

Identification des températures surfaciques et du coefficient de partage de flux dans un dispositif de frottement secteur-disque

N. LARAQI^{1*}, S. GUENOUN¹, A. BAÏRI¹, N. BELOUAGGADIA²

¹Université Paris Ouest, Laboratoire Thermique Interfaces Environnement, EA 4415
IUT Ville d'Avray, Département GTE, 50 R de Sèvres, F92410 Ville d'Avray

² Université Hassan II, Département de Physique, B.P.79, 20702 Casablanca, Maroc

* : auteur correspondant : nlaraqi@u-paris10.fr ou nlaraqi@gmail.com

Résumé – Les températures surfaciques et le partage de flux généré par frottement entre deux solides sont des grandeurs déterminantes dans l'analyse du comportement tribologique des surfaces de friction. L'accès direct à ces grandeurs est délicat du point de vue expérimental en raison de la mobilité relative des solides. Pour pallier cette difficulté, un dispositif expérimental a été mis au point. Il est composé d'un disque tournant en contact sur une portion de sa périphérie extérieure avec un secteur fixe. Les mesures de températures sont réalisées dans les deux solides, et des techniques d'inversion sont mises au point pour identifier les températures et flux surfaciques. Les essais sont effectués pour différentes pressions de contact et différentes vitesses de rotation du disque. Nous présentons dans ce travail le dispositif expérimental réalisé, la méthodologie développée pour l'identification et les résultats obtenus pour différents scénarios expérimentaux.

Nomenclature

c	Capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	t	Temps, s
d	Diamètre du disque, m	Symboles grecs	
e	Epaisseur, m	α	Diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
h	Coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$	β	Demi-angle de contact, rad
L	Longueur du secteur, m	ρ	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
l	Largeur du secteur, m	λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
p	Coefficient de partage de flux, –	Indices	
q	Densité de flux, $W.m^{-2}$	a	Ambiante
R	Résistance thermique, $K.W^{-1}$	c	Contact
S	Surface, m^2	d	Disque
T	Température, K	s	Secteur

1. Introduction

Les températures et les flux de chaleur mis en jeu lors du processus de frottement sont des données fondamentales pour l'analyse tribologique des matériaux. Elles conditionnent le comportement vis-à-vis de l'usure, la durée de vie et la tenue mécanique des systèmes en mouvement relatif. De nombreux travaux ont été consacrés à cette problématique tant d'un

point de vue tribologique que thermique. La littérature des aspects tribologiques est abondante et peut être consultée dans des périodiques tels que : *Wear*, *Tribology International*, *ASME Journal of Tribology* et d'autres. Nous ne rappelons ici que quelques travaux d'ordre thermique. Les études théoriques associées à la problématique du frottement sont abordées depuis quelques décennies par la théorie des sources de chaleur mobiles [1-3]. De nombreuses configurations géométriques ont été considérées [4-6]. Des travaux expérimentaux ont également été entrepris par quelques auteurs. Il convient de souligner que les mesures sont délicates à effectuer pour de telles configurations du fait de la mobilité des solides et de la difficulté d'accès à l'interface. Des techniques faisant appel à des collecteurs mécaniques frottants ont d'abord été utilisées [7,8] pour étudier le frottement entre deux couronnes. D'autres dispositifs de mesures, basés sur des transmetteurs à mercure ont vu le jour ensuite. Ils ont été utilisés pour différentes configuration de frottement : (i) contact radial entre deux disques à axes parallèles [9], (ii) contact axial entre deux couronnes coaxiales [10], (iii) dispositif pion-disque [11] et (iv) freins à disque [12]. Des techniques faisant appel à la télémessure ont également été utilisées [13]. Enfin, d'autres auteurs ont eu recours aux caméras thermiques ou à des techniques pyrométriques [14,15].

Cette contribution présente une étude expérimentale portant sur la mise en frottement radial d'un secteur fixe et d'un disque tournant. Des mesures de température effectuées dans les deux éléments, complétées par une modélisation analytique, permettent l'accès aux températures de contact et au partage du flux généré par frottement entre les deux solides.

