

# Analyse Thermoélastohydrodynamique d'un palier elliptique avec deux lobes

Aziz Ouadoud<sup>a</sup>, Ahmed Mouchtachi<sup>a</sup> et Nouredine Boutammachte<sup>a</sup>

a. UFR: Mécanique Avancée et Applications Industrielles/École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers/ Université Moulay Ismaïl Maroc

## Résumé :

Dans cet article, l'étude thermoélastohydrodynamique pour l'analyse de palier elliptique (Deux-lobes) avec un lubrifiant newtonien a été présentée. Les déformations thermo-élastiques des parties solides sont prises en compte. Pour résoudre l'équation de Reynolds généralisée, l'équation de l'énergie et le champ de déplacement, respectivement, en utilisant deux techniques de simulations numériques Computational Fluid Dynamic "CFD" et Fluid Structure Interaction "FSI". L'influence des conditions de fonctionnement sur l'intensité des champs de pression, de la température déplacement et le stress est également analysée.

## Abstract :

In this paper the thermoelastohydrodynamic study for analysis of elliptical journal bearing (Two-lobe) operating with Newtonian lubricant has been presented. The thermoelastic deformations of the solid parts are taken into account. To solve the Reynold's equation generalized, equation of energy and the displacement field, respectively, using two numerical techniques Computational Fluid Dynamic "CFD" and Fluid Structure Interaction "FSI". The influence of the operate conditions on the fields pressure, temperature displacement and stress intensity is also analysed.

**Mots clefs :** Thermoelastohydrodynamic, Elliptical journal bearing, Two-lobe

## 1 Introduction

Dans la littérature, nous avons examiné le cas simple du palier cylindrique ; en pratique, d'autres types de palier sont souvent utilisés, car le palier cylindrique n'est stable que pour de grandes excentricités, c'est-à-dire à fortes charges. Un autre type de palier à géométrie fixe et qui présente de bonnes caractéristiques dynamiques est le palier à lobes. Sa configuration est voisine de celle du palier à patins oscillants, excepté que les patins (lobes) sont fixés dans une position donnée à l'avance. Si le lobe est incliné de telle sorte que l'épaisseur minimale du film soit située à la sortie de ce lobe, alors la zone convergente et la portance ont augmentées. Le principe de base de palier non circulaire est d'apporter des changements dans la symétrie d'un palier lisse, ce qui encourage les caractéristiques de vibration auto-excitées, et de surmonter les effets néfastes de la configuration de roulement circulaire. Pour combattre l'instabilité dynamique des arbres tournant à haute vitesse dans leurs paliers, on choisit souvent des paliers lisses non-circulaires. Parmi ces derniers, le palier elliptique jouit d'une certaine prédilection. En 2007 K Prabhakaran et all [2] ont présenté une analyse statique et dynamique du comportement "EHD" d'un palier elliptique (Deux lobes) avec l'utilisation de deux types du lubrifiant Newtonien et Micropolaire. La méthode d'élément fini est utilisée pour résoudre l'équation de Reynolds modifié et les équations d'élasticité tridimensionnelles dirigeant le champ de déplacement dans le coussinet. Les caractéristiques statiques et dynamiques du comportement sont calculées pour une vaste gamme de coefficient de déformation qui prend en compte la flexibilité du palier. Les résultats calculés montrent que la concentration de volume croissante d'additifs et le transfert massif d'additifs produit des changements significatifs sur les caractéristiques de performance du palier. Amit Chauhan

et al en 2010 [3], ont fait une étude "THD" paramétrique pour l'analyse de comportements d'un palier elliptiques pour trois lubrifiant de catégorie différentes. La méthode de différence finie a été adoptée pour la solution numérique de l'équation de Reynolds généralisée et de l'énergie dans le film lubrifiant. M. Vikas Phalle, C. Satish Sharma et S.C.Jain [4] (2011), dans ce travail les auteurs présent, une étude analytique concernant l'influence de l'usure sur la performance d'une membrane compensée Deux-lobes de quatre poches d'un palier hydrodynamique. L'équation de Reynolds généralisée régissant l'écoulement du lubrifiant dans l'espace mort d'un système de palier a été résolu en utilisant Méthode des éléments finis avec Newton-Raphson. Les résultats simulés numériquement indiquent clairement que la performance du palier est amplement affectée par l'usure.

