

Identification expérimentale des paramètres thermiques de contact dans un dispositif de friction pion-disque.

Najib LARAQI, Nacim ALILAT, Abderrahmane BAÏRI

Université Paris 10, IUT Ville d'Avray, Equipe Thermique - Interfaces - Environnement
1- Chemin Desvallières, 92410 Ville d'Avray

Résumé - Les systèmes de friction sont nombreux et couvrent un large domaine d'applications : l'usinage, le freinage, la mise en forme des matériaux ... La détermination des paramètres thermiques qui prévalent dans un tel contact est une étape incontournable pour la prédiction et l'interprétation du comportement thermomécanique des solides concernés. Des outils théoriques et expérimentaux sont développés dans cet article pour identifier ces paramètres. L'étude s'appuie sur un dispositif de friction pion-disque dans lequel le pion, en bronze, est fixe et le disque, en acier, est animé d'un mouvement de rotation. Le pion est sujet à l'usure dont l'évolution est prise en compte dans la procédure d'identification.

Nomenclature

a	Diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$	λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
h	Coefficient de convection $W.m^{-2}.K^{-1}$	ξ	Variable d'espace adimensionnelle
q	Densité de flux, $W.m^{-2}$	<i>indices</i>	
R	Résistance thermique, $m^2.K.W^{-1}$	c	Contact
S	Surface, m^2	cg	Contact glissant
s	Epaisseur d'usure, m	d	Disque
T	Température, K	p	Pion
t	Temps, s	s	Surface
x	Variable d'espace, m	<i>Exposant</i>	
<i>Symboles grecs</i>		\wedge	Grandeur mesurée
α	Coefficient de partage intrinsèque		

1. Introduction

La température joue un rôle important dans le comportement thermomécanique des dispositifs de friction. Sa mesure directe est délicate à réaliser en raison de la difficulté d'accès aux surfaces frottantes. Son évaluation théorique nécessite une bonne maîtrise des mécanismes thermiques qui s'opèrent au voisinage de l'interface et des paramètres qui les gouvernent. Les champs d'application de la thermique dans les procédés présentant du frottement sont très divers. Ils peuvent relever des domaines de l'usinage, conventionnel ou à grande vitesse, du freinage automobile et ferroviaire, des guidages tels que les roulements et paliers lisses, de la transmission de puissance par obstacle (engrenages) ou par friction (courroies lisses) et beaucoup d'autres systèmes. Au cours de ces dernières décennies, les calculs de température dans de tels systèmes et le développement de dispositifs expérimentaux appropriés ont fait l'objet d'un intérêt scientifique et industriel de plus en plus croissant [1-6]. Les dispositifs de friction sont également sujets aux phénomènes d'usure qui tendent à réduire leur efficacité et leur durée de vie. Le travail présenté dans cet article vise à développer des outils théoriques et expérimentaux destinés en particulier à l'identification des paramètres thermiques de couplage avec prise en compte des phénomènes d'usure. Il s'appuie sur le dispositif

tribologique usuel appelé pion-disque dont le principe (Figure 1) consiste à mettre en frottement axial un disque tournant et un pion fixe placé à une certaine distance (excentricité) du centre du disque.

2. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental, dont le schéma est donné par la Figure 2, est composé : - d'un disque et d'un pion, - d'un transmetteur à mercure, constitué d'une partie tournante (comprenant les fiches destinées à recevoir les thermocouples) et d'une partie fixe sur laquelle sont récupérés les signaux des thermocouples, - d'un ensemble de pièces mécaniques, composées d'un adaptateur (ou accouplement) permettant d'assurer la liaison mécanique entre le disque et la partie tournante du transmetteur à mercure et d'une vis d'assemblage. Cette dernière a été percée pour permettre le passage des thermocouples vers l'arrière du disque, - de thermocouples électro-soudés sur le pion et sur le disque. L'ensemble de ces composants est monté sur un tour d'usinage (Figure 3) : - le disque dans le mandrin, - le pion dans le porte-outil et - le contacteur à mercure dans la poupée mobile. Le disque est réalisé en acier de nuance 35NCD17. Il a un diamètre de 80 mm et une épaisseur de 15,3 mm. Le pion est réalisé en Bronze de nuance CuSn9P. Il a un diamètre de 8 mm et une longueur de 50 mm.

