

# Identification des paramètres thermiques de contact glissant : deux dispositifs expérimentaux dédiés.

Nacim ALILAT, Jean-Gabriel BAUZIN, Najib LARAQI\*, Abderrahmane BAÏRI

Université Paris 10, Laboratoire TIE, IUT Ville d'Avray, Département GTE  
50 rue de Sèvres, 92410 Ville d'Avray France  
\*auteur correspondant : [nlaraqi@u-paris10.fr](mailto:nlaraqi@u-paris10.fr)

**Résumé** – On présente dans cette étude des expérimentations destinées à la validation d'un modèle thermique de contact glissant et à la détermination des paramètres qui le gouvernent. Ces expérimentations s'appuient sur deux dispositifs dédiés, distincts. Le premier est formé de deux cylindres creux de mêmes diamètres mis en contact frottant axial. Le second est constitué d'un pion cylindrique de petit diamètre en appui excentré sur un disque tournant. Pour ces deux expériences, les solides fixes et mobiles sont pourvus d'une instrumentation thermique fine. Un transmetteur à mercure est utilisé pour la mesure de température dans les pièces tournantes. Des outils analytiques et numériques (directs et inverses) sont mis à profit pour compléter les expérimentations dans le but d'assurer l'identification de ces paramètres. Les résultats obtenus s'avèrent probants ; ils ont permis l'estimation des paramètres avec une très bonne reproductibilité. On présente, ces deux expériences, la stratégie développée pour de l'identification et les résultats expérimentaux obtenus.

## Nomenclature

$a$	Diffusivité thermique, $m^2s^{-1}$	$\varphi$	Flux de chaleur surfacique, $W / m^2$
$h$	Conductance thermique, $W / m^2K$	<b>Exposants/Indices</b>	
$M$	nombre de pas de temps	$1, 2$	Eprouvette 1 ou 2
$N$	Nombre de points de mesures	$a$	Ambiante
$T$	Température, $K$	$c$	Contact
$T1, T2, \dots$	Thermocouples	$cg$	Contact glissant
$R$	Résistance thermique, $m^2K / W$	$d$	Disque
$S$	Surface, $m^2$	$g$	Généré
$X_T$	Position des thermocouples, $m$	$i$	Discretisation spatiale
<b>Symboles grecs</b>		$j$	
$\alpha$	Coefficient de partage local (intrinsèque) du flux généré	$p$	Paramètre ( $\alpha, R_{cg}, \varphi_g, h_{cg}$ ), ou, Pion
$\beta$	Vecteur des paramètres	$s$	Surface
$\lambda$	Conductivité thermique, $Wm^{-1}K^{-1}$	$-$	Moyenne
$\sigma$	Ecart type de mesures	$\%$	Mesuré
$\Phi$	Flux, $W$		

# 1. Introduction

Les transferts de chaleur au voisinage d'une interface en présence de frottement sont déterminants dans le comportement thermomécanique des matériaux. Les applications concernées par cette problématique sont nombreuses : freinage automobile et ferroviaire, la transmission de puissance par engrenages, les organes de guidage tels que les roulements, l'usinage usuel ou grande vitesse, la mise en forme des matériaux par laminage, forgeage, etc. On conçoit donc tout l'intérêt de maîtriser les phénomènes interfaciaux mis en jeu dans ces situations. Si les travaux consacrés aux aspects mécaniques (ou tribologiques) du frottement sont nombreux, ils le demeurent nettement moins pour les aspects thermiques. On peut citer pour ces derniers quelques références [1-9].

Le couplage thermique à l'interface de deux solides en frottement est donné par Bardon [1]:

$$\varphi_1 = \alpha\varphi_g + h_{cg}(T_{2,c} - T_{1,c}) \text{ et } \varphi_2 = \varphi_g - \varphi_1 \quad (1)$$

Les paramètres macroscopiques à déterminer sont :  $\alpha$ , coefficient de partage intrinsèque et  $h_{cg}$ , conductance de contact glissant.

Nous présentons dans cet article les résultats issus de deux expérimentations différentes destinées à la validation du modèle (1) et à la caractérisation des paramètres  $\alpha$  et  $h_{cg}$  (ou  $R_{cg}$ ).

