



INVESTIGATION NUMERIQUE D'UN ECOULEMENT DIPHASIQUE DANS UNE CAVITE DE PALIER D'UN MOTEUR AERONAUTIQUE

Omar Hadj Aissa Douaissia¹, Taras Mykhailenko², Fethi Saidi³ et Bachir Imine⁴

- 1- National Aerospace University, Kharkov Aviation Institute, Department of Aerospace thermal Engineering, Faculty of Aviation engines, Ukraine, E-mail: douaissia.omar@hotmail.fr – Tel. +380939448207.
- 2- National Aerospace University, Kharkov Aviation Institute, Department of Aerospace thermal Engineering, Faculty of Aviation engines, Ukraine, E-mail: t.mykhailenko@khai.edu – Tel. +380990802325.
- 3- Laboratoire d'Aéro-Hydrodynamique Navale, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran-Mohamed Boudiaf, E-mail : fetpod@gmail.com – Tel. +542037565.
- 4- Laboratoire d'Aéronautique et Systèmes Propulsifs, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran-Mohamed Boudiaf, E-mail : imine_b@yahoo.fr – Tel. +558475832.

Résumé :

L'étude des écoulements diphasiques a de nombreuses applications industrielles, et plus particulièrement dans l'industrie aéronautique. Comprendre ces écoulements dans les systèmes de lubrification aéronautique constitue une partie essentielle des futures conceptions des moteurs d'avion.

L'objectif du présent papier vise à développer une simulation numérique d'un écoulement diphasique huile-air dans une cavité de palier d'un moteur aéronautique. Donc un code de la CFD a été utilisé pour prédire les écoulements diphasiques et les transferts de chaleurs au sein de la cavité de palier. En plus, un modèle de turbulence $k - \epsilon$ standard a été utilisé pour la phase continue et un autre modèle à zéro équation pour la phase dispersée pour étudier les effets de l'interphase huile-air dans un domaine de calcul confiné. Une méthodologie utilisant une approche diphasique Eulérienne a été développée pour l'investigation de l'écoulement et le transfert de chaleur de l'air et des gouttelettes d'huile dans une géométrie annulaire.

Cependant, une étude comparative est présentée dans le cas du coefficient de transfert thermique où une bonne concordance a été observée entre la présente étude et les travaux de la littérature. Aussi, du côté de l'écoulement diphasique, la présente investigation numérique a capturé plusieurs structures tourbillonnaires



tridimensionnelles jouant un rôle remarquable dans la dispersion de l'huile et l'air à travers les deux sorties de la cavité.

Introduction

Dans les moteurs aéronautiques, les arbres transportant les pales de compresseur et de turbine sont portés par de roulements qui supportent des charges radiales et axiales (voir figure 1). Ces roulements sont abrités dans des chambres appelées cavité de palier. Les vitesses de fonctionnement élevées de l'arbre haute pression HP et la proximité de la cavité de combustion peuvent rendre difficiles les conditions de fonctionnement de la cavité de palier. La source de chaleur dans cette cavité provient principalement du frottement de contact de roulement et de la température de combustion élevée. Pour maintenir l'intégrité de la structure entière du moteur aéronautique, une lubrification à l'huile est nécessaire pour ces roulements. La géométrie de la cavité de palier est initialement simplifiée en un anneau concentrique comprenant un boîtier fixe externe et un arbre rotatif interne séparés par un jeu fonctionnel dans lequel l'air chaud sous pression est injecté servant comme un voile d'étanchéité empêchant les fuites d'huile dans les zones chaudes du moteur. Ces écoulements dans les cavités de palier ont été caractérisés par un certain nombre d'études expérimentales [1, 2] et des simulations numériques [3, 4]. D'après Wolfram et al. [5], aux vitesses d'arbre inférieures, l'écoulement d'huile n'est que partiellement affecté par l'écoulement de l'air qui est entraîné par l'arbre rotatif. Cependant, à des vitesses de rotation d'arbre plus élevées, l'écoulement d'air en rotation force le film d'huile à tourner sur les parois de la cavité de palier. Ainsi, ces deux régimes de rotation d'arbre correspondent à deux distributions de film d'huile très différentes à l'intérieur de la cavité de palier probablement avec des conséquences significatives pour le transfert thermique des parois internes. Le refroidissement résultant du transport de l'huile dans la cavité de palier est un transport efficace. Comme c'est indiqué dans les travaux de Glahn et al. [6], l'huile est injectée dans la cavité et forme des gouttelettes et un film. Ces gouttelettes peuvent provenir de la décomposition des jets injectés mais sont principalement dispersées dans un écoulement turbulent d'air à



