



HAL
open science

Étude expérimentale des effets thermiques dans une garniture mécanique

KhouLOUD Ayadi, Noël Brunetière, Bernard Tournier

► **To cite this version:**

KhouLOUD Ayadi, Noël Brunetière, Bernard Tournier. Étude expérimentale des effets thermiques dans une garniture mécanique. CFM 2013 - 21ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2013, Bordeaux, France. hal-03440013

HAL Id: hal-03440013

<https://hal.science/hal-03440013>

Submitted on 22 Nov 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Etude expérimentale des effets thermiques dans une garniture mécanique

K. AYADI^a, N. BRUNETIERE^a, B. TOURNERIE^a

a. Département Génie Mécanique et Système Complexes, Institut Pprime, CNRS-Université de Poitiers-ENSMA, UPR 3346, 86962 Futuroscope Chassenuil, France

Résumé :

Les performances et la fiabilité des garnitures mécaniques sont étroitement liées aux caractéristiques du film séparant les deux anneaux, le rotor et le stator, dont l'épaisseur doit être suffisante pour limiter le frottement et l'usure tout en maintenant la fuite à une valeur acceptable.

Sous l'effet du frottement, résultant du cisaillement du film fluide et du contact des aspérités, des gradients de température sont générés au niveau des faces de la garniture et peuvent affecter de façon significative les performances de l'étanchéité. Les travaux précédents ont montré que ces augmentations peuvent atteindre quelques dizaines de degrés.

Cet article présente une étude expérimentale du comportement thermique des garnitures sous différents régimes de fonctionnement. Les expériences ont été réalisées avec une garniture réelle industrielle en utilisant des thermocouples implantés dans le grain fixe à différentes positions radiales et axiales afin d'obtenir une cartographie de la distribution de la température du stator.

Les tests ont été réalisés à différentes valeurs de la vitesse de rotation et de la pression du fluide. L'amplitude des effets thermiques dépend fortement des conditions de fonctionnement. De manière générale, la température augmente avec la pression du fluide. Elle augmente également avec la vitesse lorsque le régime de lubrification est hydrodynamique. En revanche, en régime de lubrification mixte, la température peut diminuer lorsque la vitesse de rotation augmente.

Abstract :

Performance of mechanical seals are closely related to the characteristics of the film separating the two rings, rotor and stator, whose thickness must be sufficient to reduce friction and wear and minimize leakage at the same time.

Under the effect of friction resulting from the shearing of the fluid film and the contact of asperities, an increase in temperature is generated on the seal faces and can significantly affect the performance of the seal. Previous studies have shown that this temperature rise can reach a few tens of degrees.

This paper presents an experimental study of the thermal behaviour of a mechanical seal in different operating regimes. Experimental tests were performed with a real industrial seal using thermocouples installed in the static ring at different radial and axial locations to obtain a map of the temperature distribution in the stator.

The tests were carried out at different values of the rotational speed and of the fluid pressure. The amplitude of the thermal effects is highly dependent on the operating conditions. Generally speaking, the temperature increases with the pressure of the fluid. It also increases with the speed when the lubrication regime is hydrodynamic. In contrast, in mixed lubrication regime, the temperature may decrease when the speed increases.

Mots clefs : garniture mécanique, comportement thermique, expérimental.

1 Introduction

Les garnitures mécaniques sont des composants d'étanchéité d'arbres tournants fréquemment rencontrés dans les applications industrielles. Une garniture est constituée de deux surfaces planes annulaires dont le contact est lubrifié par le fluide dont il faut assurer l'étanchéité.

Le film fluide lubrifiant l'interface peut être fortement cisailé. L'énergie dissipée dans le contact est transférée vers les éléments contigus en fonction des caractéristiques thermiques des matériaux et des surfaces d'échanges des constituants [1].

