

ETUDE DU TRANSFERT THERMIQUE DANS UN FREIN A DISQUE

M. MANIANA¹, A. AZIM², F. ERCHIQUI³, A. TAJAMOUATI¹

¹ Laboratoire LMEET, FST de l'université Hassan 1^{er}, Settat, Maroc.

² Laboratoire LME, université Chouaib Doukkali, El Jadida, Maroc.

³ Laboratoire CAMEL, UQAT, Canada.

Résumé

Ce travail consiste à l'analyse et la caractérisation de ce transfert par conduction entre le disque et les plaquettes du frein, pour système automobile.

Dans ce travail, nous avons modélisé le transfert thermique, dans un frein à disque, par une méthode numérique à élément fini. Les résultats obtenus sont comparés aux modèles analytiques établis préalablement dans la littérature.

Mots clés

Système frein, disque, garniture, évolution température, contact frottant, flux de chaleur, simulation, analyse numérique.

Introduction

La modélisation du transfert thermique dans la surface de contact pour les systèmes de freinage à disques est classée en deux grandes catégories selon la nature de contact:

- 1) *contact parfait ou lisse,*
- 2) *contact imparfait ou avec aspérités.*

Pour le contact parfait ou lisse, trois modèles théoriques sont établis pour estimer la température à la surface de contact :

a. Modèle de Newcomb.

Newcomb [2] a exprimé la température à la surface de contact du disque par :

$$T_s(t) = T_{ini} + \frac{2\sqrt{t}}{\sqrt{\pi}} \times \frac{\phi_d(0)}{S_d \xi_d} \times \left(1 - \frac{t}{t_f}\right) \quad (1)$$

Où $\phi_d(0)$ est la part, du flux de chaleur total, absorbé par le disque. Estimé par le coefficient de partage, défini par Vernotte [3] en 1956, via la relation suivante :

$$\phi_t(t) = \phi(r) \cdot (1 - t/t_f) \quad (2)$$

Problème posé.

Lors du freinage la grande part de l'énergie cinétique, développée par le véhicule, est convertie en énergie thermique dissipée par frottement entre le disque et les plaquettes.

$$\phi_d(t) = p \cdot \phi_t ; \phi_g = (1 - p) \cdot \phi_t \quad (3)$$

Avec:

$$p = \frac{\xi_d S_d}{\xi_d S_d + \xi_g S_g} ; \xi_d = \sqrt{\lambda \rho c} ; \xi_g = \sqrt{\lambda \rho c}$$

$$S_d = \pi \frac{d_{ext}^2 - d_{int}^2}{4} ; (S_g) \text{ Surface de la garniture.}$$

b. Modèle de Limpert.

Limpert [4] en 1992 a étudié l'évolution de la température dans un disque de frein soumis à un flux de chaleur issu du contact frottant (disque/garniture) et refroidi par convection sur les surfaces extérieures au contact. La température au surface est estimée par l'équation (4)

$$T_s = \left(T_{ini} - T_{ext} - \frac{\phi_D}{h_D S_D} \right) \exp\left(-\frac{h_D S_D t}{\rho c V} \right) + \left(T_{ext} + \frac{\phi_D}{h_D S_D} \right) \quad (4)$$

Cette conversion provoque une augmentation de température dans les organes en contact. Notre étude consiste à la caractérisation, par une méthode numérique, de l'évolution de la

température dans le disque et dans la garniture à chaque instant de la période de freinage.

Pour cela nous avons défini système de freinage par un modèle géométrique simplifié (**figure1**).

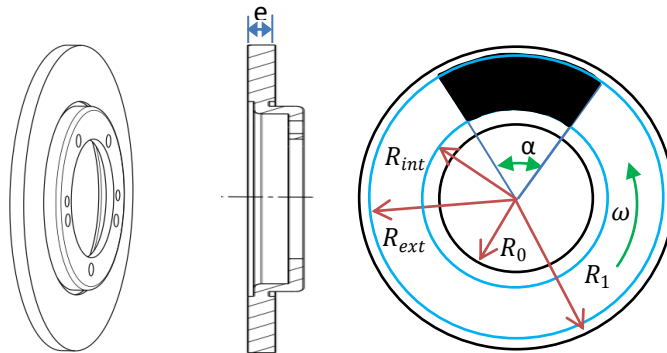


Figure 1: définition géométrique du problème

Modélisation du phénomène de transfert thermique

Domaine de calcul :

Alors d'après toutes les hypothèses, faites précédemment, le domaine d'étude va être réduit à la moitié de la section transversale du disque.

Les modèle géométriques simplifiés du disque et de la garniture sont représentés dans les **figures 2 et 3**.

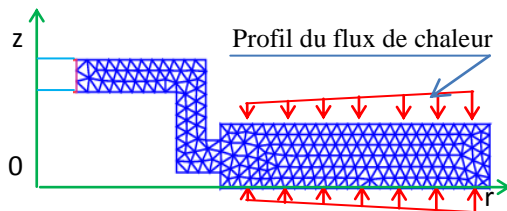


Figure 2 : Modélisation du Disque.

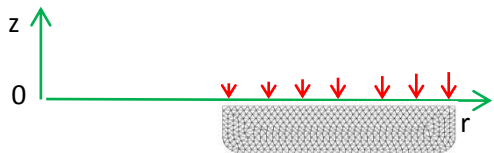


Figure 3 : Modélisation de la Garniture.

