

Modélisation unidimensionnelle multi-physique du comportement d'un joint à faces radiales pour la maintenance d'un circuit carburant

M. A. BEN ABDELWAHED^{a, b}, D. REUNGOAT^a, A. SOMMIER^a, F. CAZAURANG^b, E. LE-BORGNE^c

a. Dépt. Fluides et Transferts TREFLE, Institut de Mécanique et d'Ingénierie I2M UMR 5295 CNRS, Institut Polytechnique de Bordeaux – Université Bordeaux 1, Site ENSCBP, 16 Avenue Pey-Berland 33607 Pessac

b. Laboratoire d'Intégration du Matériau au Système IMS UMR 5218 CNRS, Institut Polytechnique de Bordeaux – Université Bordeaux 1, 351 Cours de la Libération 33405 Talence

c. TURBOMECA SAFRAN Group, 64511 Bordes

Résumé :

La présente étude porte sur la modélisation unidimensionnelle multi-physique du comportement d'un joint d'étanchéité à faces radiales appelés « garnitures mécaniques » pour des arbres tournants. Ces garnitures fonctionnent à des pressions très élevées générées par le film de lubrification entre les faces des joints dont les performances sont directement affectées par la géométrie de l'interface qui dépend des effets thermiques, mécaniques et de la cinématique appliqués. La modélisation unidimensionnelle proposée prend en compte le transfert thermique et la déformation des faces du joint, couplés au modèle de Reynolds décrivant le champ de pression dans le film lubrifiant. Le choix de ce type de modélisation résulte dans le compromis entre le nombre de paramètres du modèle et la complexité du code de calcul associé. Ce modèle permet ainsi de déterminer de façon simple et rapide les performances caractéristiques d'une garniture mécanique. Cette démarche de modélisation est appliquée au cas d'une garniture mécanique à stator flottant pour un circuit carburant de turboréacteur de faibles dimensions (rayons intérieur et extérieur respectivement de 6 et 7,4 mm) et fonctionnant à des vitesses de rotation relativement faibles (4000 à 5000 tr/min) pour des pressurisations extérieures relativement faibles (0,3 à 0,6 MPa).

Abstract :

This study presents a one-dimensional multi-physical approach of mechanical face seal's performances for rotating shafts. Mechanical seals operate at high pressures due to the lubrication fluid film separating the both cylindrical rings and its performances are directly affected by the surface geometry which depends on applied thermal, mechanical and kinematic effects. Thus, the proposed model takes into account the thermal transfers and the face seal deformations coupled with the pressure field in the lubrication fluid given by the Reynolds equation. The choosing of this kind of modeling takes place in order to provide agreement between the number of model's parameters and the complexity of its associated numerical code. In this way, this approach enables one to briefly and rapidly find the seal characteristics. The proposed analysis is given for a mechanical face seal with floating stator having low dimensions (inner and outer radii equal to 6 mm and 7.4 mm respectively) and used for a fuel system of turbojet that is working at relatively low rotation velocities (4000 to 5000 rpm) for relatively low fuel outer pressures (0,3 à 0,6 MPa).

Mots clefs : garniture mécanique, film lubrifiant, effets thermiques, modélisation multi-physique