Afin d'étudier le comportement thermique des garnitures mécaniques, plusieurs méthodes ont été utilisées. Certains auteurs utilisent des garnitures mécaniques dotées d'une face transparente adaptée pour la visualisation, comme dans les travaux de Tournerie et al [2]. La méthode de thermographie infrarouge a été utilisée pour obtenir une cartographie de température de la face tournante au travers d'un stator transparent. Ces travaux ont montré que la température augmente globalement avec la vitesse de rotation et croît dans la direction de l'écoulement. Cette méthode n'est toutefois pas adaptée aux garnitures industrielles. Pour ce type de composant, les températures sont mesurées avec des thermocouples collés dans le stator, comme l'ont fait Doane et al [3]. Ils ont ensuite utilisé des méthodes d'extrapolation pour remonter à la température au niveau de la surface de contact. Lebeck et al présentent dans leur article [4], une étude expérimentale avec une large gamme de conditions de fonctionnement. Les températures des faces ont été évaluées par une approche numérique [5]. L'objectif de nos travaux est de mesurer les températures de fonctionnement pour différents régimes de lubrification, ce qui n'a pour l'instant pas été réalisé dans la littérature. Pour calculer la température au niveau du contact, une méthode inverse est utilisée.

2 Description du dispositif expérimental

2.1 Présentation du banc d'essai



FIG. 1 – Banc d'essai

Le dispositif expérimental (figure 1), destiné à tester deux garnitures mécaniques simultanément, est constitué de deux grandes parties.

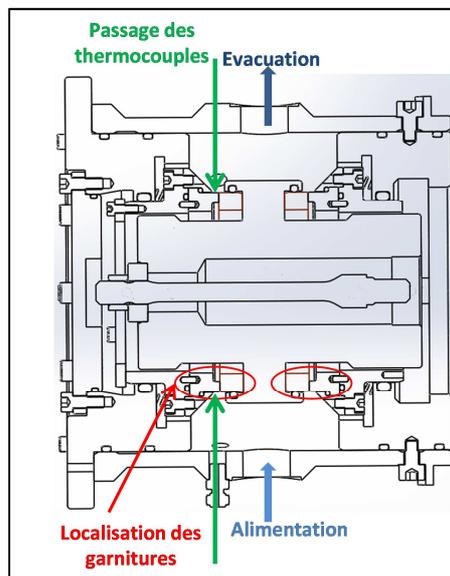


FIG. 2 – Vue en coupe de la cellule expérimentale

La première partie comporte le banc d'essais (support, moteur et broche), la cellule expérimentale et les systèmes de mesures systématiques. La seconde partie du banc est la centrale hydraulique qui assure l'alimentation en eau des garnitures mécaniques à travers la cellule expérimentale. Les garnitures mécaniques sont entraînées en rotation par un moteur synchrone et guidées par une broche comportant deux paliers hydrostatiques double cône alimentés en huile par une seconde centrale hydraulique. La cellule expérimentale, présentée sur la figure 2, est conçue pour recevoir deux garnitures industrielles de diamètre d'arbre compris entre 50mm et 80mm et montées en opposition. Cette implantation des garnitures permet de réaliser l'étanchéité tournante de la cellule et de compenser l'effort axial dû à la pression du fluide. Cette cellule est alimentée en eau grâce à la centrale hydraulique. La zone haute pression est située à l'extérieur des garnitures, la pression à l'intérieur étant égale à la pression atmosphérique. Les orifices d'alimentation et d'évacuation du fluide assurent une circulation uniforme du fluide autour de la garniture. La pression, la température et le débit de circulation du fluide sont régulés.