partir d'un film d'huile formé sur la surface rotative de l'arbre. Il a été noté selon Glahnet al. [7], que le modèle d'écoulement est très affecté par la vitesse de rotation de l'arbre. En conséquence, les systèmes de récupération d'huile et de soufflage d'air évacuent les mélanges différentiels huile-air de la cavité et qui sont finalement récupérés et recyclés pour la recirculation. La température et la pression dans les moteurs aéronautiques modernes ont considérablement augmenté et exigeant de nouvelles conceptions de système de lubrification. Afin de garantir une haute fiabilité et une sécurité du moteur, le système d'écoulement diphasique d'huile / air doit assurer un bon fonctionnement du moteur sans occasionner un feu dans la cavité de palier. D'après les travaux expérimentaux de Willenborg et al. [8], les conditions aux limites de l'écoulement d'huile dans la cavité de palier peuvent occasionner un feu. Trois mécanismes d'allumage pertinents pour le déclenchement d'un feu dans la cavité de palier ont été étudiés en détail : l'auto-inflammation, allumage du lubrifiant à proximité d'une surface chaude et la propagation d'une flamme dans le conduit du souffleur d'air de la cavité de palier. Des études préliminaires publiées par Wittig et al. [9] ont apporté la preuve que le transfert de chaleur local à l'intérieur de la cavité de palier varie considérablement avec la position circonférentielle.

Dans ce papier, une investigation numérique d'un écoulement diphasique huile-air dans une cavité de palier est étudiée et comparée avec les travaux de Glahn et al. [10]. Le principal défi consistait à approximer les différentes phases de l'écoulement développées dans des différents emplacements au sein de la cavité en utilisant un code de la CFD.

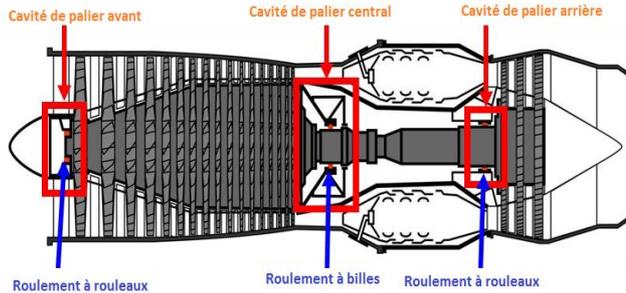


Fig.1 : Moteur aéronautique[4]

2. Formulation mathématique et modèle de turbulence

2.1 Ecoulement bi-phasique Eulérien

Dans cette étude, la formulation d'Euler-Euler des écoulements multiphasiques ont été utilisés. Les phases sont supposées être continues et dispersées respectivement α et β . L'ensemble des équations moyennes de Navier-Stokes doivent être résolues pour chaque phase. En suivant la méthodologie décrite dans la réf. [11] aucune condition aux limites de l'interphase n'est requise.

L'équation de continuité pour chaque phase est écrite comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{r}_a \cdot \rho_a) + \nabla(\mathbf{r}_a \cdot \rho_a \cdot \mathbf{U}_a) = S_{MSa} + \Gamma_{\alpha\beta} \quad (1)$$

Où S_{MSa} décrit les termes de source de masse et $\Gamma_{\alpha\beta}$ est le débit massique par unité de volume de la phase β vers la phase α . Ce dernier terme ne se produit que si le transfert de masse à travers l'interface a lieu.

Le couplage entre les équations de quantité de mouvement des deux phases est réalisé en mettant en œuvre les termes de l'échange de quantité de mouvement à travers l'interphase dans les équations d'équilibre de la quantité de mouvement de la phase. L'équation de quantité de mouvement pour chaque phase est :

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_a \cdot \rho_a \cdot U_a) + \nabla[r_a \cdot (\rho_a \cdot U_a \times U_a)] = -r_a \cdot \nabla P_a + \nabla[r_a \cdot \mu_a (\nabla U_a) + (\nabla U_a)^T] + \sum_{\beta=1}^{NP} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \cdot U_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \cdot U_a) + S_{Ma} + M_{\alpha\beta} \quad (2)$$