3. Stratégie d'identification des paramètres de contact

Le couplage thermique entre le disque et le pion est celui d'une interface glissante [1] :

$$q_{d,c} = \alpha(q_{d,c} + q_{p,c}) + \frac{(T_{d,c} - T_{p,c})}{R_{cg}} \quad (1)$$

dont les paramètres à identifier sont : α et R_{cg} . Le paramètre α , appelé coefficient de partage intrinsèque, représente la fraction de flux généré par frottement à l'interface côté disque, sa valeur est comprise entre 0 et 1. Le paramètre R_{cg} est la résistance thermique de contact. Les densités de flux, $q_{d,c}$ et $q_{p,c}$, et les températures moyennes, $T_{d,c}$ et $T_{p,c}$, sont celles de la zone de contact (macro-constriction) respectivement côté disque et côté pion.

Ne disposant que d'une seule équation (1) à deux inconnues, α et R_{cg} , l'identification est effectuée en phase transitoire en supposant que ces paramètres restent constants sur un horizon glissant (n_f). Le critère utilisé est celui de la minimisation d'une fonctionnelle par la méthode des moindres carrés par rapport aux deux paramètres :

$$F^n = \sum_{i=n}^{n+nf} [q_{d,c} - \hat{q}_{d,c}]^2 \quad (2)$$

où $q_{d,c}$ est la densité de flux calculée par l'équation (1) et $\hat{q}_{d,c}$ celle mesurée expérimentalement.

Il convient de souligner deux particularités spécifiques au problème étudié ici : (i) les transferts de chaleur dans le disque sont tridimensionnels, (ii) le pion est soumis à l'usure (épaisseur variable).

L'identification des paramètres de contact est réalisée en plusieurs étapes :

1- côté disque :

- On remonte à la température et au flux surfaciques moyens ($\hat{T}_{d,s}$ et $\hat{q}_{d,s}$) côté disque par inversion des mesures de températures effectuées par deux thermocouples placés à une profondeur où la diffusion est monodimensionnelle (soit ici : 12 et 14mm). Cette profondeur a été déterminée au préalable par une modélisation 3D. La zone de transferts 3D est en effet considérablement réduite du fait de la rotation du disque par rapport à la source de chaleur. Le flux moyen entrant dans le disque, $\hat{q}_{d,s}S_d$, est la différence entre le flux entrant par le contact avec le pion, $\hat{q}_{d,c}S_c$, et celui évacué par convection en surface, $h_d(S_d - S_c)(\hat{T}_{d,s} - T_a)$, soit :

$$\hat{q}_{d,s}S_d = \hat{q}_{d,c}S_c - h_d(S_d - S_c)(\hat{T}_{d,s} - T_a) \quad (3)$$

On peut extraire de l'équation (3) la densité de flux entrant par le contact, $\hat{q}_{d,c}$, en prenant pour h_d une valeur calculée à partir des corrélations usuelles de la littérature pour un disque tournant.

- Nous avons établi une solution analytique tridimensionnelle $T(r, \theta, z)$ pour le disque [7-8] à partir des transformées intégrales FFT et Hankel finies. Les conditions aux limites sont identiques à celles de l'expérimentation. Cette solution nous a permis de déduire la résistance thermique de macro-constriction du disque sous la forme :

$$R_d = (\hat{T}_{d,c} - T_a) / (\hat{q}_{d,c}S_c) \quad (4)$$

Connaissant $\hat{q}_{d,c}$ et R_d , on déduit la température moyenne de contact côté disque, $\hat{T}_{d,c}$.

2- côté pion :

Le pion étant en contact sur l'intégralité de sa surface, on peut admettre que les transferts y sont monodimensionnels. En revanche, son épaisseur varie au cours du temps (Figure 4).