2. Description du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental secteur-disque, objet de cette étude, est schématisé par la figure 1. Le montage expérimental est présenté sur la figure 2 (photo d'ensemble) et la figure 3 (dessin d'ensemble). Celui-ci est constitué : (i) d'un disque, en acier, monté sur le mandrin d'un tour, qui lui communique le mouvement de rotation, (ii) d'un secteur, en bronze, maintenu dans un support, lui-même monté sur le porte-outil du tour (le secteur coulisse dans son support), (iii) d'un système vis-ressort, également monté dans le support à l'arrière du secteur, pour appliquer une charge mécanique réglable (force d'appui contre le disque) et (iv) d'un adaptateur assurant la liaison mécanique entre le disque et un transmetteur à mercure. Cet adaptateur permet le passage des thermocouples destinés aux mesures de température dans le disque (tournant).

Les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples de type *K*, de diamètre $100\mu\text{m}$ directement soudés par une décharge sur le disque et sur le secteur. La transmission des signaux des thermocouples soudés sur le disque en rotation est réalisée par l'intermédiaire d'un transmetteur à mercure. Les mesures de températures sont réalisées avec une centrale d'acquisition de données de type Hewlett Packard©. L'acquisition des mesures est pilotée par un ordinateur. La chaîne d'acquisition est multiplexée. Les mesures sont effectuées toutes les $0,5\text{ s}$.

Les dimensions et propriétés physiques du disque et du secteur sont données par le tableau 1.

Tableau 1 : caractéristiques du disque et du secteur

	Dimensions (mm)	ρ (kg.m^{-3})	c ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
Disque	$d = 33, e = 15, l = 8$	7850	460	33
Secteur	$L = 15, e = 15, l = 8$	8670	343	26

3. Stratégie d'estimation des températures et flux au contact

Les températures mesurées sont utilisées pour évaluer par inversion (méthode de retour vers la surface [16]) les températures et flux surfaciques moyens pour le disque et le secteur. La figure 3 illustre le principe de la technique de retour vers la surface [16], appliquée à une géométrie cylindrique (ici le disque). Pour le secteur, les valeurs estimées concernent directement le contact. En revanche, pour le disque, les inversions ne nous informent pas sur les températures et flux au contact. En effet, les grandeurs estimées pour le disque correspondent à l'intégralité de sa périphérie. Pour atteindre les grandeurs au niveau du contact, nous avons adopté la démarche suivante:

- Etape 1 : on écrit le bilan de flux à la surface du disque sous la forme suivante :

$$q_{d,s}S_d = q_{d,c}S_c - h_d(S_d - S_s)(T_{d,s} - T_a) \quad (1)$$

où $q_{d,s}S_d$ est le flux entrant dans le disque intégré sur la totalité de la périphérie (celui déterminé par inversion), $q_{d,c}S_c$ est le flux entrant par l'aire de contact (inconnu) et $h_d(S_d - S_s)(T_{d,s} - T_a)$ est le flux évacué par convection à la périphérie du disque. Ce dernier utilise la température surfacique $T_{d,s}$ (celle obtenue par l'inversion) et le coefficient d'échange surfacique h_d . La valeur de celui-ci est évaluée par les corrélations classiques de convection forcée. Il varie de 6 à 20 $W/m^2.K$ environ selon la vitesse. Nous avons remarqué que la valeur de h_d n'avait quasiment aucune influence sur les résultats. En effet, le terme des déperditions thermiques convectives est négligeable devant les autres termes (flux conductifs). L'équation (1) permet donc d'évaluer le flux surfacique entrant dans le disque par l'aire de contact $q_{d,c}$.