Où S_{Ma} décrit le terme de source de la quantité de mouvement dû aux forces extérieures comme la force de pesanteur, $M_{\alpha\beta}$ décrit les termes de source de l'échange de quantité de mouvement de l'interphase et le terme $\sum_{\beta=1}^{NP} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \cdot U_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \cdot U_a)$ représente le transfert de quantité de mouvement induit par l'interface. Dans ce travail seulement l'hydrodynamique des deux phases est pris en considération. Le transfert de masse entre les phases et les réactions chimiques sont négligés. Par conséquent, ce qui précède les équations simplifient pour :

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_a \cdot \rho_a) + \nabla(r_a \cdot \rho_a \cdot U_a) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_a \cdot \rho_a \cdot U_a) + \nabla[r_a \cdot (\rho_a \cdot U_a \times U_a)] = -r_a \cdot \nabla P_a + \nabla[r_a \cdot \mu_a (\nabla U_a + (\nabla U_a)^T)] + S_{Ma} + M_{\alpha\beta} \quad (3)$$

Les termes d'échange de quantité de mouvement de l'interphase $M_{\alpha\beta}$ et $M_{\beta\alpha}$ sont égaux et opposés et reliés par la relation suivante :

$$M_{\alpha\beta} + M_{\beta\alpha} = 0 \quad (4)$$

Puisque les fractions de volume se résument à l'unité, une contrainte supplémentaire est l'équation de la conservation du volume :

$$r_{\alpha} + r_{\beta} = 1 \quad (5)$$

2.2 Modèle de turbulence

En plus, un modèle de turbulence $k - \varepsilon$ standard a été utilisé pour la phase continue et un modèle de turbulence pour la phase dispersée appelé *dispersed phase zéro-équation* dans le but d'étudier les effets de l'interphase huile-air dans un domaine de calcul confiné [12]. L'influence des bulles d'air sur la turbulence de l'huile (turbulence induite par les bulles d'air) a été prise en considération en appliquant le modèle de la viscosité turbulente amélioré de Sato [13].

$$M_{\alpha\beta}^{TD} = -M_{\beta\alpha}^{TD} = -C_{TD} \cdot \rho_{\alpha} \cdot K_{\alpha} \cdot \nabla r_{\alpha} \quad (6)$$

$$D_{\alpha\beta} = \frac{3}{4} \cdot \frac{C_D}{r} \cdot r_{\beta}^* \cdot \rho_{\alpha} \cdot |U_{\beta} - U_{\alpha}| \cdot (U_{\beta} - U_{\alpha}) \quad (7)$$

$$r_{\beta}^* = \begin{cases} \max(r_{\beta} \cdot r_{min}), & r_{\beta} < r_{min} \\ \max\left(\frac{1-r_{\beta}}{1-r_{max}}, r_{min}\right), & r_{\beta} > r_{min} \end{cases} \quad (8)$$

$$C_D = C_{D\infty} \cdot E''$$

$$C_{D\infty} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l} \cdot g \cdot d \cdot \frac{1}{u_{\infty}^2} \quad (9)$$

$$u_{\infty} = \frac{u_{b1} \cdot u_{b2}}{\sqrt{u_{b1}^2 + u_{b2}^2}} \quad (10)$$

$$u_{b1} = \frac{1}{18} \cdot \frac{\rho_l - \rho_g}{u_l} \cdot g \cdot d^2 \cdot \frac{3 \cdot u_g + 3 \cdot u_l}{3 \cdot u_g + 2 \cdot u_l} \quad (11)$$

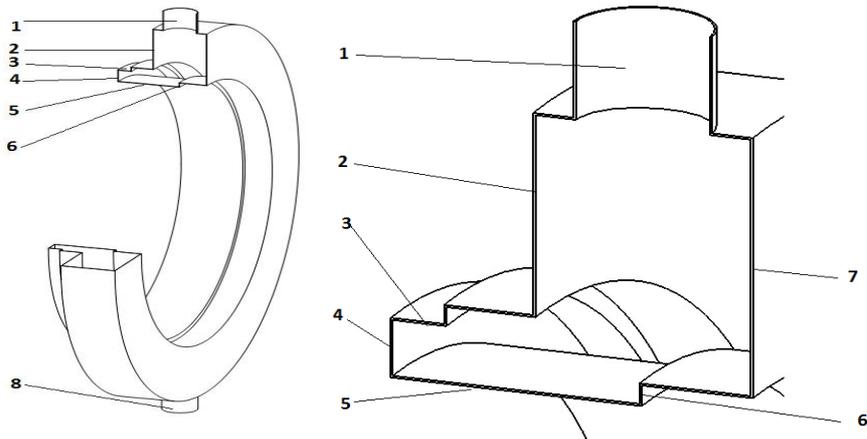
$$u_{b2} = \sqrt{\frac{2 \cdot \sigma}{d \cdot (\rho_l - \rho_g)} + \frac{g \cdot d}{2}} (12) E'' = (1 - \alpha_g) \cdot \left[(1 - \alpha_g)^m + \left(4.8 \cdot \frac{\alpha_g}{1 - \alpha_g} \right)^m \right]^{\frac{2}{m}} (14)$$