## 2. Dispositif 1

### 2.1 Description du dispositif 1

Le dispositif expérimental représenté sur la Figure 1 est constitué de deux cylindres creux dont l'épaisseur est petite devant le rayon moyen et dont les surfaces radiales sont isolées. Ceci permet d'assurer un transfert de chaleur unidirectionnel, plus favorable à l'identification des paramètres de couplage thermique. La Figure 2 représente le montage des deux éprouvettes.

La détermination de la résistance de contact nécessite un gradient thermique à l'interface. Pour générer ce gradient, indépendamment de celui issu du flux généré par frottement, un élément chauffant est placé sur la face supérieure de l'un des échantillons (ici sur l'éprouvette mobile). L'éprouvette tournante est entraînée par un moteur électrique dont la vitesse de rotation est contrôlée. L'éprouvette fixe est montée sur un double joint cardan de façon à assurer la meilleure uniformité du contact entre les deux solides. Le chargement axial est transmis à cette éprouvette via ce cardan. Les températures sont mesurées à différentes hauteurs des éprouvettes par des thermocouples de type K de 100  $\mu\text{m}$  de diamètre. Ces thermocouples sont directement soudés sur la surface latérale externe des éprouvettes. Le signal des thermocouples de l'éprouvette mobile est transmis par l'intermédiaire d'un contacteur à mercure 8 voies. Nous nous sommes assurés que le contacteur à mercure n'introduit pas de biais sur les mesures en dynamique.

Les caractéristiques thermiques des matériaux utilisés dans les calculs d'identification sont données dans le Tableau 1.

Tableau 1 : Caractéristiques thermiques des matériaux

$\lambda_{\text{bronze}}$ [W/m K]	$\lambda_{\text{acier}}$ [W/m K]	$a_{\text{bronze}}$ [m <sup>2</sup> /s]	$a_{\text{acier}}$ [m <sup>2</sup> /s]
110	50	$3 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$

## 2.2 Procédure d'estimation des paramètres – Dispositif 1

L'estimation des paramètres est réalisée par minimisation des moindres carrés de la différence entre les températures calculées et les températures mesurées. La fonctionnelle à minimiser est donnée par l'équation suivante :

$$F_{NM} = J(\beta) = \sum_{i=1}^{i=N} \sum_{j=1}^{j=M} (T_i^j - \tilde{T}_i^j)^2 \quad (2)$$

Où  $\tilde{T}_i^j$  représente la mesure de température à l'instant  $t_j$  et à l'abscisse  $x_i$ , et  $T_i^j$  représente la température calculée au même instant et à la même position à partir des paramètres thermiques de contact à identifier. Le vecteur paramètre est alors :

$$\beta = \begin{bmatrix} \alpha \\ h_{cg} \\ \varphi_g \end{bmatrix} \quad (3)$$

$h_{cg}$  est la conductance de contact glissant, soit l'inverse de la résistance de contact glissant  $R_{cg}$ . Le système d'équations obtenu par la relation (2) est non linéaire par rapport aux paramètres  $\alpha$ ,  $h_{cg}$  et  $\varphi_g$ . Afin de résoudre ce système, un algorithme itératif de Gauss Newton est utilisé. La linéarisation du système est obtenue par un développement de Taylor au premier ordre. La faisabilité de l'identification a été montrée par une étude numérique [10].

## 2.3 Résultats expérimentaux-Dispositif 1

Les mesures sont effectuées sur le banc d'essai. Les relevés des positions  $X_T$  de quatre thermocouples ( $N=2$ ) implantés directement sur les cylindres sont donnés dans le Tableau 2. Les données des thermocouples les plus éloignés (T8 et T2) de la surface de contact servent de condition limites.

Tableau 2 : Positions des thermocouples

	T8	T7	T3	T2
$X_T [m]$	0,0321	0,0384	0,0452	0,0510

Les résultats obtenus sont regroupés dans le Tableau 3. On peut noter que les différentes estimations des paramètres thermiques du contact glissant donnent des résultats semblables pour les neuf essais effectués dans des conditions similaires. La reproductibilité des estimations est très satisfaisante compte tenue de la complexité de mise en œuvre du système.

