

# Étude thermique du contact glissant pion-disque en situation de freinage automobile

Damien MERESSE<sup>1,2\*</sup>, Monica SIROUX<sup>1,2</sup>, Souad HARMAND<sup>1,2</sup>, Michel WATREMEZ<sup>1,2</sup>, Laurent DUBAR<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup> Univ Lille Nord de France, F-59000 Lille, France

<sup>2</sup> UVHC, TEMPO, F-59313 Valenciennes, France

\* (auteur correspondant : damien.meresse@univ-valenciennes.fr)

**Résumé** – Cette étude s’inscrit dans la compréhension des phénomènes locaux intervenant lors du frottement entre un disque et un pion organique en situation de freinage automobile. Une méthode inverse de spécification de fonction est mise en place pour une configuration 1D, permettant de remonter aux températures et flux de chaleur générés à l’interface pion-disque. Les premiers résultats expérimentaux obtenus sur un banc grande vitesse sont présentés.

## Nomenclature

$a$	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$	$z$	épaisseur, m
$c_p$	capacité thermique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	Symboles grecs	
$h$	coefficient de convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$\alpha$	coefficient de partage
$k$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$	$\zeta$	effusivité thermique, $W.s^{1/2}.m^{-2}.K^{-1}$
$M$	nombre de flux inconnus	$\varphi$	densité de flux thermique, $W.m^{-2}$
$ntf$	nombre de temps futurs	$\mu$	coefficient de frottement
$P$	pression de contact, $N.m^{-2}$	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$r$	distance radiale, m	$\theta$	angle de frottement, rad
$\Delta r$	variation infinitésimale de $r$	$\omega$	vitesse de rotation, $rad.s^{-1}$
$T$	température calculée, K	Indices	
$t$	temps, s	$d$	disque
$X$	coefficient de sensibilité	$p$	pion
$Y$	température mesurée, K	$i$	position du thermocouple

## 1. Introduction

En freinage automobile, disque et garniture sont soumis à des freinages successifs ou à des freinages d’urgence qui engendrent une accumulation de la chaleur dans ces composants et une température élevée dans la zone de contact. Les sollicitations thermomécaniques importantes sont responsables de la dégradation des performances de friction notamment par l’effet de fading caractérisé par une chute du coefficient de frottement  $\mu$  et une augmentation de l’usure. Ainsi la connaissance de la température d’interface pion-disque est déterminante pour l’étude tribologique de matériaux en contact glissant.

Plusieurs auteurs ont étudié le transfert de chaleur entre disque et garniture lors d’un contact glissant. Laraqi et al. [1] ont présenté un modèle analytique 3D permettant de mettre en évidence les gradients thermiques à la surface d’un disque en régime établi. Anderson et al. [2] ont relevé avec une caméra thermique les différents types de zones chaudes apparaissant sur le disque : aspérité, point chaud macroscopique et bande chaude couvrant le tour sur une partie radiale. Les méthodes inverses de conduction de la chaleur ont été appliquées par plusieurs auteurs pour l’étude du contact glissant afin de déterminer la température dans les zones non accessibles par instrumentation. Bouache [3] a récemment étudié le coefficient de

partage et la résistance thermique de contact en utilisant les flux calculés par méthode inverse. Il a également évalué la possibilité de déterminer la répartition des flux de chaleur entrant pour une configuration à 2 dimensions. Bourouga et al. [4] a proposé un modèle de prédiction de résistance thermique pour les contacts glissants appliqué au cas de l'usinage.

L'objectif de ce travail consiste à déterminer la répartition des flux thermiques par méthode inverse ainsi que les champs de température pour des conditions de freinage automobile. La méthode de spécification de fonction a été implémentée pour une configuration monodimensionnelle. Les premiers résultats expérimentaux obtenus sur un banc de freinage sont présentés et montrent la possibilité de déterminer les flux thermiques dus à la dissipation de chaleur à l'interface pion-disque.