1 Introduction

Les garnitures mécaniques sont composées d'un ensemble tournant lié à l'arbre (rotor) et d'un ensemble fixe lié au bâti (stator). Les faces en contact du rotor et du stator délimitent les deux milieux fluides à séparer. L'interface de contact est généralement lubrifiée par le fluide environnant. Les faces des deux éléments sont maintenues en contact grâce aux efforts exercés par les éléments souples (ressort, soufflet..) et par le fluide sous pression. L'élément bénéficiant de la liaison souple dispose de plusieurs degrés de liberté permettant un bon alignement des faces. Une étanchéité efficace implique un débit de fuite nul. Néanmoins, lorsque les critères de fiabilité sont prépondérants, les deux bagues constituant la garniture doivent être séparées par un film fluide très mince afin d'éviter l'usure des faces de la garniture tout en limitant la fuite à une valeur acceptable (quelques gouttes / jours). Ce film fluide est fortement cisailé en raison du mouvement relatif des anneaux et de la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du joint. La puissance dissipée par frottement visqueux génère, donc, une élévation de température au sein de ce film et des éléments contigus. Les conditions de lubrification de l'interface du joint se trouvent alors modifiées en raison de l'évolution de la viscosité du fluide avec la température et des déformations thermo-élastiques des éléments du joint. Une telle évolution peut aboutir à un comportement instable du joint qui se caractérise par une fuite importante ou bien par le contact des faces entraînant leur détérioration de manière rapide. En revanche, les effets thermiques peuvent être utilisés pour améliorer les performances du joint (fuite réduite, meilleur comportement dynamique, etc.). Dans ce contexte, plusieurs auteurs se sont intéressés à ces aspects thermiques et ont montré que les propriétés mécaniques des faces de joint en régime lubrifié sont largement influencées par les effets thermiques et particulièrement par les distorsions thermiques et les déformations mécaniques induites par le fluide sous pression qui peuvent être du même ordre de magnitude que l'épaisseur du film [1-2]. L'amplitude de ces phénomènes thermiques dépend de plusieurs facteurs tels que les conditions de fonctionnement (vitesse de rotation et pression du fluide) et les paramètres de conception (matériaux des anneaux, coefficient d'équilibrage). Par ailleurs, un modèle numérique complexe ThermoElastoHydroDynamique (TEHD), consistant à résoudre les équations de Reynolds et de l'énergie locale, est nécessaire pour calculer avec précision la température du film [3]. Cette approche est, cependant, très longue à réaliser.

Un modèle semi-analytique multi-physique basé sur des considérations théoriques et empiriques est présenté ici. Le couplage TEHD est obtenu en combinant les transferts de chaleur entre les constituants de la garniture, les déformations thermo-élastiques des faces du joint et le modèle du film de lubrification. Cette approche prend en compte plusieurs hypothèses de simplification permettant de résoudre analytiquement les équations de transfert de chaleur et de pression dans le film. Le but étant de mettre en place un modèle permettant, de manière simple et rapide, la prédiction de la dégradation d'une étanchéité dynamique pour une garniture mécanique dont les paramètres caractéristiques sont introduits ci-dessous.

2 Paramètres caractéristiques de la garniture

Dans cette partie, les propriétés thermo-physiques du carburant à étancher, les caractéristiques des anneaux du joint, les paramètres liés à la conception et au montage ainsi que les paramètres de fonctionnement de la garniture mécanique sont introduits. Le couplage thermique fluide-solides présenté ici est basé sur la propriété de linéarité du problème thermique dans les solides *via* la description de leur comportement par des coefficients d'influence.

Pour le fluide utilisé, les valeurs liées à ses propriétés physiques sont issues des normes du carburant. Pour ce travail, nous nous contentons, uniquement, d'introduire quelques données utiles pour notre étude donnant, notamment, les lois d'évolution de ces grandeurs en fonction de la température (tableau 1). La loi d'évolution de la viscosité dynamique généralement utilisée dans les modélisations est de type exponentiel [4] :

$$\mu(T) = \mu_0 e^{-\alpha(T-T_0)} \quad (1)$$

où μ_0 est la viscosité dynamique du fluide à étancher à la température T_0 et α est le coefficient thermo-visqueux du kérosène.

	Valeur à $T_{réf}$	Loi empirique / Valeur	Coefficients empiriques		Plage T
			A	B	
ρ (kg.m ⁻³)	813 à 15°C	$\rho(T) = AT + B$	-0,70	1014,02	-40 à 60°C
μ (Pa.s)	2,47 10 ⁻³ à 20°C	$\mu(T) = \mu_0 e^{-\alpha(T-T_0)}$	/	/	20 à 140°C
α (K ⁻¹)	0,0012	0,0012	/	/	20 à 140°C
C_p (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	2,02 à 40°C	$C_p(T) = AT + B$	4,3 10 ⁻³	0,67	36 à 188°C
k_f (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0,12 à 40°C	$k_f(T) = AT + B$	-1,6 10 ⁻⁴	0,17	-10 à 220°C

TAB. 1 – Propriétés thermo-physiques du kérosène étudié : $T_{réf}$, T de référence ρ , masse volumique ; μ , viscosité dynamique ; α , coefficient thermo-visqueux ; C_p , capacité calorifique et k_f , conductivité thermique.