On fige la surface de contact en procédant à un changement de référentiel tel que :

$$\xi = \frac{x - s^t}{x_j - s^t} \quad (5)$$

Dans la relation (5) s^t est l'épaisseur de la matière usée et x_j est la position initiale du thermocouple utilisé pour l'inversion. De ce fait, lorsque $x=s$, on aura $\xi=0$ (position de la face frottante) et lorsque $x=x_j$, on aura $\xi=1$ (position du thermocouple d'inversion). La nouvelle variable d'espace ξ sera comprise entre 0 et 1 ce, quel que soit le temps. La face frottante sera figée sur le premier nœud. Le changement de repère donné par la relation (5) entraîne une modification des équations physiques. L'équation de la diffusion dans le repère (ξ, t) devient alors :

$$\frac{1}{(x_j - s)^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \xi^2} - \frac{1 - \xi}{x_j - s} \frac{ds}{dt} \frac{\partial T}{\partial \xi} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6)$$

La mise en œuvre de cette équation nécessite la connaissance de s^t (l'usure) et de ds/dt (le taux d'usure). Ces deux quantités constituent des données du problème. La position de l'interface, côté pion, s^t , est mesurée à l'aide d'un comparateur placé à l'arrière du pion. Le taux d'usure, ds/dt , est déterminé par dérivation numérique de s^t .

L'inversion des mesures dans le pion se fera ensuite avec la nouvelle équation (6) qui demeure monodimensionnelle transitoire. On déduit $\hat{q}_{p,c}$ et $\hat{T}_{p,c}$ à l'aide d'une méthode retour vers la surface [9].

Nous avons ainsi, à chaque instant, les valeurs de $\hat{q}_{d,c}$, $\hat{T}_{d,c}$, $\hat{q}_{p,c}$ et $\hat{T}_{p,c}$, nécessaires à la mise en œuvre de la procédure d'identification des paramètres à partir des équations (1) et (2).

4. Résultats

Nous présentons les résultats de l'identification associés à deux scénarios expérimentaux différents dont les caractéristiques sont récapitulées dans le Tableau 1. Les mesures de températures et du taux d'usure du pion ont été effectuées au cours des essais. Chaque essai a été répété 3 ou 4 fois. Les résultats ont été sensiblement reproductibles. Nous présentons ici les valeurs moyennes obtenues pour l'ensemble des essais. Les propriétés thermophysiques des matériaux utilisés sont regroupées dans le Tableau 2

	Nbre d'essais	Vitesse (rd/s)	Charge (N)	$h_d (W.m^{-2}.K^{-1})$
Expérience 1	4	500	20	13
Expérience 2	3	1500	40	22

Matériau	$\lambda (W/m.K)$	$a (m^2/s)$
Acier : 35NCD17	50	$1,5 \cdot 10^{-5}$
Bronze : Cu SnN 9P	110	$3 \cdot 10^{-5}$

Les paramètres sont identifiés à partir des mesures brutes de températures. Le pas de temps numérique est celui de la fréquence des mesures expérimentales, soit $0,5 s$. Le nombre de températures futures (n_f , horizon glissant) est pris égal à 20. Des essais numériques ont montré que la qualité de l'estimation restait sensiblement identique pour une large gamme de valeurs de n_f . Le choix de la valeur 20 permet de disposer d'un nombre suffisant de points pour établir des lois d'évolutions des paramètres à identifier. Les résultats de l'identification sont reportés sur la figure 5 pour le coefficient de partage intrinsèque α et sur la Figure 6 pour la résistance thermique de contact R_{cg} . Le paramètre α semble se maintenir à une valeur constante durant chacune des expériences et prend des valeurs comprises entre 0,8 et 0,95. La résistance de contact R_{cg} identifiée pour les deux expériences est comprise entre $6 \cdot 10^{-4}$ et $8 \cdot 10^{-4} m^2.K/W$. Ces valeurs sont cohérentes au plan physique, mais elles ne permettent dans leur état actuel de conclure quant à la tendance en fonction de la charge et de la vitesse. Les quelques variations observables sur ces courbes, notamment en terme de résistance thermique de contact, peuvent provenir des phénomènes d'accumulation puis éjection des débris issus de l'usure et/ou de l'évolution de l'état de surface. Les variations brusques apparentes en fin de l'expérience 2 ne sont pas physiques, elles résultent davantage d'erreurs numériques liées à l'utilisation de mesures futures prise après l'arrêt de cette expérience.