$$L_{\alpha\beta} = C_L \cdot r_\beta \cdot \rho_\alpha \cdot (U_\beta - U_\alpha) \times (\nabla \times U_\alpha + 2 \cdot \Omega) (15)$$

3. Modèle numérique

3.1 Modèle géométrique

Une vue en trois dimensions du modèle géométrique de la cavité du palier est montrée dans la figure 2 où un aperçu détaillé des principales caractéristiques est commenté. Cette cavité a été choisie selon une géométrie proposée par Glahn et al. [10]. Cependant, un arbre rotatif interne délimité par un boîtier externe stationnaire épais est montré selon le repère 5. Le rayon de l'arbre est 62mm, la hauteur de la cavité (h) mesure 28 mm et la largeur (b) 20 mm. L'huile préchauffée est fournie au roulement à rouleau pour la lubrification, dont une partie sort dans la cavité. Les fuites de l'huile de la cavité sont empêchées par un joint à labyrinthe à travers lequel l'air préchauffé à la même température que l'huile de lubrification est fournie. Le mélange air / huile est déchargé à travers un tuyau de soufflage d'air au sommet de la cavité et un tuyau de récupération au bas de la cavité. Les tuyaux de soufflage et de récupération ont un diamètre de 10 mm. Pour permettre une bonne visualisation de l'intérieur de la cavité de palier, l'une des parois est d'un matériau transparent et résistent à des hautes températures.



1. Souffleur d'Air – 2. Paroi intérieure de la cavité – 3. Siège du roulement – 4. Entrée d'huile – 5. Paroi de l'arbre rotatif – 6. Entrée d'air – 7. Paroi transparente – 8. Récupérateur d'Huile

Fig. 2 : Détail de la cavité du palier

3.2 Génération de maillage et méthode numérique

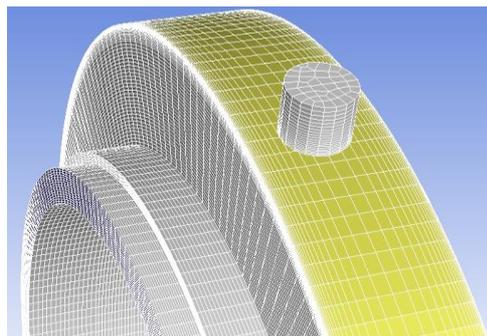


Fig.3 : Vue partielle du maillage de la cavité de palier au niveau du souffleur.



Le modèle de géométrie a été maillé en utilisant un générateur de maillage intégré dans un code de la CFD. Comme le montre la figure 3, le maillage a été créé sous forme torique qui est constitué principalement d'éléments hexaédriques. Un nombre total de 457 940 éléments a été utilisé pour discrétiser le problème.

Les équations de conservation de Navier-Stokes qui décrivent la présente étude et qui sont décrites ci-dessus sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis. Cependant, un code de la CFD type ANSYS CFX a été utilisé pour la résolution de ces équations. Pour l'investigation de la convergence du processus de calcul, les résidus des deux phases ont été choisis comme des paramètres de contrôle.

4. Résultats et Discussion

Les simulations numériques ont été effectuées selon les conditions opératoires rapportées dans les travaux expérimentaux de Glahn et al. [10]. Donc, un débit massique de l'air entrant est de 15 g/s et un débit entrant de l'huile de l'ordre de 50 l/h. La température et la pression d'entrée de l'air sont de 423 K et 2,5 bars et la température d'entrée d'huile a également été réglée à 423 K. Aussi, Les simulations numériques ont été configurées pour couvrir une vitesse de rotation de l'arbre de l'ordre de 9 000 tr/mn. L'huile Mobil jet II est utilisée dans la présente étude, elle est destinée à la lubrification des moteurs aéronautiques. Le tableau 1 montre les propriétés de cette huile et de l'air utilisées dans les simulations.

