur dans les solides et de la pression d'alimentation, d'où une surestimation de la température calculée dans les solides et donc à l'interface entre le film et le coussinet pour le modèle 2D.

Les localisations des points chauds sont différentes entre les deux modèles. Pour le modèle 2D, elle se situe en amont de l'épaisseur minimale contrairement au modèle 3D où celle-ci se situe juste en aval. Une nette différence est remarquée sur la zone de fluide présente juste avant l'alimentation. Le fluide est plus "emprisonné" dans le modèle 3D que 2D. Cette différence peut encore être expliquée par la modélisation de l'alimentation pour le modèle tridimensionnel. Au niveau de l'alimentation, le fluide chaud provenant de l'amont est dévié vers l'extérieur du palier par le débit d'alimentation. Dans le plan médian et en particulier dans la partie supérieure du film (côté alimentation) il est alors remplacé par du fluide frais qui s'écoule vers l'aval. On peut donc considérer que l'alimentation joue le rôle d'une barrière thermique.

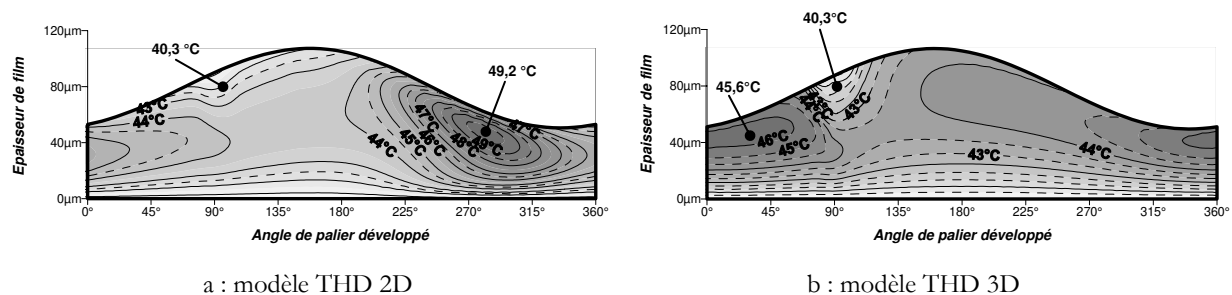


Figure 2 : Température dans le film dans le plan médian du palier : Condition de température imposée entre le coussinet et l'extérieur

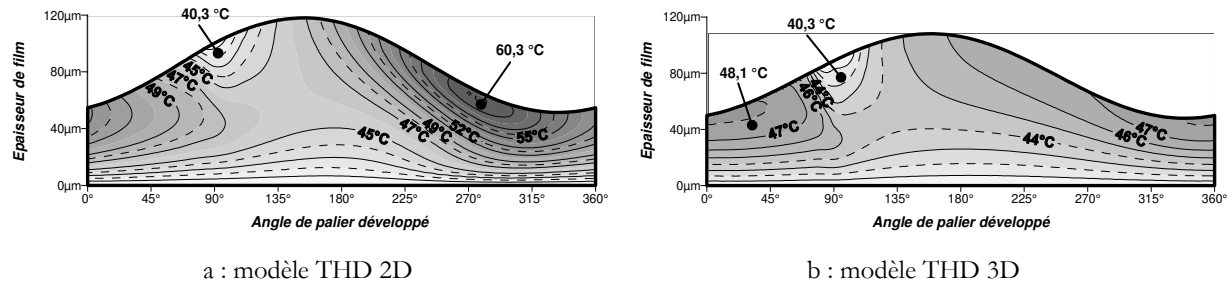


Figure 3 : Température dans le film dans le plan médian du palier : Condition de type adiabatique entre le coussinet et l'extérieur

4 Conclusion

La comparaison entre les deux modèles numériques a montré que les prises en compte de l'évacuation axiale de la température, possible uniquement avec le modèle tridimensionnel, et de la zone de rupture de film sont très importantes car elles conduisent à des températures moins élevées que celles calculées par le modèle 2D.

Toutefois, le modèle proposé ne permet pas une bonne modélisation de l'écoulement du fluide dans la rainure d'alimentation. En effet, l'équation de Reynolds, résolue dans le cas des films minces n'est pas utilisable dans cette zone. Les dimensions dans les trois directions sont du même ordre de grandeur. Pour modéliser de façon plus précise, la résolution des équations de Navier Stokes dans la rainure d'alimentation doit être effectuée.

References

- [1] Ferron, J.; Frêne, J.; Boncompain, R., 1983, "A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain journal Bearing - Comparison between Theory and Experiments", Transactions of the ASME Journal of Tribology, Vol.105, pp 422-428.
- [2] Paranjpe, R.S.; Han, T., 1994, "A Study of Thermohydrodynamic Performance of Steadily Loaded Journal Bearing", STLE Tribology Transaction, Vol.37, pp 679-690.
- [3] Piffeteau, S.; Souchet, D.; Bonneau, D., 2000, "Influence of Thermal and Elastic Deformations on Connecting-Rod Big End Bearing Lubrication Under Dynamic Loading", Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, pp. 181-191.
- [4] Bonneau, D.; Hajjam, M., 2001, "Modélisation de la Rupture et de la Reformation des Films Lubrifiants dans les Contacts Elastohydrodynamiques", Revue Européenne des Elements Finis, Vol.10, pp 679-704.
- [5] Frêne, J.; Nicolas, D.; Degueurce, B.; Berthe, D.; Godet M., 1990, "Lubrification Hydrodynamique Paliers et Butées", Collection des Etudes et Recherche d'Electricité de France, Eyrolles.
- [6] Souchet, D.; Piffeteau, S., 2001, "Approche par la MEF de la Lubrification Thermoélastohydrodynamique des Paliers de Tête de Bielle", Revue Européenne des Elements Finis, Vol.10, pp 815-847.
- [7] Mitsui, J., 1987, "A Study of Thermohydrodynamic Lubrication in a Circular Journal bearing", Tribology Transactions, pp 331-341.