## 2. Dispositif expérimental

### 2.1. Descriptif du banc d'essai

Les essais sont menés sur une machine d'usinage grande vitesse MT1. Le disque est monté sur une broche d'usinage HSK63. Celle-ci peut atteindre une vitesse de rotation maximale de 15000 tr/min. La broche se déplace le long de son axe de rotation pour mettre un pion en compression.

### 2.2. Couple d'éléments frottants

Le disque a un diamètre de 115 mm et une épaisseur de 15 mm. Il est en acier non allié moyen carbone XC38 et est recouvert d'une peinture noire d'émissivité connue. Le diamètre du pion est de 24 mm ; il est constitué de résine phénolique pure, constituant du réseau matriciel d'une garniture de frein. Le rayon moyen de frottement du disque est de 44 mm. Les dimensions ont été choisies de manière à respecter les similitudes des surfaces [5]. La conductivité des matériaux a été déterminée par mesure à l'état stationnaire sur l'appareil Unitherm 2021 et la capacité thermique par micro-calorimétrie sur l'appareil Setaram C80. Les paramètres thermiques variant peu sur une gamme de température allant de 20 à 400°C, ils sont pris constants pour notre étude ; la température maximale calculée à la surface du pion étant de 400°C, cette hypothèse semble bien adaptée au cas étudié.

	$k$ $W.m^{-1}.K^{-1}$	$c_p$ $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$\rho$ $kg.m^{-3}$	$\xi$ $W.s^{1/2}.m^{-2}.K^{-1}$
Disque	44	460	7800	$1.26*10^4$
Pion	0,5	1000	1450	$8.51*10^2$

Tableau 1 : Propriétés thermiques du disque et du pion

### 2.3. Instrumentation

Le pion est rigidement monté sur un capteur d'effort piézoélectrique 3D KISTLER de manière à déterminer la pression de contact et le coefficient de frottement global du système (figure1). Un thermocouple K est inséré dans un perçage de 0.5 mm de diamètre, à 1 mm sous la surface frottante côté pion et dans une pâte de conductivité proche de celle de la résine. Le diamètre des fils de Chromel et Alumel est de 100  $\mu$ m. Ce choix technologique est justifié par les faibles gradients thermiques dans le pion.

Un pyromètre monochromatique IMPAC 320 mesure la température du disque sur une gamme de 50 à 1150 °C. La température est mesurée sous la bande frottante où la peinture n'est pas sollicitée dans le frottement. L'ensemble des mesures est réalisé pour une fréquence

d'acquisition de 100 Hz. Les valeurs données par le pyromètre sont corrigées par le facteur émissif déterminé dans [6].

### 3. Modélisation du système pion-disque

#### 3.1. Cas du pion

La modélisation du pion est monodimensionnelle. Le flux est estimé sur la face en contact avec le disque  $z = 0$ . La face opposée du plot est considérée isolée thermiquement ; un calcul direct a été mené pour un flux imposé sur la face  $z = 0$  et l'onde thermique n'a pas le temps de se propager jusqu'à l'extrémité opposée du plot pour les temps de freinage considérés. L'équation de la chaleur et les conditions aux limites sont données par :

$$\frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (1)$$

$$-k \left. \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \right|_{z=0} = \varphi_p(t) \quad (2)$$

$$-k \left. \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \right|_{z=e_p} = 0 \quad (3)$$

La méthode de spécification de fonction proposée par Beck [7] est utilisée pour déterminer le flux thermique dissipé par frottement et entrant dans le pion. Elle est basée sur l'estimation *a priori* du flux surfacique entrant pour  $ntf$  pas de temps suivant l'instant  $n$ , la densité de flux  $\varphi^n$  étant connue. Le flux est supposé constant à ces  $ntf$  pas de temps suivants ( $n+1 \rightarrow n+ntf$ ). La variation du flux à l'instant  $n+1$  est calculée en minimisant la fonctionnelle  $J$  (4), correspondant à l'écart quadratique entre la température mesurée par un thermocouple au sein du solide et la température calculée à partir de l'hypothèse de flux constant :

$$J = \sum_{j=1}^{ntf} (Y_i^{n+j} - T_i^{n+j} (\varphi_p^{n+1} + \dots + \varphi_p^{n+ntf}))^2 \quad (4)$$