Phase	ρ <i>kg/m³</i>	μ <i>kg/(m*s)</i>	λ <i>W/(m*K)</i>	C_p <i>(J/kg*K)</i>
Air (423 K)	1.125	1.83 e-5	2.62 e-2	1004.4
Huile (423 K)	860	0.00234	0.123	2031.33

Le tableau 1 : Propriétés de l'huile et de l'air

Le coefficient du transfert thermique à travers une paroi est défini comme suit :

$$h = q_w / (T_w - T_f) \quad (16)$$

Où q_w représente le flux thermique à travers la paroi considérée et T_w et T_f représentent respectivement les températures de la paroi et près de la paroi coté cavité.

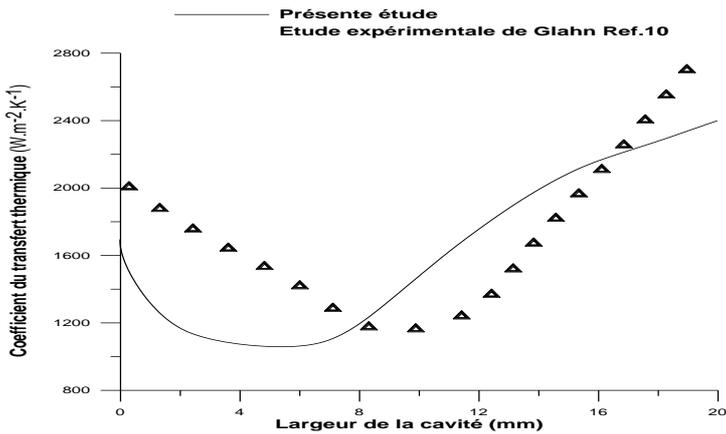


Fig.4 : Variation du coefficient du transfert thermique

La figure 4 montre la variation du coefficient du transfert thermique par rapport à la ligne de contour de la paroi intérieure de la cavité selon une coupe circonférentielle $\varphi = 15^\circ$ où φ représente un angle circonférentiel par rapport à la position du souffleur d'air. Un minimum du coefficient de transfert thermique local est détecté au milieu de la cavité alors qu'une augmentation continue du transfert de chaleur est observée à l'emplacement du côté du support de palier qui peut être interprétée par la haute vitesse et à la charge d'huile plus élevée. La variation du coefficient de transfert thermique local de la présente étude suit la même tendance que celle effectuée expérimentalement par Glahn et al. [10]. Néanmoins, dans la première moitié de la cavité, les valeurs du coefficient de transfert de chaleur de la CFD sont sous-évaluées



par rapport à celles de Glahn et al. [10]. Cette divergence est due aux raisons suivantes :

- Usage des propriétés thermo-physiques à valeurs constantes dans les simulations numériques [11].
- Usage d'un modèle mathématique qui ne tient pas compte des transferts thermiques et de quantité de mouvement entre les gouttelettes et les films d'huile qui se forment sur les parois de la cavité.
- Usage d'un nombre insuffisant de thermocouples par Glahn et al. [10] peut affecter la précision des mesures.

Les figures 5 et 6 montrent une capture générale de l'écoulement diphasique à l'intérieur de la cavité dans deux sections circonférentielles correspondantes respectivement à $\varphi=0^\circ$ et $\varphi=15^\circ$. En effet, l'air entre dans la cavité avec une vitesse axiale qui lui permet d'aspirer des gouttelettes d'huile en sortie des roulements à travers l'entrée d'huile et créant un écoulement tourbillonnaire favorisant un bon transfert thermique et bonne dispersion des phases. Trois structures tourbillonnaires sont observées à l'intérieur de la cavité. Lors de la collision des particules d'air avec des gouttelettes d'huile qui sont portées à des températures de 423°K, une partie de ce mélange constitue un premier vortex juste à l'entrée d'huile comme le montre les figures 5 et 6. Quant à l'air entraîné par la rotation de l'arbre occasionne la création d'un deuxième vortex. La quantité de mouvement de l'air très importante constatée à l'entrée d'air entre en interaction avec le deuxième vortex et la géométrie de la cavité en générant le troisième vortex qui développe et conduit l'écoulement diphasique air /huile vers la paroi de sortie de la cavité. Les effets de la rotation de l'arbre et la flottabilité jouent un rôle très important dans la séparation des phases. Cependant, l'air est acheminé vers le souffleur (voir figure 6) et l'huile est véhiculée vers le récupérateur.