Généralement, l'amplitude des effets thermiques dépend de l'aptitude de l'environnement du joint à évacuer la chaleur ainsi que de sa capacité à se déformer. Pour cela, certaines propriétés thermiques liées aux matériaux de ses anneaux sont introduites dans le tableau 2.

	Stator	Rotor
Matériau	carbone	acier
Coefficient de dilatation thermique λ (°C ⁻¹)	6 10 ⁻⁶	12 10 ⁻⁶
Conductivité thermique k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	12	23
Efficacité thermique E	0,49	0,41

TAB. 2 – Propriétés thermiques des bagues à 40°C.

Afin de développer une portance hydrodynamique à partir des effets thermomécaniques, la configuration du système doit satisfaire les conditions de génération du coin d'huile. La morphologie initiale du joint (sans vitesse et à température ambiante) conditionne fortement la géométrie de l'interface en fonctionnement lorsqu'elle est générée par ces effets. A partir de ces caractéristiques initiales, il est possible, après application du modèle thermohydrodynamique, de déterminer l'expression du champ de pression dans l'interface à tout instant. Les caractéristiques initiales du joint étudié sont données dans le tableau 3.

Paramètres de conception		Paramètres de fonctionnement	
Rayon intérieur R_i (m)	6,0 10 ⁻³	Vitesse de rotation ω (tr/min)	4216
Rayon extérieur R_e (m)	7,4 10 ⁻³	Pression extérieure p_e (MPa)	0,38
Conicité initiale du stator β_1	1,7 10 ⁻⁴	Pression intérieure p_i (MPa)	0
Conicité initiale du rotor β_2	2,5 10 ⁻⁴	Fluide	kérosène
Coefficient d'équilibrage B	0,8	Température de référence (°C)	40
		Coefficient d'échange h_c (W.m ⁻² .K ⁻¹)	1767

TAB. 3 – Géométrie, paramètres de conception et de fonctionnement de la garniture étudiée.

3 Comportement ThermoElastoHydroDynamique de la garniture

Dans cette étude, nous supposons que l'augmentation de la température du film est uniforme et égale à l'augmentation de température de la face d'un anneau. Les échanges thermiques entre le fluide et les anneaux se font par convection et la conicité β est supposée parfaite. La largeur du joint ($\Delta R = R_e - R_i$) est faible comparée à son rayon. Les faces du joint sont immobiles, alignées et séparées par un film de fluide (lubrification hydrostatique) iso-visqueux, newtonien et continu. Le problème est supposé axisymétrique. La garniture est supposée fonctionner en mode d'entraînement dynamique stable avec des seuils suffisamment élevés pour que son comportement vibratoire soit négligé. La configuration du problème est représentée sur la figure 1.

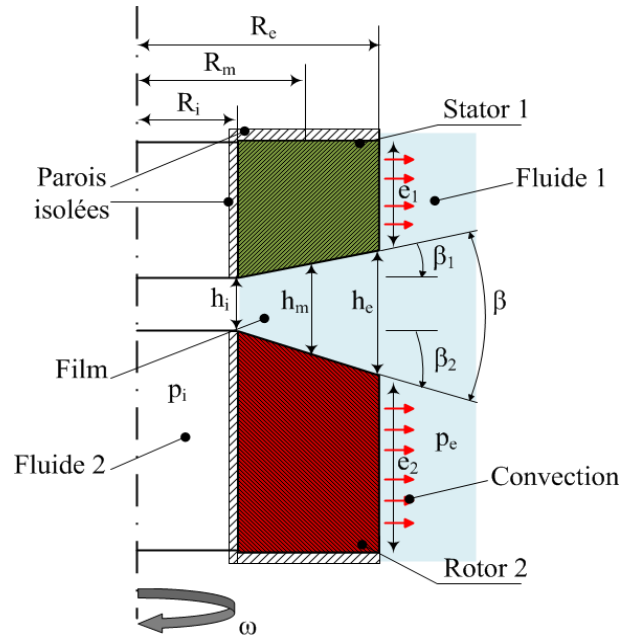


FIG. 1 – Configuration du problème.

