

L'EFFET DU PARAMETRE DE NOMBRE DE TROU SUR LA CONTRIBUTION DE REFROIDISSEMENT DES DISQUES TOURNANTS (DISQUE DE FREINS)

M. Benramdane*, Y. Khadraoui*, N. Bibi-Triki**

* Département de Génie Mécanique, Laboratoire EOLE, Faculté Des Sciences de l'ingénieur,
Université Abou-Bekr Bekaid B.P :119 Tlemcen 13000 Algérie.

** Département de TCT, laboratoire URMER, Faculté des sciences, Université de Abou-Bekr Bekaid
B.P :119 Tlemcen13000 Algérie.
benramdane2006@yahoo.fr

RESUME

Les recherches dans le domaine du transfert thermiques transitoire sont d'une grande importance tant sur le plan fondamental que sur le plan appliqué. L'une des applications la plus courante comprend l'analyse du transfert de chaleur externe d'un corps tournant de température élevé soumis à un refroidissement. Les machines fonctionnant à grandes vitesses telles que les voitures de course, les trains rapides (TGV et autres), les avions etc..., sont équipées actuellement de disque de freins de conception particulière permettant un transfert thermique intensif qui dépend de plusieurs facteurs parmi lesquels, le nombre de trous percé sur le disque, le matériaux dont il est constitué et la nature de l'écoulement du système de refroidissement. L'objectif de ce travail porte sur la caractérisation et l'analyse de l'effet de la conduction thermique du disque de frein pour différents nombres de trous, chauffé à la température de freinage uniforme et soumis au refroidissement.

MOTS CLEFS : Disque de frein rotatif, disque de frein percé, refroidissement à air, modélisation de la turbulence, Logiciel Fluent.

1. INTRODUCTION

L'énergie mécanique extérieure peut être composée de l'énergie potentielle (la gravitation, cas des appareils de levage), ou de l'énergie cinétique (cas des véhicules), ou les deux à la fois (cas de véhicule lancé et abordant une descente). L'énergie mécanique absorbée est restituée par le frein sous une autre forme qui dépend du système de freinage considéré. Nous nous limiterons à l'étude des freins transformant l'énergie mécanique en énergie thermique par frottement de deux solides car ce sont les plus répandus et les plus économiques pour assurer la fonction de freinage : le ralentissement ou l'arrêt de la machine ou de l'appareil en mouvement est dû à la résistance de frottement engendrée dans un organe de friction, par la pression d'un corps contre la jante d'un rotor en mouvement. Ce travail consiste à trouver une solution meilleur et économique, porte sur l'analyse du système de refroidissement des freins de roue qui sont les moyens principaux de ralentissement (consiste à une amélioration sur la conception des disques, faire varier le nombre de trous avec une répartition meilleurs de tel façon d'assurer une bonne répartition (homogénéité) de température), c.a.d la masse doit être la plus réduite possible, car les matériaux qui sont employés très performants comme les composites carbone/ carbone et qui ont des températures de fusion qui dépasse 3000°C par exemple mais leur coût de revient est très élevé, sachant que les températures de fin de freinage sont très élevées, de l'ordre de 1500 °C dans certains cas.

2. REFROIDISSEMENT

Après avoir exposé les problèmes soulevés par le système de freinage, puis une description du principe de fonctionnement, le présent travail propose la conception d'un disque de freins percé, suivie de quelques essais comparatifs, pour enfin conclure sur la validation et l'intérêt

d'un tel dispositif. Un disque de frein est intimement lié à l'augmentation de la température au cours de freinage. Lorsqu'on examine les possibilités de transférer de la chaleur d'un milieu (chaud) à un autre (froid), on constate qu'il existe trois grandes parties de transfert. Chacune de ces parties se rattache à un mode de transfert de chaleur et chacun de ces modes étant lui-même lié à un processus physique bien déterminé.

3. POSITIONNEMENT DU PROBLEME

Les disques de frein qui équipent les voitures de grandes vitesses tel que les voitures de courses, les trains (TGV) [1], les avions actuels sont percés et d'épaisseur variable d'un véhicule à un autre. Ils sont faits en acier allié à haute limite élastique, au cours de freinage, chaque surface du disque reçoit un flux égal, uniformément réparti entre les diamètres $2(r_d - (r_d - l_e))$; chaque disque est frotté par deux garnitures composées chacune de deux « haricots », de longueur radiale l_e :

Lors du freinage pour passer d'une vitesse $V = 360 \text{ km/h}$ à 0 (notre cas), chaque disque doit absorber une énergie thermique E ; la durée du freinage vaut τ , ce qui conduit à une puissance thermique moyenne produite Q égale à :

$$Q = E / \tau \quad (1)$$

Cette puissance dissipée à l'interface disque/frein se répartit entre la garniture et le disque selon la loi : $Q_d = (1 - n)Q$ Pour le disque (2)

$$Q_p = nQ \quad \text{Pour les patins (plaquettes)} \quad (3)$$

Avec

$$n = \frac{S_p \beta_p}{S_p \beta_p + S_d \beta_d} \quad (4)$$

Où S_p est la surface totale des patins

S_d est la surface de frottement du disque

$$S_d = 2\pi[r_d^2 - (r_d - l_e)^2]; \quad (5)$$

β_p et β_d sont respectivement les effusivités du patin et du disque.