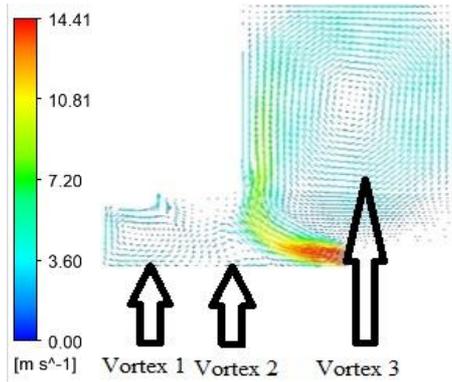


Fig.5 : Distrubution de la vitesse à $\phi = 15^\circ$

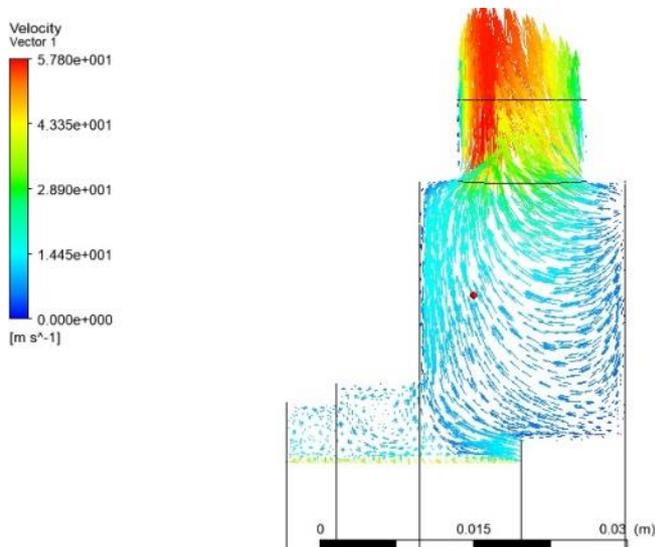


Fig.6 : Distrubution de la vitesse à $\phi = 0^\circ$

La figure 7 montre une répartition isothermique de température à l'intérieur de la cavité selon une coupe circonférentielle $\phi = 15^\circ$ à

partir du souffleur. En effet, la zone rouge qui se localise entre l'entrée d'huile et l'entrée d'air résulte de la température de l'huile, et de l'air dont les températures d'entrée sont de l'ordre de 423°K. Une deuxième zone rouge à température 423°K est observée du côté de la paroi intérieure de la cavité qui a été considérée comme une paroi adiabatique, cette zone est fortement affectée par l'écoulement diphasique. Au-delà de ces deux zones on commence à constater une diminution de température vers les parois transparente et externe dont les échanges thermiques entre l'intérieur de la cavité et l'extérieur est remarquable. Les structures tourbillonnaires jouent un rôle très important dans la répartition de la température à l'intérieur de la cavité.

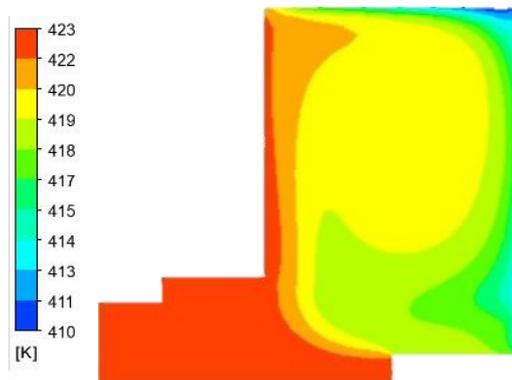
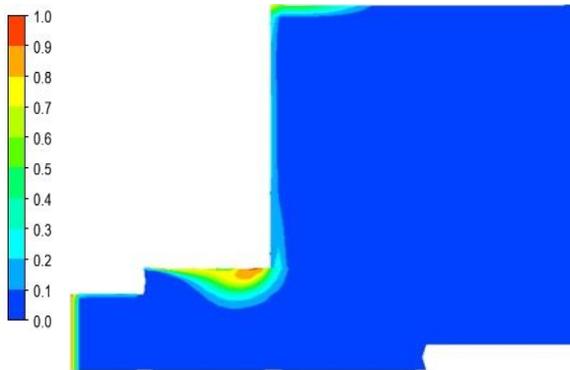


Fig.7 : Distrubution de la température à $\varphi = 15^\circ$

Les figures 8 et 9 montrent une séquence d'images de la distrubution du film d'huile à l'intérieur de la cavité dans deux sections circonférentielles correspondantes respectivement à $\varphi = 0^\circ$ et $\varphi = 15^\circ$. On constate que les films d'huiles se forment dans les zones où la vitesse d'écoulement est trop faible, c'est-à-dire hors des structures tourbillonnaires. Aussi, on note la présence d'une vague de mélange d'huile et d'air qui recouvre toute la paroi intérieure de la cavité. En raison de sa gravité, l'huile est concentrée à la partie inférieure de la cavité (voir figure 7). La

présente étude prédit l'absence de film d'huile du côté de la paroi transparente ce qui permet une bonne visibilité pour d'éventuelles visualisations expérimentales.