Mise en équation :

Résultats

Dans le graphe suivant (**figure 4**) on trace l'évolution en fonction du temps de la répartition radiale de la température, calculée

D'après M. Maniana [5] en 2009, Le phénomène de transfert thermique par conduction-convection et les conditions aux limites, dans les matériaux où les caractéristiques thermophysiques varient avec la température est modélisé dans les différents éléments du frein par les équations(5), (6), (7) et (8).

$$\rho(T)c(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div} \left(-\lambda(T) \overrightarrow{\text{grad}}(T) \right) + \dot{q} \quad (5)$$

Ici le flux de chaleur, appliqué à la surface, est modélisé par une source thermique volumique (\dot{q}), appliquée sous la surface de contact.

Conditions aux limites, cas du disque:

- Sur les frontières en contact de l'air.

$$-\lambda_d(T) \overrightarrow{\text{grad}}(T_d) = h(T_d - T_{ext}) \quad (6)$$

- Sur le reste de la frontière :

$$-\lambda_d \overrightarrow{\text{grad}}(T_d) = 0 \quad (7)$$

Conditions aux limites, cas de garniture:

- Sur toute la frontière :

$$-\lambda_g \overrightarrow{\text{grad}}(T_g) = 0 \quad (8)$$

par la méthode numérique, à la surface de frottement du disque.

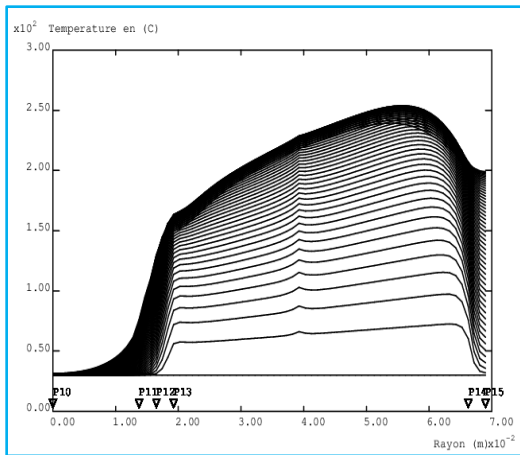


Figure 4 : répartition radiale de la température selon le temps

Sur la **figure 5**, on représente l'évolution de la température moyenne à la surface du disque, en fonction du temps, comparée à la température calculée par le modèle analytique de Newcomb.

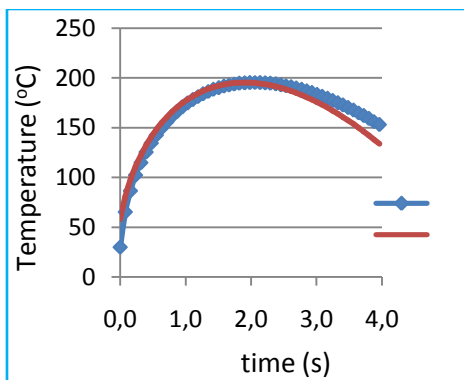


Figure5 : évolution de la température moyennedans le disque

Les températures estimées numériquement, en trois points distincts définis géométriquement par les rayons de contact : r_{int} , r_{mil} et r_{ext} , de la surface du disque, associées aux températures calculées aux mêmes points dans la garniture, sont représentées dans le graphe (**figure 6**).

On constate que la température maximale atteinte dans le disque est beaucoup moins élevée que celle dans a garniture.

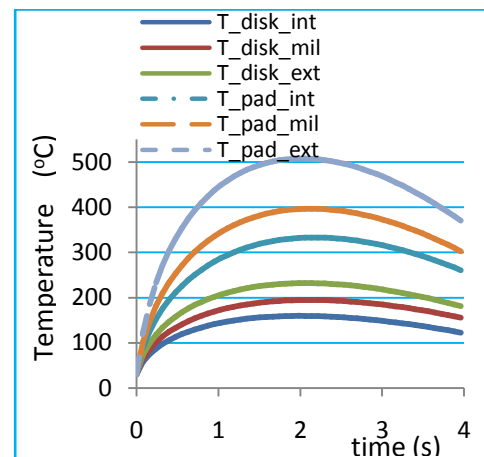


Figure6: comparaison des températures (Disque-Garniture)

Conclusion

La différence constatée entre le calcul numérique et les modèles analytique est dû au faite que dans le modèle analytique on n'a pas tenu compte du refroidissement par convection, le profil du flux thermique est supposé constant le long du rayon de la surface du contact, aussi que les paramètres thermo physiques des matériaux dans le système de frein sont considérés constants et indépendants de la température.

Bibliographie

- [1] Didier Majcherczak, étude thermique d'un contacte glissant: Approche numérique et expérimentale, Application au freinage, thèse de doctorat, 25 septembre (2003).
- [2] Newcomb T.P., Transient temperatures attained in disk brakes, British Journal of Applied Physics, vol. 10 (1959), pp. 339-340.
- [3] R. Limpert; Brake design and safety ; Editions Elsevier ; (1992).
- [4] P. Vernotte ; Calcul numérique, calcul physique : Application à la thermocinétique ; Publications scientifiques et techniques du ministère de l'air ; (1956).
- [5] M. Maniana, A. Azim, P. Archambault, H. Rhanim. Problème inverse pour le traitement thermique des matériaux à transformation de phases, International Jornal of Thermal Sciences, Elsevier, (2010).
- [6] Travaglia, C.A.P. Análise das Tensões Térmicas e Mecânicas no Material de Atrito de Veículos Comerciais Equipados com Tambores de Freio Através do Método de Elementos Finitos. Mastering Thesis, Universidade Federal Fluminense, Volta Redonda. (2014).