Tableau 3 : Résultats expérimentaux-Dispositif 1

Essais	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\overline{\beta_p}$	$\sigma_p$	$\frac{\sigma_p}{\overline{\beta_p}}$
$\alpha$	0,60	0,61	0,55	0,53	0,58	0,54	0,48	0,53	0,46	<b>0,54</b>	<b>0,051</b>	<b>9%</b>
$R_{cg} * 10^4$	2,26	2,86	3,31	2,59	1,98	3,61	3,02	2,63	2,35	<b>2,73</b>	<b>0,521</b>	<b>19%</b>
$\varphi_g * 10^3$	10,7	10,2	10,1	10,7	12,7	7,9	8,8	9,2	9,5	<b>10,1</b>	<b>1,4</b>	<b>14%</b>

## 3. Dispositif 2

### 3.1 Description du dispositif 2

Le second dispositif est constitué d'un pion cylindrique, fixe, en contact axial - excentré - avec un disque tournant (Figure 3). L'ensemble est monté sur un tour d'usinage (Figure 4). Le disque est fixé dans le mandrin du tour, qui lui communique le mouvement de rotation, tandis que le pion est fixé dans le porte outil. Le chargement du contact est réalisé à l'aide de poids accroché à la manivelle du porte outil. Les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples de type K de diamètre 100  $\mu\text{m}$ , électro-soudés sur les échantillons. Le pion étant fixe, les thermocouples mesurant sa température sont reliés directement à la chaîne de mesure. Les thermocouples installés dans le disque, tournant, sont reliés à la partie tournante d'un transmetteur à mercure. Le signal est récupéré sur sa partie fixe. Le transmetteur à mercure est monté dans la poupée mobile du tour.

### 3.2 Procédure d'estimation des paramètres – Dispositif 2

La configuration du dispositif 2 est plus complexe en raison du caractère tridimensionnel des transferts de chaleur dans le disque. Pour pallier cette difficulté, nous avons développé une stratégie d'identification basée sur le principe suivant :

(i) les thermocouples sont installés dans le disque en dehors de la zone de macro-constriction due à la présence du pion. L'inversion de mesures est alors effectuée en 1D, ce qui permet d'estimer le flux surfacique total  $\Phi_{s,d}$  entrant réellement dans le disque et la température surfacique moyenne du disque,  $T_{s,d}$ . Ce flux résulte de la différence entre le flux entrant par le contact avec le pion,  $\Phi_{c,d}$ , et celui évacué par convection  $\Phi_{d,cv} = h_d(S_d - S_c)(T_{s,d} - T_a)$ . Le coefficient d'échange par convection est déterminé par des corrélations appropriées. Nous avons pu noter que son influence sur les résultats était négligeable. On déduit alors l'expression de la densité de flux entrant dans le disque au niveau du contact avec le pion :

$$\varphi_{c,d} = \varphi_{s,d} (S_d / S_c) + h_d[(S_d - S_c) / S_c](T_{s,d} - T_a) \quad (4)$$

Les mesures de températures dans le pion permettent d'estimer par inversion 1D ses température et densité de flux surfaciques :  $T_{c,p}$  et  $\varphi_{c,p}$ .

(ii) La température de l'aire de contact du disque  $T_{c,d}$  n'est pas accessible par les mesures. Nous l'avons évaluée par voie analytique. Un modèle analytique 3D associé à un disque tournant soumis à une source de chaleur circulaire, excentré a été développé à cette fin [8]. Il nous a permis de déduire la résistance thermique totale du disque  $R_d$  (qui comprend entre autres celle de la macro-constriction) en fonction de la vitesse de rotation, des propriétés thermiques, des dimensions et des conditions d'échange. En disposant de  $R_d$ , on déduit  $T_{c,d} = R_d \varphi_{c,d}$ .

(iii) Connaissant à présent  $T_{c,d}$  et  $\varphi_{c,d}$ , ainsi que  $T_{c,p}$  et  $\varphi_{c,p}$ , on met en œuvre l'équation de couplage (1) pour estimer les paramètres thermiques de contact  $\alpha$  et  $R_{cg}$ . La procédure d'estimation est effectuée en phase transitoire par la minimisation de la fonctionnelle :

$$F^n(\alpha^n, R_{cg}^n) = \sum_{j=n}^{j=n+NTF} (\varphi_{c,d}^j - \tilde{\varphi}_{c,d}^j)^2 \quad (2)$$

où  $\varphi_{c,d}^j$  est le flux calculé par la relation (1) et  $\varphi_{c,d}^m$  celui déterminé par inversion des mesures (mesuré). L'identification est effectuée sur un horizon glissant pour lequel le nombre de températures futures  $NTF$  a été fixé à 20. La valeur de ce paramètre a peu d'influence sur les résultats.