**Fig. 8: Distrubution du film d'huile
à $\varphi = 15^\circ$**



**Fig. 9 : Distrubution du film d'huile
à $\varphi = 195^\circ$**

La figure 10 représente le contour de l'énergie de la turbulence pour une tranche circonférentielle correspondante à $\varphi = 15^\circ$. On observe que dans les zones de cisaillement des structures

tourbillonnaires, l'énergie de la turbulence prend des valeurs extrêmes, ce qui favorise un bon transfert thermique et une bonne dispersion de gouttelettes d'huile au sein de la cavité.

L'évolution de l'énergie cinétique de la turbulence k par rapport à la ligne de contour de la paroi intérieure de la cavité selon une coupe circumférentielle $\varphi = 15^\circ$ est représentée dans la figure 11. On remarque qu'aux extrémités de la cavité, la production de la turbulence est faible du même ordre que la vitesse de frottement. Un maximum d'énergie de turbulence est observé au milieu de la cavité. La tendance observée lorsque la vitesse augmente se traduit par un maximum d'énergie cinétique de la turbulence plus élevé au voisinage du souffleur d'air.

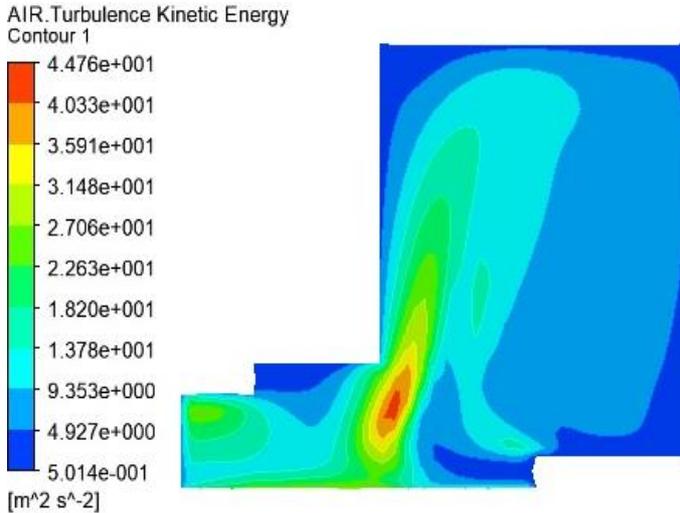


Fig. 10: Répartition de l'énergie cinétique de la turbulence à $\varphi = 15^\circ$

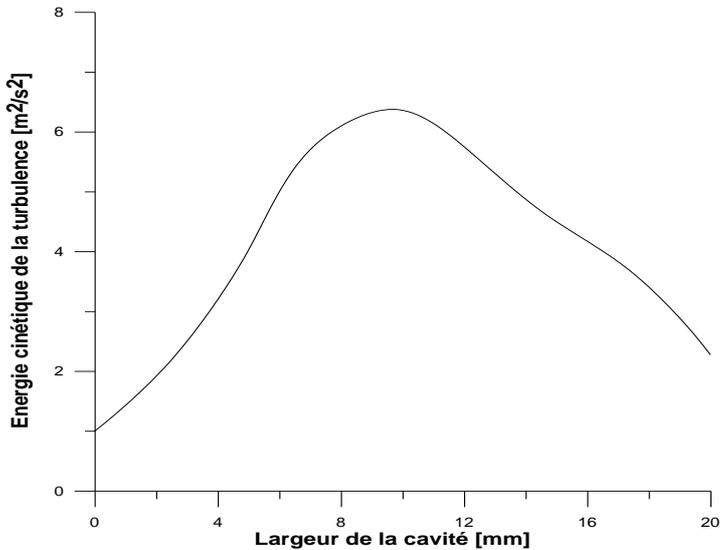


Fig. 11: Variation de l'énergie cinétique de la turbulence à $\phi = 15^\circ$

Conclusion

Une simulation numérique d'un écoulement diphasique à l'intérieur d'une cavité de palier a été présentée pour la prédiction de paramètres thermique, dynamique et turbulent. Le modèle mathématique considérée dans cette présente étude a été validé par un travail expérimental de la littérature.