## 2 Équations générales du problème TEHD

### 2.1 Épaisseur du film lubrifiant

Pour un palier elliptique l'épaisseur du film lubrifiant s'écrit de la forme suivante [3].

$$h = C_m[1 + E_m + \varepsilon_1 \cos(\theta + \phi - \phi_1)] \quad 0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ \quad (1)$$

$$h = C_m[1 + E_m + \varepsilon_2 \cos(\theta + \phi - \phi_2)] \quad 180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ \quad (2)$$

On donne des différents paramètres dans les équations (1) et (2) comme :

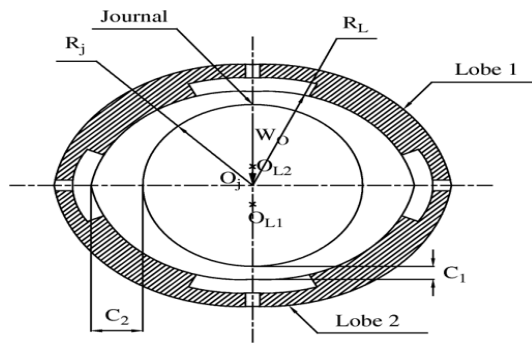


FIGURE 1 – Palier hydrodynamique elliptique [3].

- $C_m$  : Minimum jeu quand le centre d'arbre coïncide avec le centre du palier ;
- $\phi_1, \phi_2$  : Angles d'attitude de  $0^\circ$  à  $180^\circ$  et de  $180^\circ$  à  $360^\circ$ , respectivement ;
- $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  : Coefficient de l'excentricité de  $0$  à  $180^\circ$  et de  $180^\circ$  à  $360^\circ$ , respectivement ;
- $E_m$  : Coefficient elliptique.

$$\phi_1 = \pi - \tan^{-1} \left( \frac{\varepsilon \sin(\phi)}{E_m - \varepsilon \cos(\phi)} \right), \quad \phi_2 = \tan^{-1} \left( \frac{\varepsilon \sin(\phi)}{E_m + \varepsilon \cos(\phi)} \right)$$

$$\varepsilon_1 = (E_m^2 + \varepsilon^2 - 2E_m\varepsilon \cos(\phi))^{1/2}, \quad \varepsilon_2 = (E_m^2 + \varepsilon^2 + 2E_m\varepsilon \cos(\phi))^{1/2}, \quad E_m = \frac{C_h - C_m}{C_m}$$

### 2.2 Équation de Reynolds généralisée

L'étude de la lubrification d'un palier nécessite l'application des diverses hypothèses relatives à mécanique des films minces visqueux. En supposant le coussinet fixe et l'arbre animé d'une vitesse angulaire de rotation  $\omega$ , l'écriture de cette équation dans un repère cartésien nous conduit à la formule suivante [5] :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3)$$

Les conditions aux limites sur la pression sont assez simples : on suppose que la pression de référence est la pression atmosphérique. La pression dans les sections d'entrée et de sortie du film est considérée égale à la pression d'alimentation et celle des bords du palier égale à la pression atmosphérique.