### 3.3 Résultats expérimentaux-Dispositif 2

Les essais ont été réalisés avec un pion en bronze et un disque en acier. Les caractéristiques des deux éléments sont regroupées dans le Tableau 4. Deux types d'essais ont été réalisés. Les premiers avec de faibles charges et vitesses et les seconds avec de fortes charges et vitesses. Les résultats de l'identification issus des mesures brutes de température dans les échantillons (sans aucun filtrage) sont présentés sur le Tableau 5. Ces résultats sont les moyennes de plusieurs essais. On peut noter que la valeur du paramètre  $\alpha$  reste voisine de 0.9 et celle de  $R_{cg}$  de  $7$  à  $8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ . Nous n'avons pas relevé une influence sensible de la charge et de la vitesse sur les valeurs des deux paramètres.

Tableau 4 : Caractéristiques du pion et du disque

Matériau	$\lambda$ (W/m.K)	$a$ (m <sup>2</sup> /s)	diamètre (m)	longueur (m)
Acier	50	$1.5 \cdot 10^{-5}$	0.08	0.015
Bronze	110	$3 \cdot 10^{-5}$	0.008	0.03

Tableau 5 : Résultats de l'identification- dispositif pion-disque

Essais	$\alpha$	$R_{cg}$ (m <sup>2</sup> .K/W)
Faibles charges et vitesses	0.95	$7 \cdot 10^{-4}$
Fortes charges et vitesses	0.83	$8 \cdot 10^{-4}$

## 4. Conclusions

Les deux dispositifs expérimentaux -distincts- présentés dans cette étude ont permis d'estimer à l'aide de techniques d'identifications différentes les deux paramètres thermiques de contact glissant. La reproductibilité des résultats permet de valider le modèle à 2 paramètres, proposé par Bardon [1], pour modéliser les transferts de chaleur au voisinage d'une interface glissante. Les valeurs déterminées pour  $\alpha$  et  $R_{cg}$  sont cohérentes au plan physique.

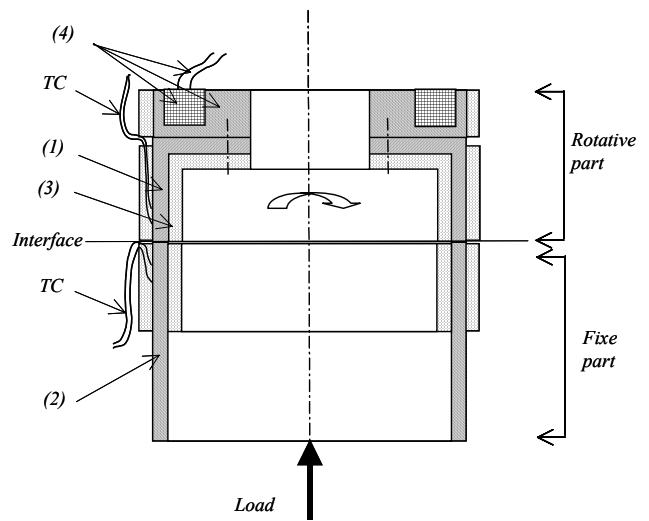
## Références

- [1] J.P. Bardon, 1994, Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif, *Revue Générale de Thermique* Fr. 386, 86–91.
- [2] N. Laraqi, 1992, Température de contact et coefficient de partage de flux généré par frottement sec entre deux solides. Approche nouvelle de la génération de flux, *Int. J. Heat Mass Transfer* 35, 3131-3139.
- [3] P.Chantrenne, 1995, Détermination des paramètres d'un modèle thermique de contact sec glissant. Application aux roulements en ambiance cryogénique, *Thèse de Doctorat de l'INSA de Lyon*
- [4] J-G.Bauzin, N.Laraqi, 2002, Experimental determination of the thermal contact resistance and the local heat partition coefficient at the interface of two solids in dry friction, *proceeding of 12<sup>th</sup> IHTC, Grenoble*, 27-32
- [5] J-G.Bauzin 2003, Identification expérimentale des paramètres thermiques dans le contact entre deux solides en frottement sec, *Thèse de Doctorat de l'Université Paris X (2003)*.