La variation du flux thermique (5) est obtenue à chaque itération grâce au coefficient de sensibilité (6) représentant la variation de la température au niveau du thermocouple pour une variation élémentaire du flux thermique :

$$\Delta \varphi_p = \frac{\sum_{j=1}^{ntf} (Y_i^{n+j} - T_i^{n+j} (\varphi_p^n)) * X_i^{n+j}}{\sum_{j=1}^r (X_i^{n+j})^2} \quad (5)$$

$$X_i^{n+j} = \frac{\partial T_i^{n+j}}{\partial \varphi_p^{n+1}} \quad (6)$$

#### 3.2. Cas du disque

Le champ de température dans le disque est estimé par calcul direct pour un modèle axisymétrique transitoire ( $\theta, r, z$ ). Le disque est discrétisé en différences finies selon  $r$  et  $z$ . Le flux imposé est fonction du coefficient de partage entre pion et disque calculée à partir des effusivités des matériaux en contact glissant ( $\alpha = 0,94$ ) et de la répartition radiale du flux fonction de la longueur de glissement radiale (figure 4). Le flux est nul sur la zone non frottée

( $r < 32$  mm). Les conditions sur les autres faces sont données par (8). En première approximation, le disque est considéré isolé ; le refroidissement par convection et rayonnement est négligé étant donné le faible échauffement dans le cadre de nos essais. Le flux de chaleur perdu est estimé à 3%.

$$\begin{cases} \varphi(r, z=0) = \varphi_p * \left(\frac{\alpha}{1-\alpha}\right) * \left(\frac{r}{R_{moy}}\right) * \left(\frac{2\theta(r)}{2\pi}\right) [contact] \\ \varphi(r, z=0) = 0 [hors.contact] \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \varphi(r, z = e_d) = 0 \\ \varphi(r = R_{ext}) = 0 \\ \varphi(r = R_{int}) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

## 4. Résultats expérimentaux

### 4.1. Côté pion

Les mesures ont été réalisées pour une pression moyenne de contact de 0,5 MPa et pour des vitesses de glissement moyennes de 2, 5 et 10 m.s<sup>-1</sup>. Les températures mesurées à 1 mm sous la surface du pion (T1mm) et les températures calculées sur la surface pour les trois gammes de vitesse (Ts) sont représentées figure 2 et les flux thermiques calculés correspondants sont donnés figure 3. Le nombre de temps futurs étudiés est de 5 ; il représente à la vue des caractéristiques matériaux, du pas de temps de 0,05 s et de la position du thermocouple, le meilleur compromis entre précision et stabilisation temporelle.

La densité de flux thermique entrant dans le pion a été déterminée pour les trois gammes de vitesses. Les valeurs obtenues par méthode inverse sont cohérentes avec la puissance dissipée et le coefficient de partage donné par les effusivités thermiques. Les valeurs de flux thermiques sont respectivement de 1,45, 3,6 et 7,6 .10<sup>4</sup> W.m<sup>-2</sup> pour des valeurs estimées à 1,6, 4 et 8 .10<sup>4</sup> W.m<sup>-2</sup>. L'écart relatif entre valeurs estimées et imposées du flux est au maximum de 9 % si on considère que toute l'énergie est dissipée sous forme de chaleur et inférieure à cette valeur si on considère qu'une partie est dissipée mécaniquement.