Le coefficient de transfert de chaleur a été obtenu avec la méthode de gradient de température et peut augmenter considérablement à proximité du souffleur d'air. A travers les structures tourbillonnaires obtenues, il a été constaté que la géométrie de la cavité de palier et la vitesse de rotation de l'arbre sont les deux paramètres qui déterminent si l'effet gravitationnel sur le comportement d'écoulement est significatif dans la cavité de palier.



Bien que la modélisation ait été focalisée sur une configuration de cavité de palier simplifiée, la méthodologie considérée a été développée pour réaliser des applications à des géométries plus compliquées.

Références

- [1] Kurz W. and Bauer H.-J., 2014, "An Approach for Predicting the Flow Regime in an Aero Engine Bearing Chamber," in ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Dusseldorf.
- [2] Chandra B. and Simmons K. A., 2014, "Transient Two-Phase Effects in an Aero Engine Bearing Chamber Scavenge Test Rig," in ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Volume 1: Advances in Aerospace Technology, Montreal
- [3] Adeniyi A. A., Morvan H. P. and Simmons K. A., 2014, "A Transient CFD Simulation of the Flow in a Test Rig of an Aeroengine Bearing Chamber," in ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Dusseldorf
- [4] Bristot A., Morvan H. P. and Simmons K. A., 2016, "Evaluation of a Volume of Fluid CFD Methodology for the Oil Film Thickness Estimation in an Aero-Engine Bearing Chamber," in ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul
- [5] Wolfram Kurz, Hans-Jörg Bauer, *An approach for predicting the flow regime in an aeroengine bearing chamber*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany.
- [6] T.Hoehne, *Experiments and numerical simulations of horizontal two phase flow regimes*, Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO, Melbourne, Australia, 9-11 December 2009.
- [7] Glahn, A. & Wittig, S., 1996, *Two-phase Air/Oil Flow in Aero-Engine Bearing Chambers- Characteristics of Oil Film Flow*, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 118 (3), pp. 578-583.
- [8] Willenborg, K., Busam, S., Roskamp, H & Wittig, S., 2002, *Experimental Studies of the Boundary conditions Leading to Oil Fire in the Bearing Chamber and in the Secondary Air System of Aero-Engines*, Proceeding of the ASME TURBO EXPO 2002, June 3-6, Amsterdam, Netherlands.
- [9] Wittig, S., Glahn, A. and Himmelsbach, J., 1994, "Influence of High Rotational Speeds on Heat Transfer and Oil Film Thickness in Aero Engine Bearing Chambers," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 116, pp. 395-401.



[10] Glahn, A., Busam, S. & Wittig, S., 1997, *Local and Mean Heat Transfer Coefficients Along the Internal Housing Walls of Aero-Engines Bearing Chambers*, International Gas Turbine and Aero-Engine Congress & Exposition, June, Colorado, Florida.

[11] Ayman M. M. Maqableh, *Computational Study of Multi-Phase Air/Oil Heat Transfer in Aero-Engine Bearing Chambers*, Thesis submitted to the University of Nottingham for the degree of Doctor of Philosophy January 2005.

[12] F. Menter, *Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications*, AIAA J, 32 (1994) 1598-1605.

[13] M. Ishii and T. Hibiki, *Thermo-Fluid Dynamics of Two Phase Flow*, Springer, 2010.

COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF DIPHASIC FLOW IN AN AERO-ENGINE BEARING CHAMBER

Summary:

The study of two-phase flows has many industrial applications, and more particularly in the aeronautical industry. Understanding these flows in aeronautical lubrication systems is an essential part of future aircraft engine designs.

The purpose of this paper is to develop a numerical simulation of a two-phase oil-air flow in a bearing chamber of an aeronautical engine. Thus a CFD code has been used to predict two-phase flows and heat transfers within the bearing chamber. In addition, a standard $k-\epsilon$ turbulence model was used for the continuous phase and a zero-equation model for the dispersed phase to study the effects of the oil-air interphase in a confined computational domain. A methodology using a two-phase Eulerian approach has been developed for investigating the flow and heat transfer of air and oil droplets in annular geometry.

However, a comparative study is presented in the case of the heat transfer coefficient where a good agreement was observed



between the present study and the works of the literature. Also, on the two-phase flow side, the present computational investigation has captured several three-dimensional vortex structures playing a remarkable role in the dispersion of the oil and the air through the two exits of the bearing chamber.