- Etape 2 : On détermine la température moyenne de l'aire de contact du disque $T_{d,c}$. Pour ce faire on utilise une solution analytique [17,18] :

$$T_{d,c} - T_a = \frac{\beta q_{d,c}}{\pi h_d} \left\{ 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(n\beta)}{(n\beta)^2} \Re e \left[\frac{I_n(\sqrt{n\omega/\alpha} e^{i\pi/4} d/2)}{1 + \lambda \sqrt{n\omega/\alpha} e^{i\pi/4} I_n'(\sqrt{n\omega/\alpha} e^{i\pi/4} d/2) / h_d} \right] \right\} \quad (2)$$

Cette solution est de la forme :

$$T_{d,c} = T_a + R_d q_{d,c} S_c \quad (3)$$

où R_d est la résistance thermique du disque. L'équation (2), déterminée en régime permanent, peut être utilisée ici (régime transitoire) dans la mesure où l'échelle temporelle d'établissement de la constriction thermique est très faible (de l'ordre de quelques secondes).

4. Résultats et discussions

Deux séries d'essais ont été réalisés pour des conditions de charge et de vitesses différentes. Les tableaux 3 et 4 présentent les données respectives de ces essais ainsi que les valeurs du coefficient d'échange h_d et de la résistance thermique R_d correspondantes. Le coefficient

d'échange a été calculé à l'aide de la corrélation de Richardson et Saunders [18] qui donne $Nu = h d / \lambda = 0,4 Re^{0,5} Pr^{1/3}$ en régime laminaire (ce qui est le cas des essais réalisés). La résistance thermique du disque R_d est calculée à l'aide de la solution analytique (2).

Tableau 2 : Conditions d'essais et valeurs de h_d et R_d pour la première série d'expériences

<i>N° Essai</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
<i>Vitesse [tr/min]</i>	50	100	200	50	100	200
<i>Charge</i>	<i>N1</i>	<i>N1</i>	<i>N1</i>	<i>N2</i>	<i>N2</i>	<i>N2</i>
<i>h_d [W/m².K]</i>	5.3	7.5	10.6	5.3	7.5	10.6
<i>R_d [K/W]</i>	0.0541	0.0383	0.02707	0.0541	0.0383	0.02707

Tableau 3 : Conditions d'essais et valeurs de h_d et R_d pour la deuxième série d'expériences

<i>N° Essai</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
<i>Vitesse [tr/min]</i>	50	200	800	50	200	800
<i>Charge</i>	<i>N3</i>	<i>N3</i>	<i>N3</i>	<i>N4</i>	<i>N4</i>	<i>N4</i>
<i>h_d [W/m².K]</i>	5.3	10.6	21	5.3	10.6	21
<i>R_d [K/W]</i>	0.0541	0.02707	0.01367	0.0541	0.02707	0.01367

La figure 5 donne les enregistrements, bruts, de température dans le disque et dans le secteur, respectivement pour la première et la deuxième série d'expériences. Ces enregistrements ne présentent pas d'oscillations sensibles, ils sont donc utilisés dans leur état brut pour les procédures d'inversion.

A partir de la démarche détaillée dans la partie 3, nous avons procédé à l'identification des flux entrants dans chacun des deux solides. Le coefficient de partage a été défini comme étant le rapport entre le flux entrant dans le disque et la somme des deux flux entrant dans les deux solides, soit : $p = q_{d,c} / (q_{d,c} + q_{s,c})$. La Figure 6 présente les résultats obtenus respectivement pour les deux séries d'expériences. On peut noter que le partage de flux varie selon les essais entre 70% et 90% en faveur du disque. Ce résultat est cohérent avec les nombreuses prédictions de la littérature. En effet, la mobilité relative d'un solide conduit à une meilleure diffusion de la chaleur en son sein et donc une accentuation de la valeur de la part de flux qu'il peut recevoir. L'état actuel de ces mesures ne permet cependant pas de tirer des conclusions quant aux effets respectifs de la charge et de la vitesse sur le coefficient de partage. Ceci est probablement dû au fait que les nombres de Peclet associés aux conditions de ces essais sont très grands et se situent dans la zone où la sensibilité à leur variation est négligeable.