2.2 Présentation du système de mesure

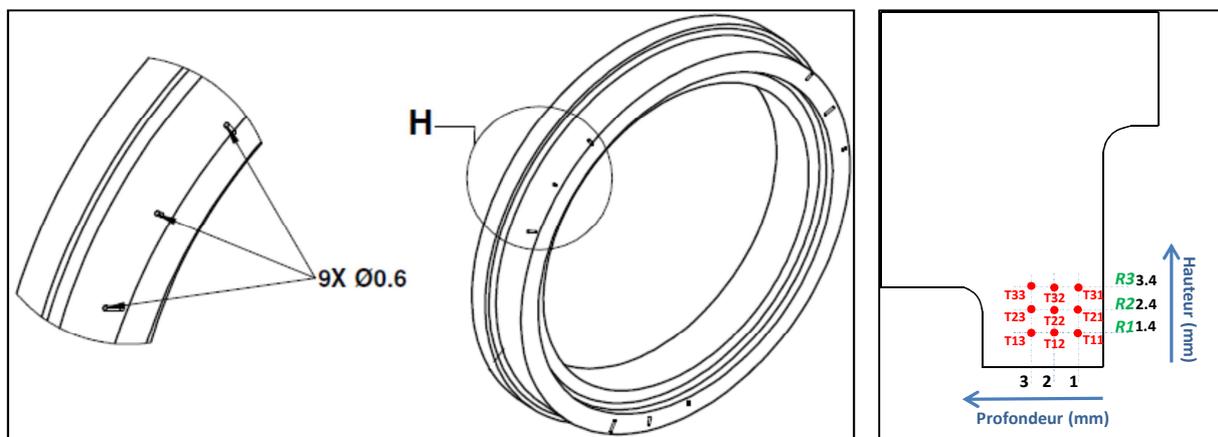


FIG. 3 a – Grain fixe percé b – Position des thermocouples dans le plan

Durant les tests, différentes grandeurs sont mesurées afin de contrôler le bon fonctionnement du banc et de vérifier que le régime stationnaire est atteint. Il s'agit de la vitesse de rotation, du couple de frottement des garnitures, de la pression, de la température et du débit d'alimentation du fluide au niveau de la centrale hydraulique. D'autre part, le débit de fuite des garnitures mécaniques est évalué par pesée, et des capteurs de déplacement permettent de s'assurer du faible niveau de vibration du stator.

Le stator placé à l'extrémité de la cellule d'essais dispose de neuf perçages, proches de la face de frottement, à différentes hauteurs et profondeurs, répartis sur sa circonférence (figure 3a). Des thermocouples collés dans ces trous permettent de mesurer la température du stator.

Pour des garnitures à faces lisses, ne présentant que des très petits défauts d'alignement la distribution de température est axisymétrique, il est possible de replacer tous les points de mesures dans un même plan (figure 3b), ce qui permet de tracer une cartographie de température du stator.

3 La procédure expérimentale

TAB. 1 – Paramètres de fonctionnement lors des essais

Fluide à étancher		Moteur	
Température	40°C	Vitesse de rotation	500 tr/min à 6000 tr/min
Débit du fluide	30 l/mn		
Pression	1 MPA/ 2MPa/ 3MPa/4MPa/5MPa		

La procédure adoptée pour mener cette étude comporte trois étapes. La première partie consiste à assembler la cellule d'essai et coller les thermocouples dans les orifices du stator (figure 3). La deuxième étape est la calibration de tous les capteurs. Puis dans une troisième, le système de lubrification du banc est porté à son régime de fonctionnement.

Pendant les essais, le débit et la température de l'eau ont été conservés constants et seules la vitesse de l'arbre et la pression de l'eau varient. Les valeurs des paramètres sont spécifiées dans le tableau 1. L'enregistrement des résultats se fait sur une période de 100s une fois le régime stationnaire est atteint.