- [6] B.Bourouga, J.M.Briot, J.P.Bardon, 2001, Influence de la vitesse et de la charge sur la conductance thermique de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux, *International Journal of Thermal Science* 40, 622-637
- [7] A.Alilat, 2004, Etude numérique et expérimentale du comportement thermique d'un dispositif de friction pion–disque soumis à l'usure, *Thèse de Doctorat de l'Université paris 10, Laboratoire TIE, 09 décembre 2004.*
- [8] A.Alilat, A.Bairi, N.Laraqi, 2004, Three-dimensional calculation of temperature in a rotating disk subjected to an eccentric circular heat source and surface cooling, *Numerical Heat Transfer, Part A, (46) 2, 167-180*
- [9] T.Bouache, N. Laraqi, A. Baïri, 2006, Identification expérimentale des paramètres de contact dans un dispositif de frein à disque, *Congrès SFT06, Ed. Elsevier, île de Ré, juin 2007.*
- [10] J-G.Bauzin, N.Laraqi, 2004, Simultaneous estimation of frictional heat and two thermal contact parameters for sliding contacts, *Numerical Heat Transfer, Part A, (45), 313–328.*



Fig. 1 : Montage expérimental – Dispositif 1



1 : éprouvette tournante, 2 : éprouvette fixe, 3 : enveloppe en Téflon, 4 : élément chauffant, TC : thermocouples.

Fig. 2 : Schéma des éprouvettes– Dispositif 1

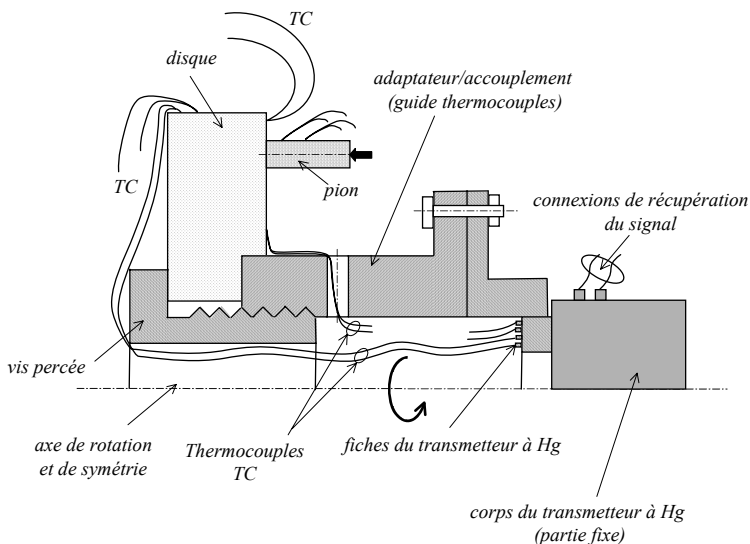


Fig. 3 : Schéma du dispositif 2

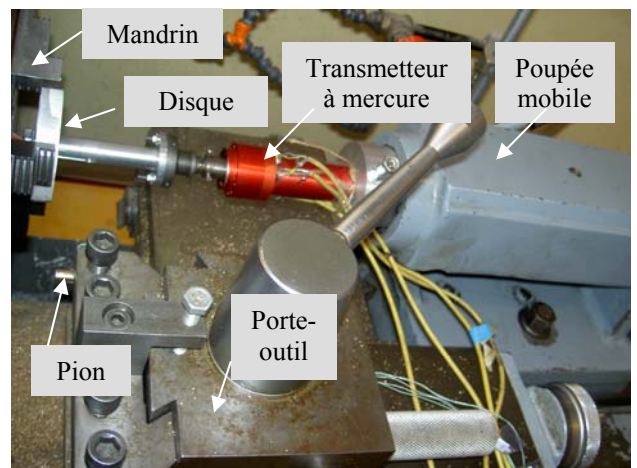


Fig. 4 : Photo d'ensemble du dispositif 2