## 2.3 Équation de l'énergie

L'équation de l'énergie permet de calculer le champ de température dans le film fluide s'écrit :

$$\underbrace{\rho C_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right]}_{\text{Convection}} = \underbrace{k_h \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}}_{\text{Conduction}} + \underbrace{\mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]}_{\text{Dissipation visqueuse}} \quad (4)$$

## 2.4 Équation de déplacement

Les équations qui régissent le champ de déplacement sont données comme :

$$[M_s]\{\ddot{U}\} + [K_s]\{U\} = [F_s] + [R]\{P\} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \rho RT & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{P} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -R_s \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ P \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_f \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Avec,  $[M_s]$  est la matrice de masse structurale ;  $[M_f]$  est la matrice de masse fluide ;  $[F_s]$  et  $[F_f]$  est la structure et la force de fluide matrice ;  $[R]$  est une matrice de couplage qui représente la surface efficace associé à chaque nœud dans la structure d'interface de fluide.

## 3 Résultats et Discussions

L'exemple traité concerne un palier elliptique avec deux lobes, le coussinet en Bronze et l'arbre en Acier. Les caractéristiques géométriques du palier et les conditions de fonctionnement ainsi que les paramètres du lubrifiant sont précisées dans le tableau 1.

Longueur du palier	$L = 100mm$	Viscosité du lubrifiant	$\mu_0 = 0,02068Pa.s$
Rayon extérieur du coussinet	$R_{ext} = 72mm$	Densité du lubrifiant	$\rho = 869,53Kg/m^3$
Rayon intérieur du coussinet	$R_{int} = 66mm$	Chaleur spécifique du lubrifiant	$C_p = 1968,75J/Kg$
Rayon d'arbre	$R_a = 45mm$	Conductivité thermique du lubrifiant	$K_h = 0,13W/m.K$
Module de Young	$E_c = 12e^{+10}Pa$	Pression d'alimentation	$P_0 = 101325Pa$
Coefficient de Poisson	$\nu_c = 0,33$	Température d'alimentation	$T_0 = 300K$
Conductivité thermique du coussinet	$K_{hc} = 50W/m.K$	Vitesse de rotation	$1000 \leq \omega \leq 4000rpm$
Conductivité thermique d'arbre	$K_{ha} = 75W/m.K$	Éxcentricité	$20 \leq e \leq 80\mu m$

TABLE 1 – Les caractéristiques géométriques du palier, du lubrifiant et les conditions de fonctionnement

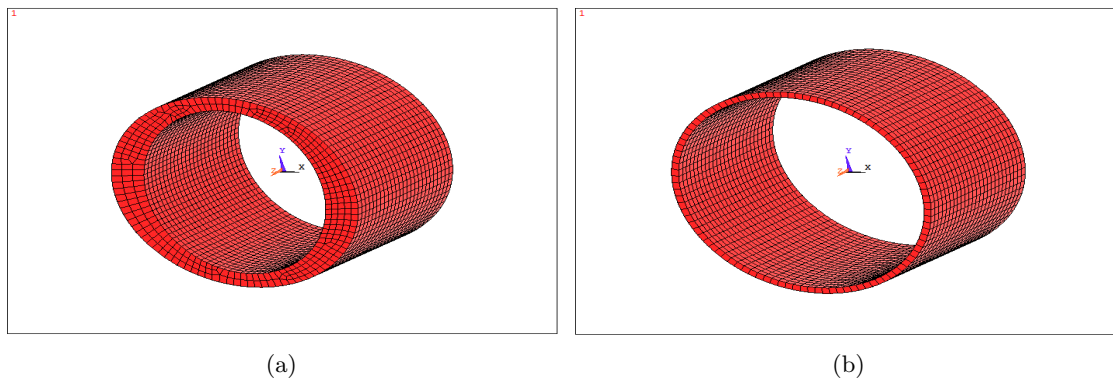


FIGURE 2 – Maillage du film lubrifiant (11910 nœuds) / Maillage du coussinet (5200 nœuds).