Ces relations entraînent la répartition suivante :

- ce qui conduit à une densité de flux de chaleur apparaissant sur les patins de

$$\varphi_p = Q_p / S_p \quad (6)$$

-ce qui conduit à une densité de flux de chaleur sur les parois du disque de

$$\varphi_d = Q_d / S_d \quad (7)$$

Ainsi, c'est le disque qui doit évacuer le flux de chaleur le plus élevé ; dans ces conditions, le disque peut atteindre des températures de l'ordre élevé,

4. ANALYSE NUMERIQUE

Dans les études beaucoup d'attention avait été donnée aux caractéristiques d'écoulement autour du disque rotatif (s) aussi qu'au transfert thermique. Le problème à l'étude est un écoulement tourbillonnant régulier et axisymétrique et un transfert thermique. Bien que beaucoup de différents modèles de turbulence aient été développés, par exemple le modèle de deux équation, la grande simulation de remous, le modèle de turbulence de $k-\varepsilon$ de RNG est habituellement considéré un choix souhaitable concernant la rotation ou l'écoulement tourbillonnant. Pour faible aux écoulements modérément tendus, le modèle de RNG tend à

donner des résultats comparables au modèle normal de $k-\varepsilon$. Dans des écoulements rapidement tendus, le modèle de RNG rapporte une viscosité turbulente inférieure que le modèle normal de $k-\varepsilon$. Ainsi, le modèle de RNG est plus sensible aux effets de la courbure rapide de contrainte et de ligne profilée que le modèle normal de $k-\varepsilon$, qui explique le rendement supérieur du modèle de RNG pour certaines classes des écoulements comprenant l'écoulement de rotation [2].

Le modèle de turbulence de $k-\varepsilon$ de RNG est dérivé des équations instantanées de Navier-Stokes, en utilisant « le groupe » la méthode [3] de renormalisation. Les résultats analytiques de dérivation dans un modèle avec des constantes différentes de ceux dans le modèle normal de $k-\varepsilon$ et une condition additionnelle dans l'équation de ε . La forme générale des équations régissant un écoulement tournant axisymétrique peut être exprimée par la formulation mathématique suivante

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_\phi \quad (8)$$

Où Γ est le coefficient de diffusion

S_ϕ est la source de la grandeur ϕ considérée

$$\text{Avec : } S^2 = 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W}{r} \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 \quad (9)$$

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (10)$$

$$R = \frac{C_p \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} k \quad (11)$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (12)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

La viscosité effective μ_{eff} est calculée à partir des valeurs locales de l'énergie cinétique de la turbulence et son taux de dissipation ε via la formule suivante

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t = \mu + C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (14)$$

Dont ρ est la densité, kg/m^3

μ est la viscosité moléculaire, $\text{kg}/(\text{ms})$

μ_t est la viscosité turbulente, $\text{kg}/(\text{ms})$

Les valeurs des constantes sont représentées dans le tableau suivant

Tableau .1 : Constantes du modèle RNG $k-\varepsilon$

C_μ	C_1	C_2	η_0	β
0.0845	1.42	1.68	4.38	0.012

4.1 Caractéristique de l'écoulement

L'écoulement est caractérisé seulement par un nombre de Reynolds local et un rapport local d'écartement, à condition que la distance de l'axe de rotation soit suffisamment grande de sorte que l'écoulement soit entièrement turbulent [4],[5],[6].

$$R_e = \frac{\Omega R_2^2}{\nu} \quad \text{Et} \quad (15)$$

$$G = \frac{(R_2 - R_1)}{h} = \text{un grand nombre} \quad (16)$$

4.2 Simulation

Les conditions de rendement critiques pour un disque de frein comprennent la résistance à la chaleur, le refroidissement de hautes températures et la vibration minimale [7]. Pour la réduction du grammage du rotor de disque, il est nécessaire de réaliser un modèle avec un bon équilibre de rendement capable de répondre à toutes ces conditions.

Ce travail présente une étude paramétrique qui a été entreprise sur la base d'une analyse d'un flux d'air traversant les trous de ventilation aussi bien qu'une analyse thermique.