4 Résultats et discussion

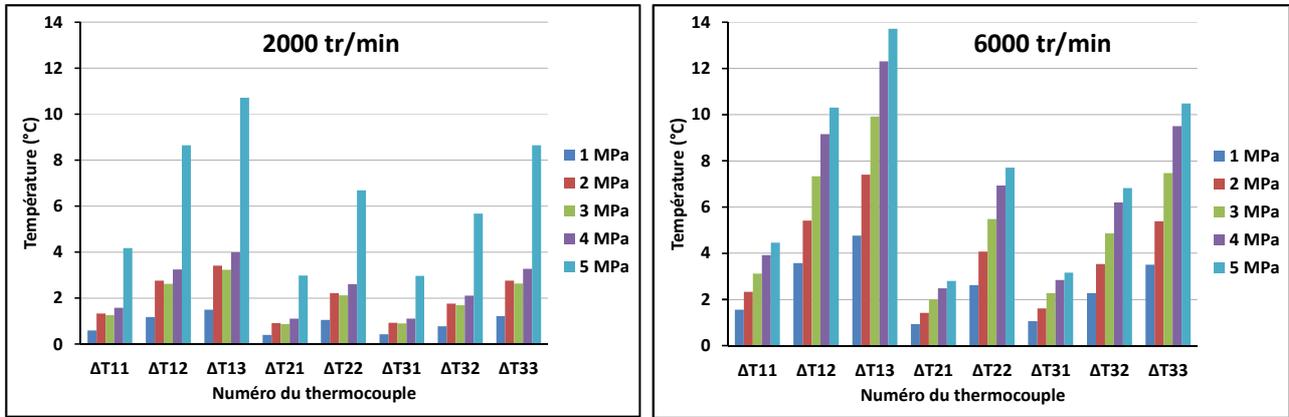


FIG. 4 – Accroissement de températures mesurés par les différents thermocouples pour une vitesse de rotation 2000 tr/min et 6000tr/min et pour les différentes valeurs de pression.

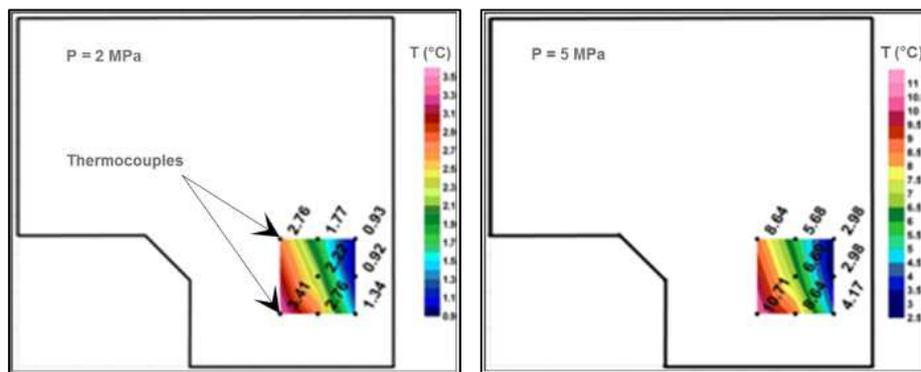


FIG. 5 a – Cartographie de température (relative) du stator pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min à 2MPa
 b– Cartographie de température (relative) du stator pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min à 5MPa

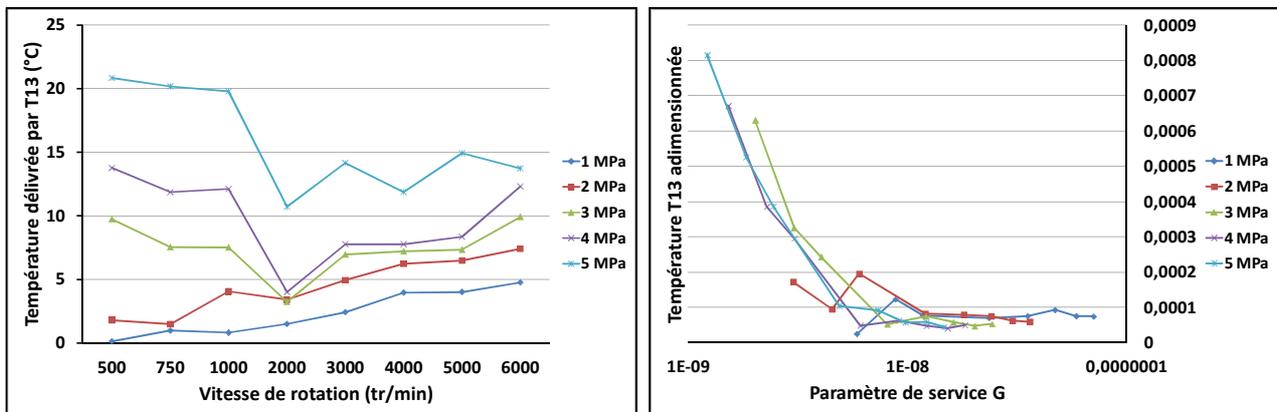


FIG. 6 a– Evolution de la température en fonction de la vitesse de rotation pour différentes pressions
 b– Evolution de la température T13 adimensionnée en fonction de G pour différentes pressions

Le terme température utilisé par la suite fait référence à la différence entre la température mesurée par le thermocouple et celle du fluide à étancher.