### 4.2. Côté disque

La comparaison n'est possible que pour les essais menés à 5 et 10 m.s<sup>-1</sup> ; la température au point de mesure sur le disque n'ayant pas atteint la limite basse de la plage de mesure du pyromètre pour la vitesse de 2 m.s<sup>-1</sup>. La température calculée au point de mesure ( $r = 18$  mm) par le modèle axisymétrique est comparée à la mesure optique corrigée par le facteur émissif (figure 5). L'écart moyen est de 1,5 °C pour un écart maximal de 3 °C. La température obtenue par le calcul au point de mesure du pyromètre corrèle avec les mesures ; le flux imposé sur le disque est donc proche du flux qui est mesuré expérimentalement. Cependant, la température mesurée par le pyromètre est supérieure à celle calculée au point de mesure. L'hypothèse d'isolation de la face arrière du plot semble difficile à remettre en cause en raison de l'absence d'échauffement sur la face arrière, sa conductivité thermique étant faible. Le flux imposé dans le modèle est probablement sous-estimé par le coefficient de partage du flux dans le disque.

## 5. Conclusion et perspectives

Une méthode inverse de spécification de fonction est implantée pour une configuration 1D, permettant de remonter aux températures et flux de chaleur générés à l'interface pion-disque

en situation de freinage. Les premiers résultats expérimentaux obtenus sur un banc de freinage sont présentés. Les essais ont été menés sur un couple de matériaux automobile. La température est mesurée dans le pion par thermocouple et sur la surface du disque en dehors de la piste de frottement par pyrométrie monochromatique. Les premiers résultats montrent que les densités de flux thermique entrant dans le pion obtenues par méthode inverse sont cohérentes avec les valeurs estimées à partir des effusivités des matériaux et des conditions d'essais. La température surfacique du disque mesurée par pyrométrie est proche de la température estimée numériquement à partir du flux entrant dans le pion.

Par la suite, l'estimation des paramètres thermiques du contact (résistance thermique et coefficient de partage) est prévue. L'instrumentation du disque par télémétrie est actuellement en cours. Plusieurs thermocouples prévus dans le disque (à différentes positions radiales de la zone de frottement) permettront l'obtention du flux thermique surfacique du côté disque par méthode inverse et des paramètres thermiques du contact. Le comportement au frottement de la résine constituant les garnitures étant très sensible à la température, les conditions thermiques identifiées seront utilisées dans le cadre d'une étude sur le couplage thermomécanique menée avec l'équipe Matériaux Surfaces et Mise en Forme.

### Références

- [1] N. Laraqi, N. Alilat, J.M. Garcia de Maria, A. Baïri, Temperature and division of heat in a pin-on-disc frictional device - Exact analytical solution, *Wear*, 266 (2009), 765-770
- [2] A.E. Anderson, R.A. Knapp, Hot spotting in automotive friction systems, *Wear*, 135 (1990), 319-337
- [3] T. Bouache, *Comportement thermique et caractérisation des échanges interfaciaux d'un frein à disque par approches théorique et expérimentale*, Thèse de doctorat, 2006
- [4] B. Bourouga, V. Goizet, J-P. Bardon, Modèle prédictif de résistance thermique de contact dynamique adapté au cas de l'interface pièce-outil de forgeage, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003), 565-576
- [5] O. Roussette, Y. Desplanques et G. Degallaix, Représentativité thermique d'essais tribologiques à échelle réduite, *Comptes Rendus Mécanique*, 331(2003), 343-349
- [6] M.Siroux, S.Harmand, B.Desmet, Experimental study using infrared thermography on the convective heat transfer of a TGV brake disc, *Optical Engineering*, 41 (2002), 1558-1564
- [7] J.V. Beck, B. Blackwell, *Inverse Heat Conduction - Ill posed problems*, John Willey Interscience, New York, 1985