5. Conclusion

Nous avons développé dans cet article une étude destinée à l'identification des paramètres thermique de contact d'un dispositif de friction pion-disque. Pour atteindre cet objectif, nous

avons élaboré une solution analytique 3D, une modélisation numérique inverse (à frontière mobile) et des expérimentations. Les résultats obtenus ont permis d'une part de valider le modèle de couplage thermique associé aux contacts glissants/roulants et d'autre part de disposer de valeurs numériques de ces paramètres de couplage. Il faut souligner que ces valeurs sont des moyennes, sujettes à des incertitudes de mesures et de calculs, dont il convient d'établir le segment de confiance. Nous poursuivons ce travail pour mettre en évidence l'influence : du couple de matériaux en friction, du chargement et de la vitesse de glissement sur l'évolution des paramètres thermiques de contact.

Références

- [1] Bardon, J.P., Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif, *Revue Générale de Thermique Fr.*, (386) : pp. 86-91, (1994).
- [2] Laraqi, N., Velocity and relative contact size effect on the thermal constriction resistance in sliding solids, *ASME Journal of Heat Transfer*, 119 (1997), pp. 173-177.
- [3] Chantrenne, P., Détermination des paramètres d'un modèle thermique du contact glissant. Application aux roulements en ambiance cryogénique, Thèse de Doctorat de l'Université de Lyon, INSA-Lyon, France, (1995).
- [4] Bourouga, B., Briot, J.M., Bardon, J.P., 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 Thermal Sciences*, 40 (2001) 622 - 637.
- [5] Bauzin, J.G., Identification Expérimentale des Paramètres Thermiques dans le Contact entre Deux Solides en Frottement Sec, Thèse de Doctorat de l'Université de Paris 10 (2003).
- [6] Raynaud, M., Bransier, J., Estimation of Friction Heat Partition at Sliding Contact Using an Inverse Method, 9th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3, pp. 151-156, Jerusalem, (1990).
- [7] Alilat, N., Baïri, A., Laraqi, N., Three-dimensional calculation of temperature in a rotating disk subjected to an eccentric circular heat source and surface cooling, *Numerical Heat Transfer*, 46 (2004), pp. 167-180
- [8] Alilat, N., Etude numérique et expérimentale du comportement thermique d'un dispositif de friction pion-disque soumis à l'usure, Thèse de Doctorat de l'Université de Paris 10 (2004).
- [9] Raynaud, M., Bransier, J., Experimental Validation of New Space Marching Finite Difference Algorithm for Heat Conduction Problem, *Proc. of Eight Int. Heat Transfer Conf.*, San Francisco, (1986).

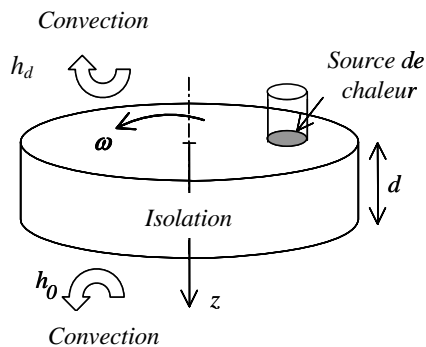


Figure 1 – Modèle simplifié du dispositif de friction pion-disque.