Pour cela on procède à des propositions d'amélioration. On fait des perçages (trous) de diamètres déterminés (écoulement turbulent traversant ces trous $R_e = \frac{Vd}{\nu}$).

Avec un nombre de trous qui varie d'un essai à un autre et bien repartis sur les surfaces de frottement.

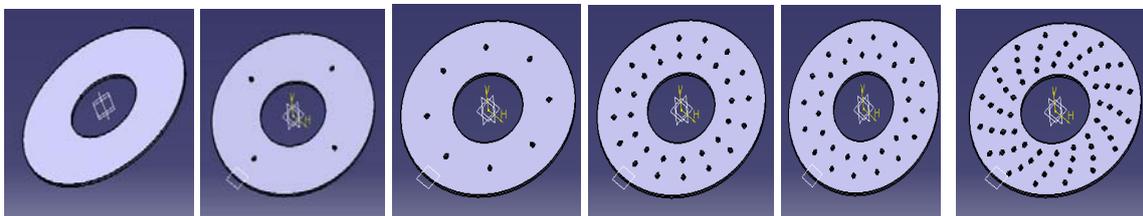


Figure. 1 : Différentes figures de répartition et variation de nombre de trous

Notre étude est faite sur un disque de frein en acier, des plaquettes de matière Frittée FeCu ,
D'une vitesse de véhicule $V=360$ km/h,

De rayon intérieur $R_1 = 80mm$

De rayon extérieur $R_2 = 200mm$

On sait que $\Omega = \frac{V}{R}$ avec (17)

Ω Vitesse de rotation de disque

$$\Omega = \frac{V}{R_2} = 100 / 200 \cdot 10^{-3} = 500 \text{ s}^{-1}$$

4.3 Les conditions aux limites et initiale

Vu la nature des équations, les conditions aux limites pour chaque variable doivent être imposés sur les frontières du domaine de calcul.

4.3.1 Condition initiale

Nous supposons que la température initiale du disque est constante et égale à la température ambiante ($T_0 = 300$ k). Ceci permet d'écrire la condition initiale sous la forme suivante :

$$T(z,0) = T_0 \text{ à } t = 0$$

4.3.2 Conditions aux limites

Vu la nature des équations, les conditions aux limites pour chaque variable doivent être imposées sur les frontières du domaine de calcul.

- **Face -1-** : Représente les deux faces principales, sur ces deux frontières ($z = 0$), ($z = e$) la température est imposée à $T_p = 1300K$. Ces deux surfaces sont soumises à un même coefficient d'échange thermique h_1 .
- Les caractéristiques du fluide en écoulement doivent être connues sur les deux sections.
- **Face -2-** : Les faces latérales du disque (extérieure et intérieure)
- La face latérale extérieure de disque $r = R_2$ est soumise à un échange thermique par convection avec un coefficient $h_2 < h_1$.
- La face latérale intérieure $r = R_1$ est supposée isolée thermiquement.
- **Face -3-** : Les faces des trous sont soumises à un échange thermique par convection de coefficient $h_3 < h_2 < h_1$.
- **Face -4-** : Représente la face de symétrie verticale du disque.
Pour la simulation, nous avons utilisé le Logiciel Fluent.

4.4 Courbes

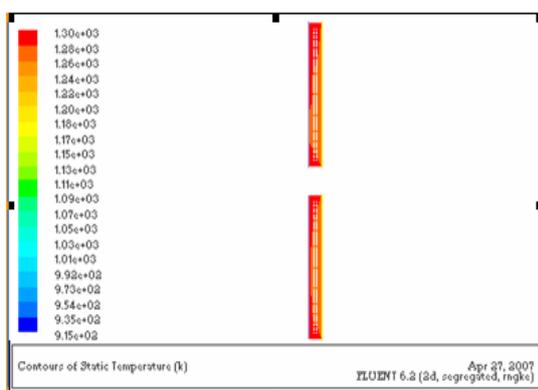


Figure.2 : Efficacité de refroidissement d'un disque de frein avec une ligne de trous de diamètre de 10 mm

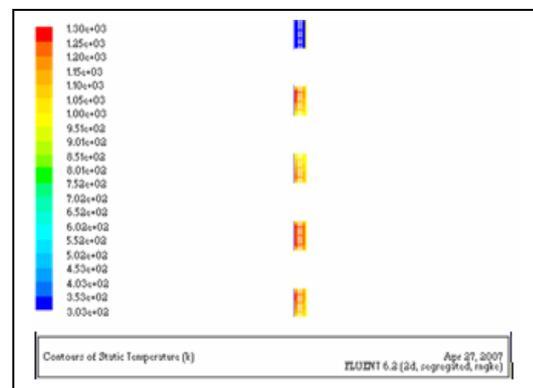


Figure.3 : Efficacité de refroidissement d'un disque de frein avec quatre lignes de trous de diamètre de 15 mm

4.5 Interprétation

Les figures représentent la distribution de l'efficacité de refroidissement.