### 3.1 Résultats CFD & FSI

Les figures 3 ((a), (b)), illustrent respectivement la répartition 3D des champs de la pression et de la température dans le film lubrifiant, pour une vitesse de rotation  $\omega = 2000rpm$  et avec une excentricité initiale  $20\mu m$ . En effet, On observe que la pression et la température se répartissent fréquemment selon les directions axiale et circonférentielle, par ailleurs la pression et la température ont accédé ses maximums  $P_{max} = 58,5MPa$  et  $T_{max} = 342,282K$  dans les lobes du palier où l'épaisseur du film lubrifiant est minimale. Le champ de déplacement  $U$  et la contrainte  $S$  au sein du coussinet sont

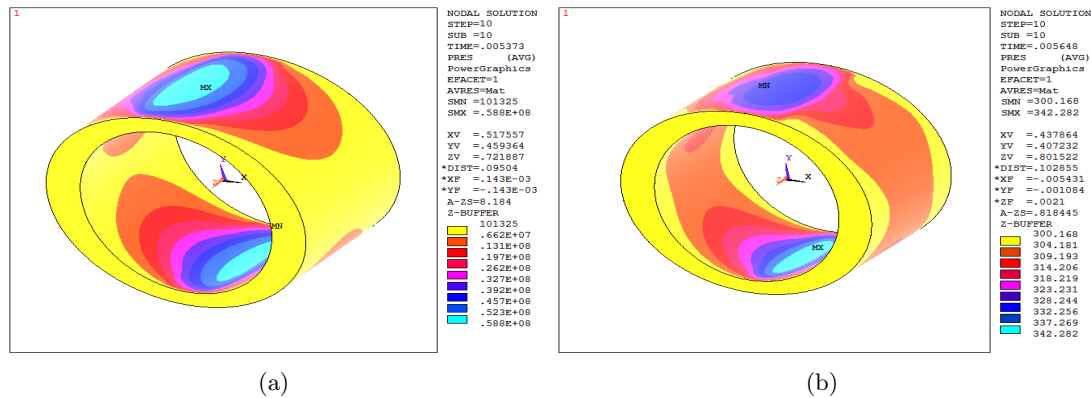


FIGURE 3 – La répartition 3D des champs de pression et de température dans le film lubrifiant.

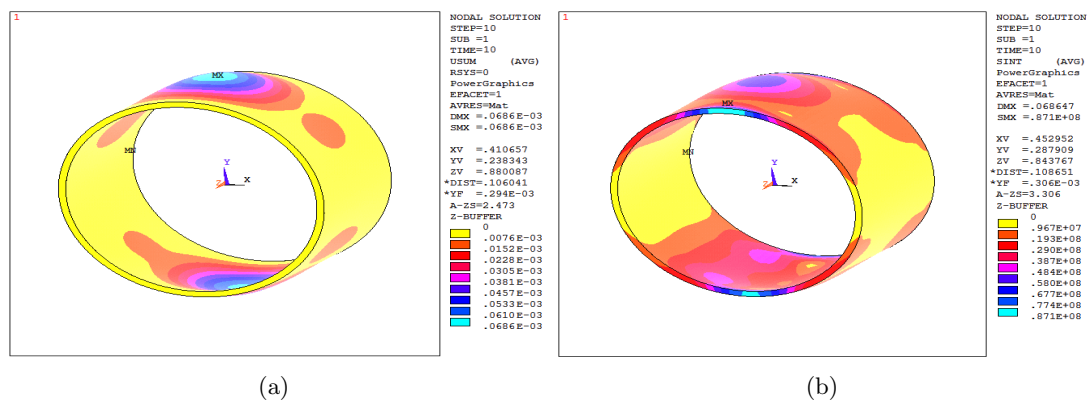


FIGURE 4 – La répartition 3D des champs de déplacement et de contrainte du coussinet.

présentés respectivement en 3D dans les figures 4 ((a), (b)). On observe, que le coussinet se déforme, de façon plus importante dans les lobes du palier principalement dans le plan médian où l'épaisseur du film lubrifiant est minimale. Le champ de déplacement a atteint son maximum dans les lobes, d'ordre de  $U_{max} = 68,4\mu m$ . La contrainte accède sa valeur maximale  $S_{max} = 87,1MPa$  dans les extrémités du coussinet ( $z = \pm L/2$ ). Cela est dû au faite que, au niveau de ces extrémités, l'encastrement génère des contraintes importantes.