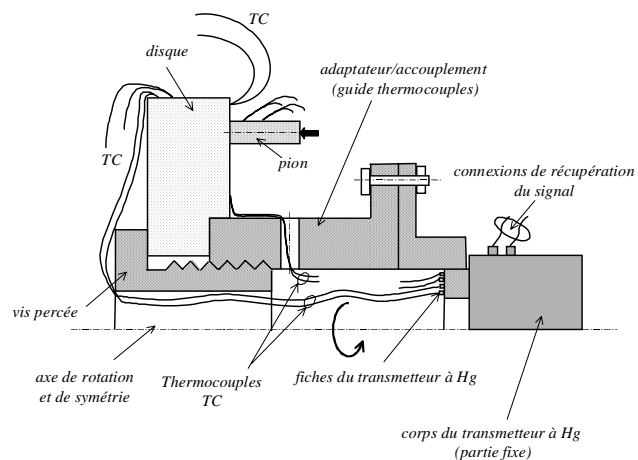


Figure 2– Schéma du dispositif expérimental et de son instrumentation

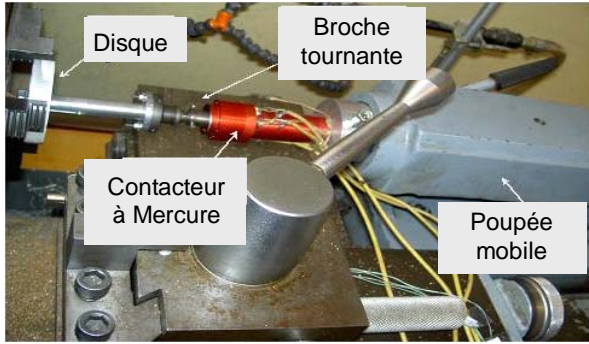


Figure 3 : Vue du montage expérimental

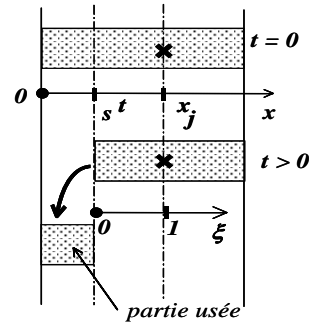
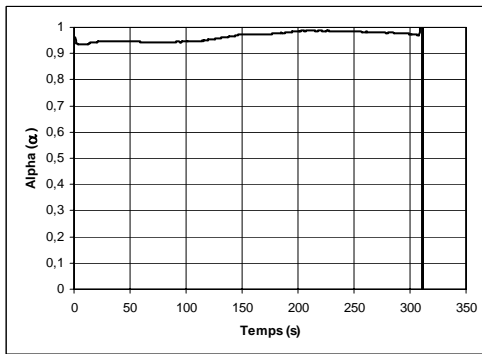
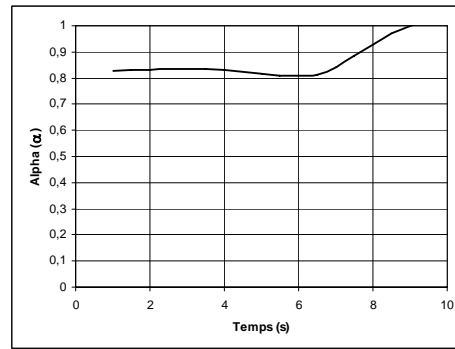


Figure 4 : Schéma de principe de changement de référentiel pour le pion

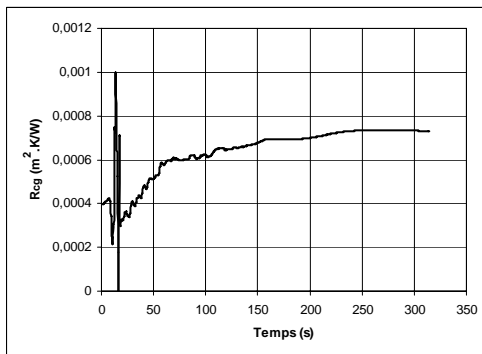


Expérience 1

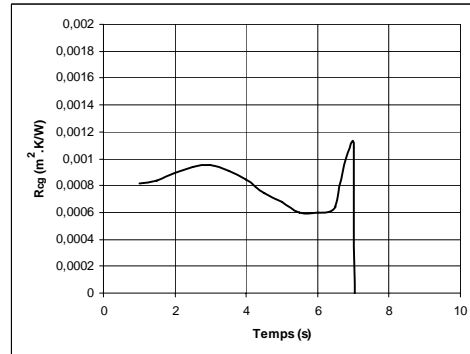


Expérience 2

Figure 5 : Le paramètre α identifié



Expérience 1



Expérience 2

Figure 6 : Le paramètre R_{cg} identifié