5. Conclusions

Cette étude a permis de mettre en évidence la faisabilité de l'estimation, par voie expérimentale, de la température et du flux à l'interface de deux milieux en frottement. Il s'agit ici d'un secteur en appui sur la périphérie d'un disque tournant. En combinant une technique de retour vers la surface et une solution analytique, il devient possible d'évaluer les températures de contact ainsi que le coefficient de partage du flux généré par frottement à l'interface des deux solides.

Références

- [1] H.Block, Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness conditions, Institute of Mechanical Engineering General Discussion of Lubrication (1937), 222-235
- [2] J.C.Jaeger, Moving source of heat and the temperature at sliding, Proceeding Royal Science N.S.W, (1942) 203-224
- [3] N.R. Desruisseaux, R.D. Zerkle, Temperature in semi-infinite and cylindrical bodies subjected to moving heat sources and surface cooling, ASME Journal of Heat Transfer (1970), 456-464
- [4] A.Floquet, D.Play, M.Godet, Contribution à l'étude du frottement sec dans les paliers, Journal de Mécanique Appliquée, Vol.2, n°4 (1978), 499-539
- [5] N. Laraqi, A. Bairi, L. Segui, Temperature and thermal resistance in frictional devices, App. Ther. Eng. , 24 (2004) 2567-2581.
- [6] N. Laraqi, N. Alilat, J.M. Garcia de Maria, A. Bairi, Temperature and division of heat in a pin-on-disc frictional device-Exact analytical solution, Wear, 266 (2009) 765-770.
- [7] Mazo. B, Cassagne. B, Badie-Levet. D, et Bardon. J.P., "Etude des conditions de liaison thermique dans le cas du frottement métal-plastique", Revue Générale de Thermique Fr., 204 (1978) 919-933.
- [8] J.J. Vullierme, J.J. Lagarde, H. Cordier, Etude de la résistance de contact entre deux matériaux. Influence de la vitesse relative de glissement, Int. J. Heat Mass Transfer, 22 (1979) 1209-1219.
- [9] P.Chantrenne, Détermination des paramètres d'un modèle thermique de contact sec glissant. Application aux roulements en ambiance cryogénique, Thèse de Doctorat, CETHIL, INSA de Lyon, 1995.
- [10] J.-G. Bauzin, Identification expérimentale des paramètres thermiques dans un contact frottant sec, Thèse de Doctorat, LTIE, Université Paris 10, 15 Décembre 2003
- [11] N. Alilat, Etude numérique et expérimentale du comportement thermique d'un dispositif de friction pion-disque soumis à l'usure, Thèse de Doctorat, LTIE, Université Paris 10, 9 décembre, 2004.
- [12] T. Bouache, Comportement thermique et caractérisation des échanges interfaciaux d'un frein à disque par approches théorique et expérimentale, Thèse de Doctorat, LTIE, Université Paris 10, 14 décembre, 2006.
- [13] B.Bourouga, J.M.Briot, J.P.Bardon, Influence de la vitesse et de la charge sur la conductance thermique de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux, Int. J. of Ther. Sci., 40 (2001) 622-637.
- [14] O.Quéméner, J-L.Battaglia, A.Neveu, Résolution d'un problème inverse par utilisation d'un modèle réduit modal. Application au frottement d'un pion sur un disque en rotation, Int. J. of Ther. Sci., 42(2003) 361-378.
- [15] J. Thevenet, Développement d'une métrologie thermique des contacts glissants en freinage, Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, France, 2009.
- [16] M. Raynaud, J. Bransier, A new finite-difference method for the non linear inverse heat conduction problem, Numerical Heat Transfer, n°1, 9(1986).27-42.
- [17] N.Laraqi, S.Guenoun, A.Bairi, J.M.Garcia de Maria, Thermal study of friction in the mechanical guidance system of energy conversion machines, Proc. 20th Int. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Padova, Italy, Vol. II (2007) 1225-1231.
- [18] S. Guenoun, Transfert thermique dans les dispositifs mécaniques soumis aux frottements. Modélisation et expérimentation, Thèse de Doctorat, LTIE, Université Paris 10, 16 décembre, 2008.
- [19] P.D. Richardson, O.A. Saunders Studies of flow and heat transfer associated with a rotating disc, Journal of Mechanical Engineering Science, 5 (1963) 336-342.