3.1.1 Transferts et déformations thermiques

Le frottement dû au cisaillement du film fluide conduit à une génération de chaleur entre les faces de la garniture et par suite à une élévation de température ΔT . Il a été montré que la majorité de la chaleur est transférée, par convection au travers des grains du joint vers le fluide environnant [5]. Considérons un anneau chauffé à sa face par un flux uniforme q et refroidi par le fluide à étancher. Comme proposé par Buck [6], il est possible de définir un rendement thermique E dans ce cas :

$$E = \frac{q\pi(R_e^2 - R_i^2)}{h_c \Delta T} \quad (2)$$

La capacité d'un fluide, en mouvement autour d'un solide chauffé, à évacuer la chaleur est généralement quantifiée par le nombre de Nusselt. Dans le cas d'une garniture mécanique de diamètre extérieur D le nombre de Nusselt s'exprime [7] :

$$Nu_D = \frac{h_c D}{k_f} \quad (3)$$

D'autres auteurs ont utilisé des corrélations empiriques donnant le nombre de Nusselt en fonction des nombres de Reynolds Re et de Prandtl Pr avec la prise en compte d'un rapport géométrique δ/D [8]. Pour simplifier le problème, le coefficient d'échange est supposé constant sur toutes les surfaces de contact fluide/rotor et fluide/stator. Le calcul de ce coefficient par la formule empirique de Tachibana et al. [8] et en utilisant la formulation (Eq. 3) de Gazley [7] donne :

$$h_c = \frac{0,5k_f}{2R_e} \left(\frac{2\rho\omega R_e^2}{\mu} \right)^{0,5} \left(\frac{Cp\mu}{k_f} \right)^{0,25} \left(\frac{\delta}{D} \right)^{-0,25} \quad (4)$$

Sur cette base, il est possible de déterminer les efficacités thermiques du rotor et du stator. En effet, à l'aide d'un calcul par éléments finis, Brunetière [9] obtient l'évolution de l'efficacité thermique E d'un anneau en fonction d'un paramètre $m = (e/\Delta R) (h_c \Delta R/k)$ pour différentes valeurs de $e/\Delta R$. L'application de ce modèle à la garniture étudiée donne les résultats représentés sur la figure 2a. Le principal effet des gradients thermiques est de rendre la face de contact du joint conique. Pour quantifier ces déformations thermo-élastiques, un paramètre b de rotation de l'anneau caractérisant le rapport entre la conicité β de la face de l'anneau et l'augmentation de la température est introduit. Ce nombre dépend du coefficient de dilatation λ du matériau et caractérise la capacité de l'anneau à se déformer :

$$b = \frac{\beta}{\lambda \Delta T} \quad (5)$$

Des simulations sur un code éléments finis effectuées par Brunetière [9] ont permis d'évaluer l'évolution du nombre b en fonction de l'efficacité E pour chaque anneau (figure 2b). Dès lors, il est possible de relier les évolutions des efficacités thermiques et des conicités des anneaux en fonction de la variation de température.