### 3.2 L'influence de la vitesse de rotation " $\omega$ " sur les performances TEHD

Les figures 5 ((a) et (b)) montrent l'influence de la vitesse de rotation " $\omega$ " sur la répartition circonférentielle des champs de pression et de température dans la section médiane du palier. On observe une élévation importante de la valeur maximale des champs de la pression et de la température entre  $\omega_1$  et  $\omega_4$  respectivement d'ordre de 82% et 66,5%. Les figures 5 ((c) et (d)) présentent respectivement la répartition circonférentielle des champs de déplacement et de la contrainte au sein de la section

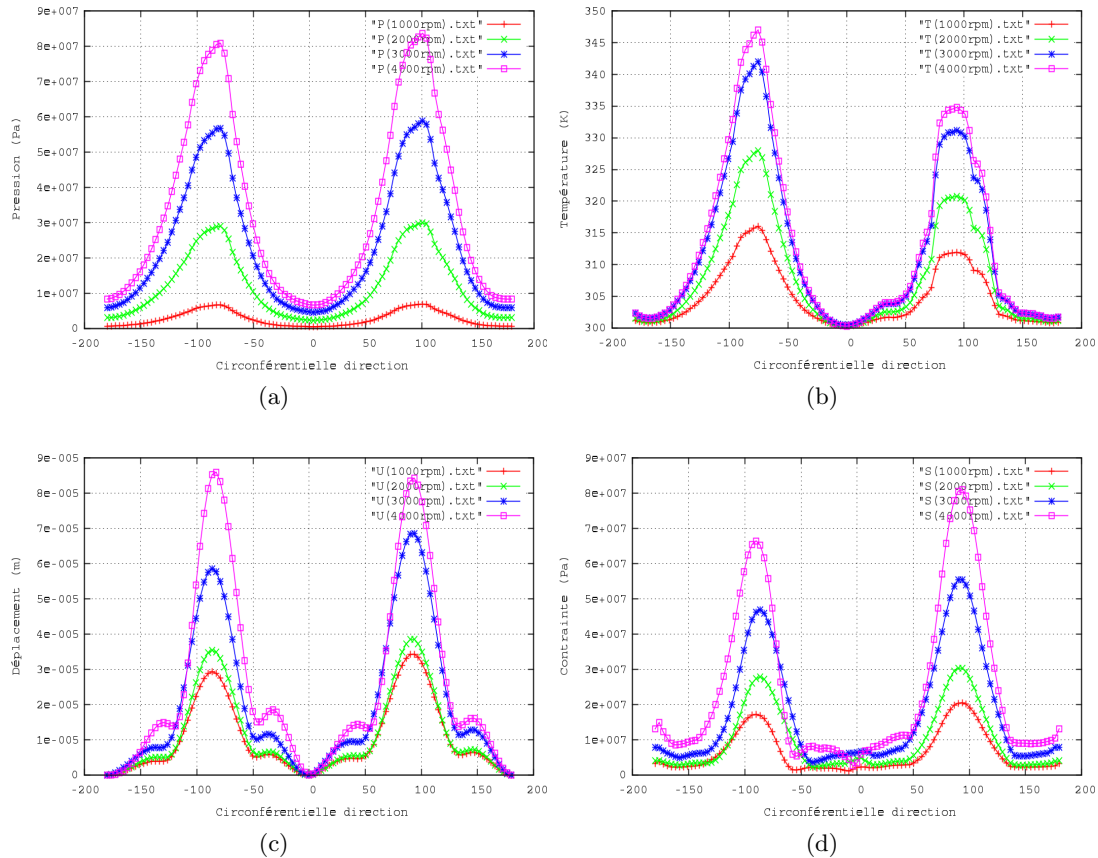


FIGURE 5 – Répartition circonférentielle des champs  $P$ ,  $T$ ,  $U$  et  $S$  pour différentes valeurs de  $\omega$ .