La figure 4 illustre la température mesurée par chacun des thermocouples pour différents niveaux de pression. Nous remarquons que la température augmente logiquement avec la pression qui conditionne la charge supportée par le contact.

La température dépend également fortement de la position du thermocouple. Les expériences ont montré que le thermocouple T13 mesure la température la plus importante suivi par T12 et T33. Ceci est dû à leur position proche de la zone de frottement (figure 3 et 5). D'autre part, les thermocouples T11, T21 et T31 mesurent les plus faibles valeurs de température. Cela s'explique par leur position près du fluide à étancher avec lequel s'effectue un échange par convection.

La figure 6a présente l'évolution de la température du thermocouple T13 en fonction de la vitesse de rotation pour différentes pressions. Logiquement, les températures sont plus élevées pour une pression de 5MPa. Par ailleurs, pour les faibles vitesses de rotation, une diminution de la température est observée alors que la vitesse augmente. Ceci est typique du régime de lubrification mixte. Ce régime n'est toutefois observé que pour les plus fortes valeurs de pression.

Afin de mieux visualiser la transition, il est commode d'utiliser la courbe de Stribeck, où le frottement apparent f est représenté en fonction du paramètre de service G :

$$G = \frac{\mu\omega R_m \Delta R}{F} \quad (1)$$

μ représente la viscosité du fluide, F la charge supportée par le contact, ω la vitesse de rotation, R_m le rayon moyen et ΔR la largeur du contact. En faisant l'hypothèse que l'accroissement de température ΔT est proportionnelle à la puissance dissipée P_f (ce qui ne serait exact que si le refroidissement par convection ne variait pas), il est possible d'écrire :

$$\Delta T \propto P_f = fF\omega R_m \quad (2)$$

Il est alors possible d'obtenir une image du frottement à partir de l'accroissement de température mesuré :

$$\frac{\Delta T k}{F\omega} \propto f \quad (3)$$

où k est la conductibilité du stator, introduite pour normalisée l'équation (3). La figure 6b présente la température T13 adimensionnée, image du frottement, en fonction du paramètre de service G . On observe que l'ensemble des courbes tendent à se superposer. Cette représentation permet clairement d'identifier le régime mixte où le frottement diminue lorsque G augmente. Puis pour les valeurs de G supérieure à environ 10^{-8} , l'image du frottement reste globalement constante, ce qui indique un régime où les surfaces sont totalement séparées par le film lubrifiant.

5 Calcul des températures et flux de chaleur de contact

Il est utile de connaître le flux de chaleur ainsi que la température au niveau des surfaces de frottement. En se plaçant en régime permanent et en supposant une distribution axisymétrique de température, l'équation de transfert de chaleur par conduction s'écrit [6]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (4)$$

En utilisant la méthode de séparation des variables, l'expression de la température peut être écrite sous la forme suivante :

$$T(r, z) = \pi(r)\psi(z) \quad (5)$$

En intercalant l'expression (5) dans l'équation (4), on obtient ces deux équations :

$$\frac{\psi''(z)}{\psi(z)} = a \quad (6)$$

et

$$\frac{\pi'(r)}{\pi(r)} \frac{1}{r} + \frac{\pi''(r)}{\pi(r)} = a \quad (7)$$

La solution de l'équation (7), fait intervenir des fonctions de Bessel qu'il est difficile de prendre en compte dans un processus de régression. Pour simplifier le problème, on se limite à la résolution de l'équation (6) en ne cherchant que la valeur de la fonction π pour les différents rayons du stator où des thermocouples sont placés. Une solution de l'équation (6) est la fonction exponentielle. Nous pouvons alors écrire la température sous la forme :

$$T(R_i, z) = \pi(R_i) e^{-\sqrt{a}z} \quad (6)$$

La méthode des moindres carrés est utilisée pour déterminer les différents coefficients $\pi(R_1)$, $\pi(R_2)$, $\pi(R_3)$ et \sqrt{a} avec R_1 , R_2 et R_3 les trois valeurs de rayon du stator où sont placés les thermocouples (figure 3b).