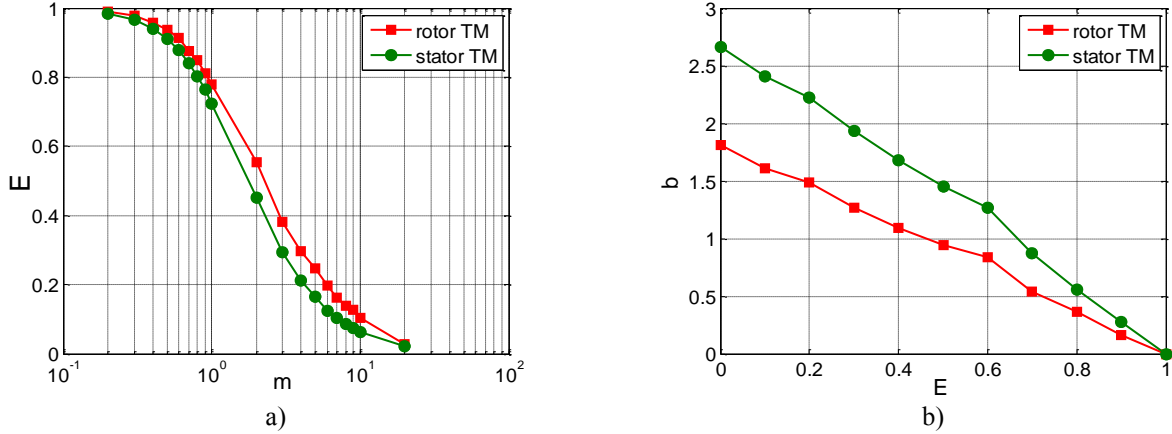


FIG. 2 – a) Efficacités thermiques des anneaux en fonction de m et b) paramètre b en fonction de E .

3.1.2 Couplage ThermoElastoHydraulique

En supposant le fluide iso-visqueux, newtonien et continu, l'intégration des équations de Navier Stokes permet d'obtenir le champ des vitesses dans le film. En reportant le résultat dans l'équation de conservation intégrée sur l'épaisseur du film, on obtient une forme simplifiée de l'équation de Reynolds :

$$\frac{d}{dh} \left(h^3 \frac{dp}{dh} \right) = 0 \quad (6)$$

En considérant les conditions aux limites des pressions, on peut exprimer la pression du film :

$$p(h) = p_e \left(\frac{h_e^2 h_i^2 - h^2}{h^2 h_i^2 - h_e^2} \right) \quad (7)$$

Pour la configuration étudiée (figure 1), les épaisseurs caractéristiques du film en fonction de β s'écrivent :

$$h_i = h_m - 0,5\beta\Delta R \quad \text{et} \quad h_e = h_m + 0,5\beta\Delta R \quad (8)$$

D'un autre côté, l'équilibre des forces de fermeture et d'ouverture permet d'expliciter l'épaisseur moyenne en fonction de la conicité β [11] :

$$h_m = \frac{\beta\Delta R}{4(B-0,5)} \quad (9)$$

Eqs.7-9 permettent de relier l'élévation de la température et la pression du film à son épaisseur (figure 3a).

3.1.3 Couplage ThermoElastoHydrodynamique

En considérant que la puissance thermique dissipée dans l'interface est égale à la puissance dissipée par cisaillement visqueux, l'équilibre s'écrit :