médiane de la surface interne du coussinet pour différentes valeurs de la vitesse de rotation. Pour  $\omega_1$  on a  $U_{max} = 34,3\mu m$  et  $S_{max} = 20,5MPa$  et pour  $\omega_4$  on trouve  $U_{max} = 86\mu m$  et  $S_{max} = 81MPa$  par conséquent le champ de déplacement et de la contrainte ont accédé respectivement un accroissement d'ordre de 60% et 63%.

### 3.3 L'influence de l'excentricité "e" sur les performances TEHD

Dans les figures 6 ((a) et (b)) on remarque qu'il existe une dissymétrie sur la répartition des champs de la pression et de la température. Pour une excentricité de  $20\mu m$  la pression et la température ont atteint ses valeurs maximales  $P_{max} = 25,9MPa$ ,  $T_{max} = 328K$  ainsi pour une excentricité de  $80\mu m$  ont atteint  $P_{max} = 93,4MPa$  et  $T_{max} = 351K$ . En effet, elles ont subi respectivement d'une élévation d'ordre de 68% et 45%. L'influence de l'excentricité sur les champs de déplacement  $U$  et de la contrainte  $S$  est présentée respectivement dans les figures 6 ((c) et (d)). Le champ de déplacement a atteint une valeur maximale d'ordre de  $38,5\mu m$  pour une excentricité  $20\mu m$  et pour une excentricité  $80\mu m$  a atteint une valeur maximale de  $74,4\mu m$ , on observe une augmentation significative d'ordre 48,3%. Concernant la contrainte, on constate une augmentation de la valeur maximale d'ordre 70,50% entre l'excentricité  $20\mu m$  ( $S_{max} = 36,2MPa$ ) et  $80\mu m$  ( $S_{max} = 116MPa$ ).

## 4 Conclusions

Ce document a étudié l'analyse non linéaire de la lubrification "TEHD" d'un palier elliptique (deux lobes). En utilisant d'une part la simulation numérique Computational Fluid Dynamic "CFD", qui nous a permis de déterminer le champ de pression et de température dans le film lubrifiant. D'autre part nous avons utilisé une autre simulation numérique Fluid Structure Interaction "FSI" pour calculer le champ de déplacement et la contrainte au sein du coussinet. Il faut noter, cependant, que les conclusions