La figure 7 montre les trois profils de température calculés ainsi que les valeurs mesurées. On observe un assez bon accord. Les coefficients de corrélations sont de l'ordre de 0.97. La température au niveau de la position axiale $z = 0$ correspond à la température de la surface de frottement. Le flux de chaleur local s'exprime sous cette forme:

$$q = -k \frac{\partial T}{\partial z}(R_i, z) = -k\pi(R_i) \sqrt{a} e^{-\sqrt{a}z} \quad (6)$$

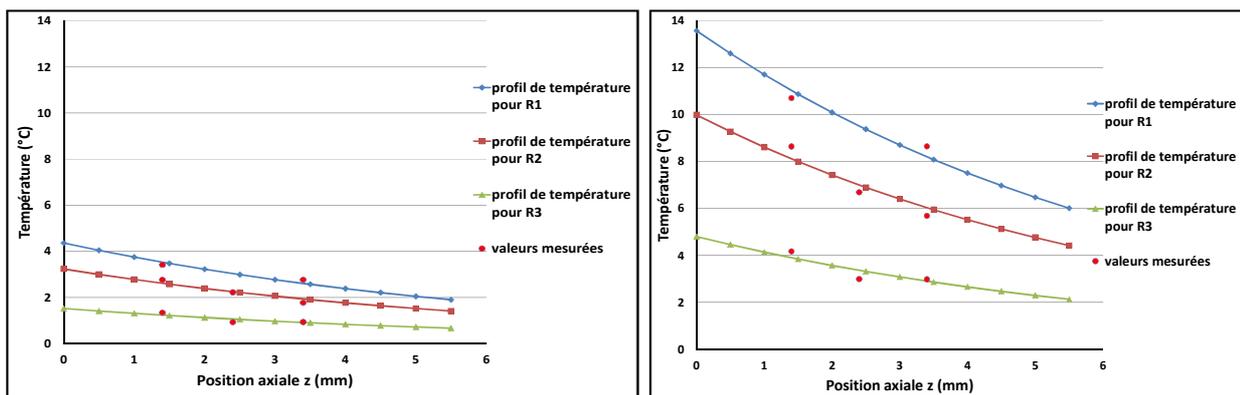


FIG. 7 a– Profils de température dans le stator pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min à 2MPa
b– Profils de température dans le stator pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min à 5MPa

6 Conclusion

Cette étude montre que les élévations de température, au sein d'une garniture mécanique, peuvent atteindre une dizaine de degrés ce qui confirme la nécessité de considérer l'influence des effets thermiques lors de la modélisation du comportement des garnitures d'étanchéité. Un résultat intéressant est que l'évolution de la température est fortement corrélée avec le régime de lubrification. En régime de lubrification hydrodynamique, la température augmente avec la vitesse mais cette tendance s'inverse en régime mixte. Une méthode inverse peut être utilisée pour calculer la température et le flux de chaleur au niveau du contact. Ces informations ne sont pas directement accessibles par la mesure avec des thermocouples.

Remerciement :

Les auteurs tiennent à remercier le CETIM pour le soutien apporté à cette étude.

Références

- [1] Lebeck A.O., Principle and design of mechanical face seals. John Wiley & Sons, Inc., New York, 1991.
- [2] Tournerie B., Reungoat D., Frêne J., Temperature measurements by infrared thermography in the interface of a radial face seal. *Journal of Tribology*, 113(3):571–576, July 1991.
- [3] Doane J.C., Myrum T.A., Beard J.E., An experimental-computational investigation of the heat transfer in mechanical face seals, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(4-5):1027–1041, 1991.
- [4] Lebeck A.O., Nygren M.E., Shirazi S.A., Soullisa R., Fluid temperature and film coefficient prediction and measurement in mechanical face seals - experimental results. *Tribology Transactions*, 41(4) :411–422, October 1998.
- [5] Shirazi S.A., Soullisa R., Lebeck A.O., Nygren. M.E., Fluid temperature and film coefficient prediction and measurement in mechanical face seals-Numerical Results, *Tribology Transactions*, 41:4, 459-470
- [6] Brunetière N., and Modolo B., Heat Transfer in a Mechanical Face Seal, *International Journal of Thermal Science*, volume 48, pages 781-794, 2009.