$$\mu\pi\omega^2 \frac{(R_e^4 - R_i^4)}{2h_m} = E\Delta T \quad (10)$$

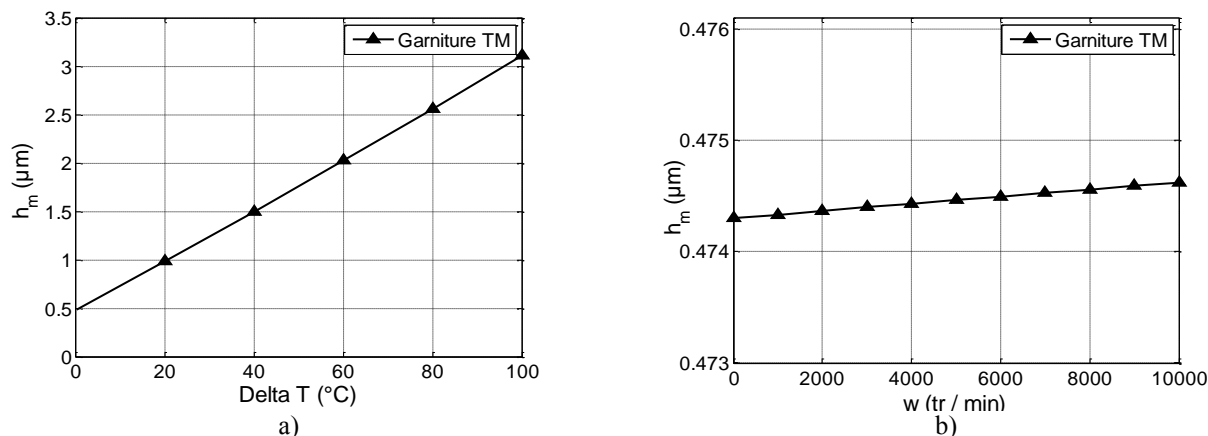


FIG. 3 – Evolution de l'épaisseur moyenne du film en fonction de a) ΔT et b) de ω .

Une augmentation de température est favorable au maintien du film au détriment du débit de fuite. Les conditions de fonctionnement de la garniture étudiée conduisent à une lubrification très faible (figure 3b). En effet, pour ces conditions, l'épaisseur du film reste inférieure à $1 \mu\text{m}$ ce qui est proche de l'ordre de grandeur des aspérités de surface. Dès lors, une usure rapide de la garniture peut avoir lieu au profit de la fuite.

4 Conclusion

Dans cette étude, une approche multi-physique unidimensionnelle basée sur un couplage TEHD est explicitée de manière à évaluer, de façon simple et rapide, la dégradation d'une étanchéité dynamique d'un circuit carburant. Dans le cas réel, d'autres contraintes géométriques et cinématiques peuvent s'additionner et rendre le problème plus complexe, notamment le mésalignement des axes des anneaux et la translation de l'élément flottant. En outre, les résultats montrent que le contact entre les aspérités des anneaux doit être considéré vu les faibles épaisseurs du film obtenues. Dès lors, la prise en compte des pressions dues aux contacts de ces aspérités ainsi que les contributions provenant des dissipations par frottement à sec est nécessaire pour quantifier les déformations thermo-mécaniques qui en découlent. La considération de ces contraintes, auxquelles nous nous intéressons actuellement, constituera un apport théorique important pour la présente analyse. Du point de vue expérimental, un banc d'essais est en cours de réalisation afin de compléter et de valider les investigations théoriques menées.

Remerciements

Nous tenons à remercier la Région Aquitaine pour le soutien financier et le groupe TURBOMECA SAFRAN pour le support technique apporté à ce travail dans le cadre du projet SYRENA - Aerospace Valley.

References

- [1] Tournerie B., Reungoat D., Frêne J., Temperature measurement by infrared thermography in the interface of a radial face seal, ASME Trans. Jour. of Trib., 113, 571-576, 1991.
- [2] Brunetière N., Tournerie B., Frêne J., A simple and easy to use TEHD model for non-contacting liquid face seals, Tribol. Trans., 46, 187-192, 2003.
- [3] Knoll G., Peckon H., Höft H. W., Thermohydrodynamic calculation of end face seals, 14th Int. Conf. on Fluid sealing BHRG, Firenze, Italy, 367-383, 1994.
- [4] Danos J.C., Lubrification thermodynamique dans les joints d'étanchéité à faces radiales, Thèse de doctorat, Université de Poitiers, 2000.
- [5] Lebeck A.O., Principle and design of mechanical face seals, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1991.
- [6] Buck G.S., Heat Transfer in Mechanical Seals, 6th Int. Pump Users Symp., Houston, USA, 9-15, 1989.
- [7] Gazley G., Heat-transfer characteristics of the rotational and axial flow between concentric cylinders, Transactions of the ASME, 80, 79-90, 1958.
- [8] Tachibana F., Fukui S., Mitsumura H., Heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder, Bulletin of JSME, 3, 119-123, 1960.
- [9] Brunetière N., Etude théorique et expérimentale du comportement thermodynamique des garnitures d'étanchéité, Thèse de doctorat, Université de Poitiers, 2001.