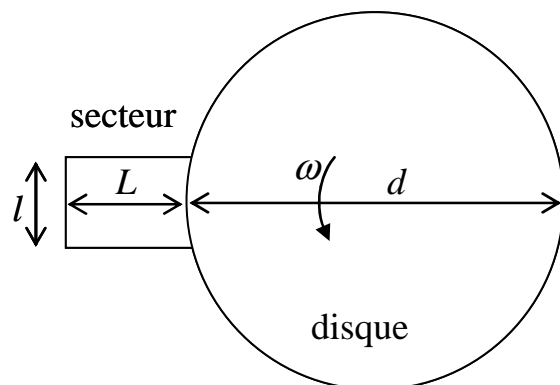


Fig. 1 : Dispositif de friction secteur-disque

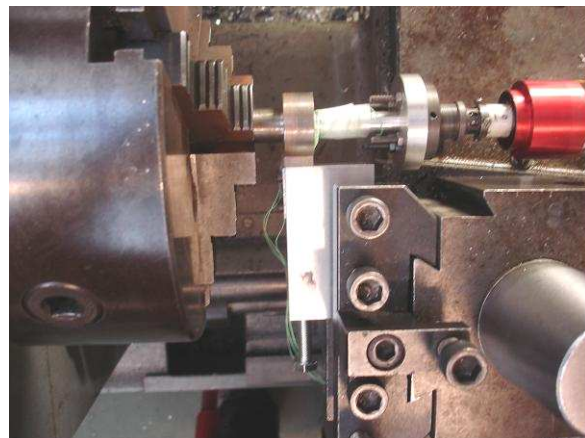


Fig. 2 : Photo du montage expérimental

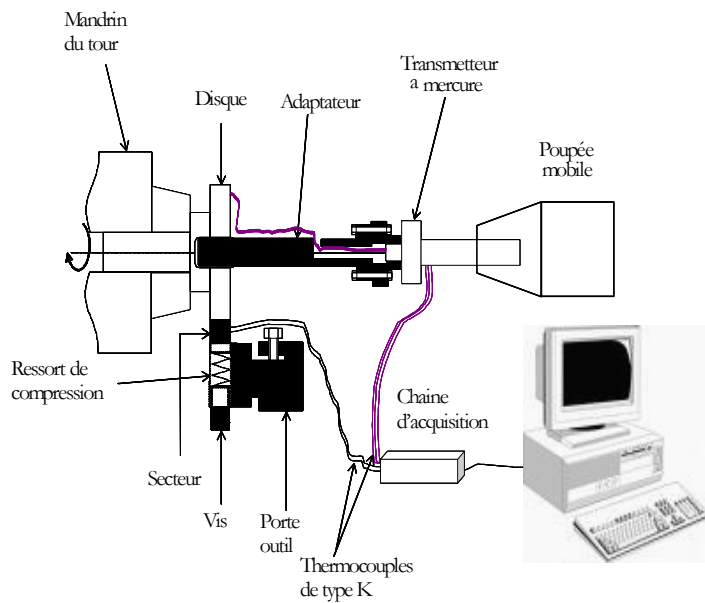


Fig. 3 : Schéma détaillé du dispositif expérimental

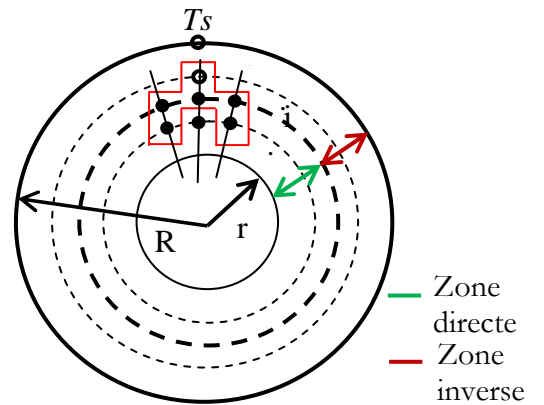
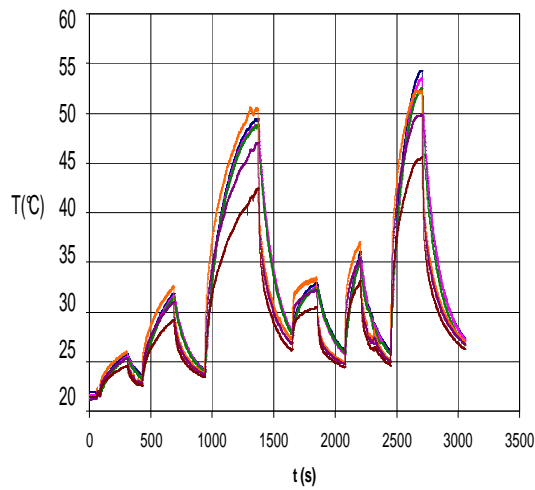
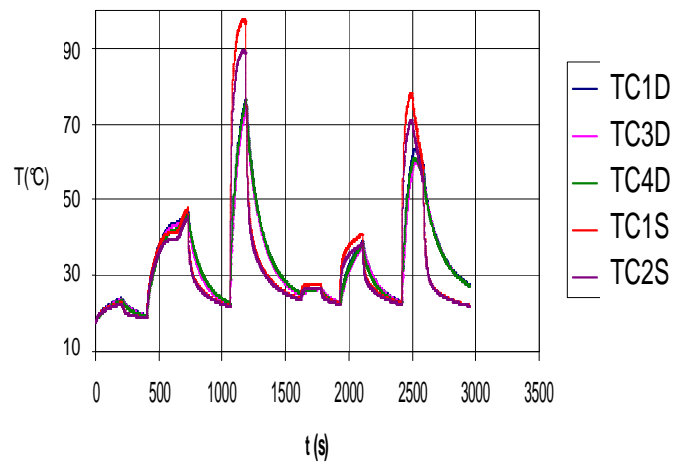