- La couleur bleue représente les basses températures.
- La couleur rouge représente les températures élevées.
- Les dégradations de couleur représentent une baisse de température.

Figure de disque de freins avec une ligne de trous Figure (2)

Sur cette figure, on remarque que la température a diminué de plus de 300 k sur la face de contact, c'est-à-dire elle est à 915 k. Cela est dû au blocage de l'air lors de son passage à travers le trou de 10 mm de diamètre.

A l'intérieur du disque, on remarque qu'il y a une symétrie de couleur sur les deux parties, la température varie entre 1200 k à 1280 k. En allant vers les deux parois latérales, on trouve une couleur rouge clair (1270 k).

Sur les parois latérales du disque et de trou, on a une couleur bleue bien claire (un intervalle de 1010 k à 1030 k).

Sur la symétrie verticale, un jaune dégradé vers le vert (1150 k à 1200 k).

Donc, l'isotherme la plus éloignée correspond à une température de 1150 k à 1200 k. Ce résultat donne une nette amélioration de refroidissement comparativement au premier cas avec une différence ΔT de 100 k environ.

Figure de disque de freins avec quatre lignes de trous Figure (3)

Sur cette figure, la distribution de la température sur un disque de frein avec quatre lignes de trous de diamètre de 15 mm ; il y a cinq parties comme le cas précédent. La remarque générale, est que la partie la plus éloignée de l'axe de rotation est complètement refroidie (303 k-353 k), ça veut dire que malgré l'échauffement de la face principale, l'augmentation des trous donne un bon résultat sur la différence de température.

Sur les quatre autres parties, on remarque qu'il y a une absence total de la couleur rouge, les couleurs existant implique qu'il y a une température qui est comprise entre (851k- 1250 k).

La face principale a une couleur bleu clair (652 k-303 k).

Sur la symétrie verticale, on trouve un jaune qui correspond à une température dans l'intervalle 901 k - 1000 k.

On conclut que le nombre des trous, leurs diamètres et leurs répartitions sont les facteurs principaux qui influent sur l'efficacité de refroidissement.

5. CONCLUSION

L'analyse est basée sur les sensibilités résultantes de grammage, des paramètres de rendement, une approche de conception a été trouvée pour le rotor aéré de disque. Cette approche a été alors appliquée au modèle et développe un rotor léger de frein qui réalise une réduction considérable du poids. Pour déterminer la température dans le disque, on applique pour des raisons comparatives plusieurs améliorations (variation de nombre de trou) .On a constaté que la distribution de la température dépend de plusieurs paramètres. Les calculs de simulation effectués nous ont permis de conclure ce qui suit :

1- Les propositions faites permettent d'intensifier l'échange de chaleur entre le disque et l'air ambiant et en conséquence assurer le refroidissement du disque.

2- Comparativement au disque plein, un disque muni de trous est mieux refroidi et assure un refroidissement encore meilleur.

Donc pour avoir un bon refroidissement du disque de frein on doit augmenter le nombre de trous tout en prenant en considération la masse utile qui leur correspond et en respectant l'intervalle des grandeurs des diamètres des trous données par les normes technologiques.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Jean GUICHARD, « freinage à très hautes performances » .Ingénieur des Arts et Métiers Ex- Ingénieur en chef Freinage chez Messier-Bugatti , pages 2-22.
2. Z. yuan de X., N. Saniei, X.T. Yan, « Transfert thermique turbulent sur le disque stationnaire dans un système de rotor–stator », Etats-Unis 28 mars 2002 reçu ; reçu sous la forme révisée le 20 septembre 2002
3. T.B. Gatski, M.Y. Hussaini, J.L. Lumley, « Simulation and Modeling of Turbulent Flows», Oxford University Press, New York, 1996.
4. Helge I. Andersson, Magne Lygren, « LES of open rotor–stator flow », Norway Available online 3 May 2006
5. J.W. Daily, R.E. Nece, « Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks », Trans. ASME J. Basic Engrg. 82 (1960) 217–232.
6. M. Itoh, Y. Yamada, S. Imao, M. Gonda, «Experiments on turbulent flow due to an enclosed rotating disk », Exp. Thermal Fluid Sci. 5 (1992) 359–368.
7. Masahiro Kubota!, Tsutomu Hamabe!, Yasunori Nakazono", Masayuki Fukuda", Kazuhiro Doi!, « Development of a lightweight brake disc rotor: a design approach for achieving an optimum thermal, vibration and weight balance » Received 9 November 1999; received in revised form 7 January 2000.