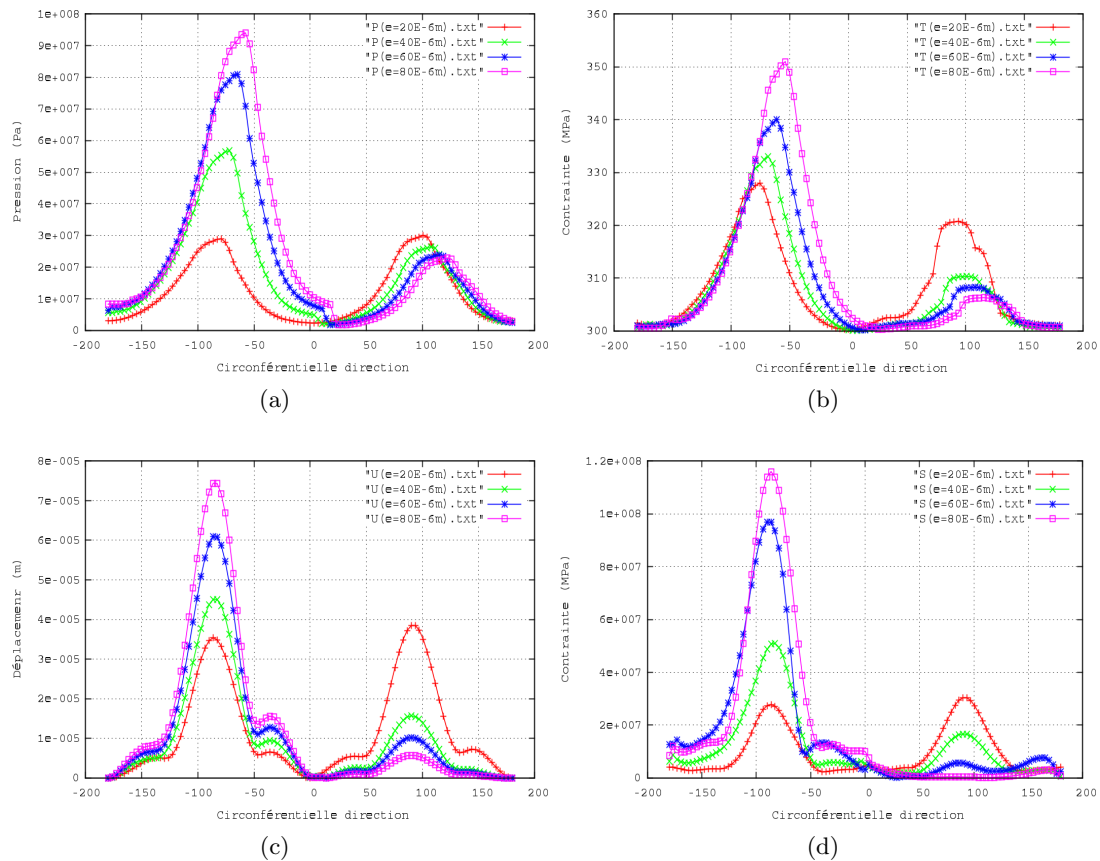


FIGURE 6 – Répartition circonférentielle des champs  $P$ ,  $T$ ,  $U$  et  $S$  pour différentes valeurs de  $e$ .

que nous donnons dans cet article ne sont valables que pour les cas précis que nous avons étudiés, et qu'elles ne sont pas indépendantes des caractéristiques du palier et lubrifiant. Notre travail devra donc être complété afin de montrer l'influence des caractéristiques des matériaux et du lubrifiant ainsi que des dimensions des éléments du palier lors de la détermination de ses performances.

## Références

- [1] B.S.Shenoy, R.S.Pai, D.S.Rao and R.Pai 2009 Elasto-hydrodynamic lubrication analysis of full  $360^\circ$  journal bearing using CFD and FSI techniques. *World Journal of Modelling and Simulation* **4** 315-320
- [2] K.N. Prabhakaran, V.P.N. Sukumaran and N.H. Jayadas 2007 Static and dynamic analysis of elastohydrodynamic elliptical journal bearing with micropolar lubricant. *Journal of Tribology International* **40** 297-305
- [3] A. Chauhan, R. Sehgal and R.K. Sharma 2010 Thermohydrodynamic analysis of elliptical journal bearing with different grade oils. *Journal of Tribology International* **43** 1970-1977
- [4] M.V. Phalle, S.C. Sharma and S.C. Jain 2011 Influence of wear on the performance of a 2-lobe multirecess hybrid journal bearing system compensated with membrane restrictor. *Journal of Tribology International* **44** 380-395
- [5] A. Kabouya and M. Lahmar and B. Bou-Saïd 2008 Étude des paliers lisses mésalignés lubrifiés par des fluides à couple de contrainte. *Mécanique & Industries* **8** 577-595
- [6] G. Adiletta, E. Mancusi and S. Strano 2011 Nonlinear behavior analysis of a rotor on two-lobe wave journal bearings. *Journal of Tribology International* **44** 42-54
- [7] J. Bouyer and M. Fillon 2000 Experimental study on thermal effects of a misaligned hydrodynamic journal bearing. *7th Portuguese Conference on Tribology Porto, Portugal* **76** 63-66