Fig. 4 : Schéma de l'inversion [16]

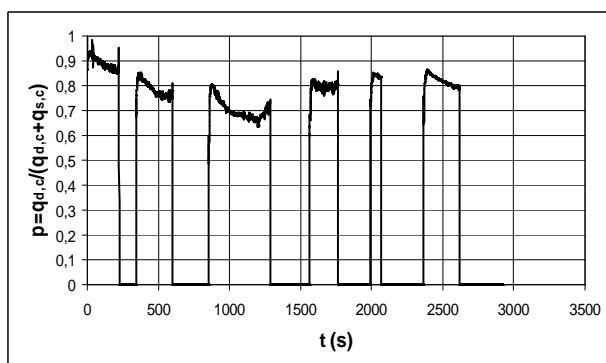


(1^{ère} série d'essais)

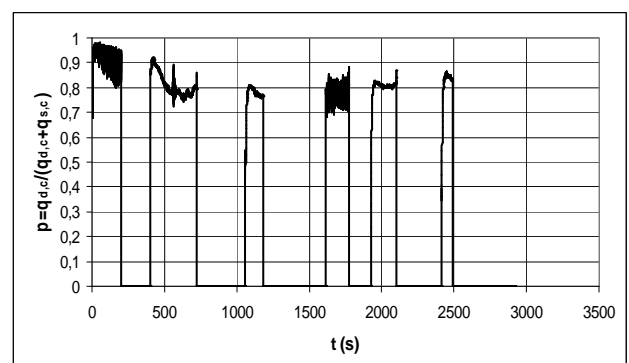


(2^{ème} série d'essais)

Fig.5 : Enregistrements de température dans le disque (TCiD) et dans le secteur (TCiS)



(1^{ère} série d'essais)



(2^{ème} série d'essais)

Fig.6 : Partage de flux surfacique côté disque