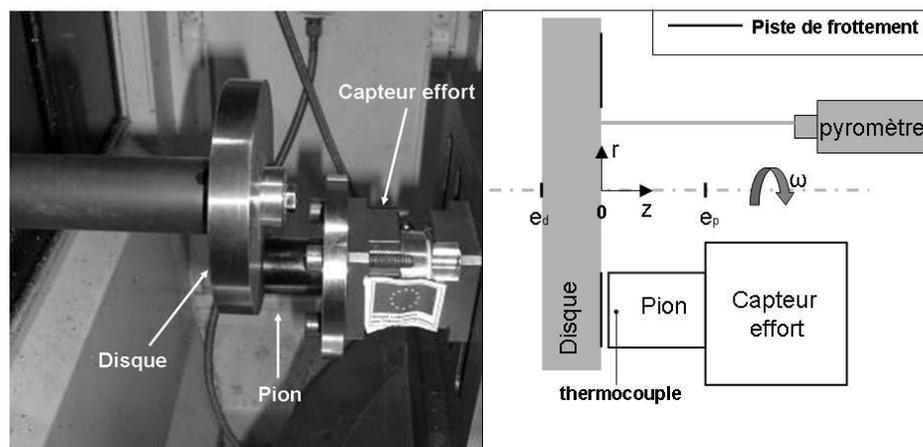


Figure 1 : Montage expérimental

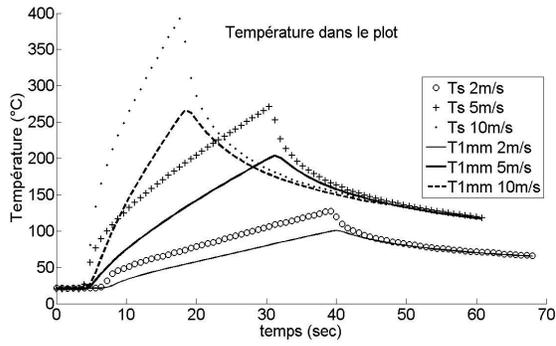


Figure 2 : Température dans le pion

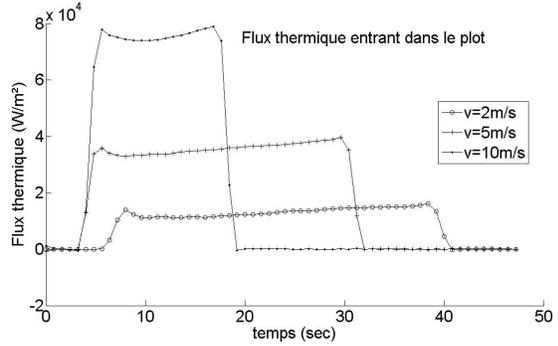


Figure 3 : Flux thermique entrant dans le pion

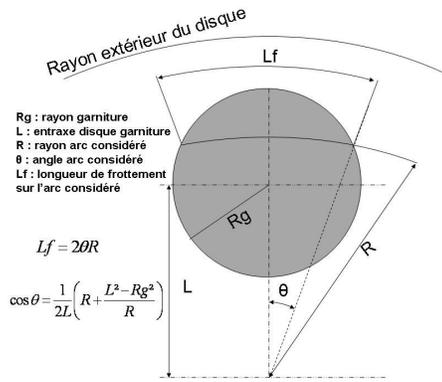


Figure 4 : Répartition du flux thermique sur le disque

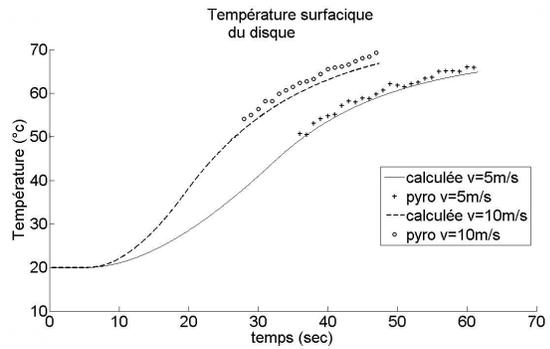


Figure 5 : Température surfacique au niveau du disque