

L'EFFET DES DIAMETRES DES TROUS SUR LA CONTRIBUTION DE TRANSFERT THERMIQUE D'UN DISQUE ROTATIF (DISQUE DE FREIN PERCE)

M. Benramdane*, Y. Khadraoui*, S.A.Benmansour*, 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 thermique 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 d'un corps tournant de température élevé soumis à un refroidissement. Les machines fonctionnant à grandes vitesses telles que les voitures de course, sont équipées actuellement de disques de freins de conception particulière permettant un transfert thermique intensif qui dépend de plusieurs facteurs parmi lesquels, la conception géométrique du disque (les diamètres des trous des disques percés). L'objectif de ce travail porte sur l'analyse de l'effet de la conduction thermique du disque de frein pour différents diamètres des trous, chauffé à une 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

La construction des disques de freins est l'objet de nombreuses études dans le domaine de l'industrie automobile, trains et avions. En effet, il met en jeu la sécurité des voyageurs qui occupent une place primordiale dans le cahier de charges. Aussi, la recherche s'est portée sur le contact de deux pièces frottantes l'une sur l'autre ; cela implique de nombreux phénomènes : l'élévation de la température, l'usure des pièces. L'une des préoccupations majeures des constructeurs est de trouver le matériau qui résiste le mieux aux températures élevées car les aciers ont une température de fusion qui ne dépasse pas les 1500 K. Les matériaux qui ont une température de fusion élevée sont les composites (3000 K), mais leur coût de revient est très élevé. L'une des solutions envisageables, qui est l'objectif de ce travail, est de trouver les moyens pour évacuer le maximum de l'énergie dissipée en chaleur vers le milieu extérieur afin de limiter l'échauffement des pièces. Le présent travail consiste à une amélioration sur la conception des disques de freins, choisir le matériau qui s'adapte en fonction des conditions d'utilisations et dont le prix de revient est moins cher. Cela revient à imposer les conditions suivantes :

- La réduction de grammage de ce disque (moment d'inertie).
- L'auto-nettoyage de disque car, les frottements disque-plaquettes aux hautes températures provoquent une poussière qui influe sur le rendement de freinage.
- Diminution de bruit au moment de freinage car la bonne répartition des trous de ventilation diminue le bruit.
- Et en fin le refroidissement du disque de frein.

Les critères d'un bon refroidissement découlent des principes de transfert de chaleur. Par conséquent, pour obtenir un échange intensif de chaleur dans de tels systèmes, il est nécessaire d'assurer un écoulement du fluide de refroidissement bien étudié et une grande

surface d'échange thermique. Aussi les recherches dans le domaine du transfert thermique 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 élevée soumis à un refroidissement. Pour ce faire, nous avons effectué une étude sur l'analyse de refroidissement d'un disque de frein tournant avec une grande vitesse de rotation avec différentes configurations.

2- LES CARACTERISTIQUES D'UN DISQUE PERCE

Le perçage des disques permet en plus du refroidissement, le nettoyage des disques. Les trous sont plus efficaces avec le temps car ils sont plus ou moins autonettoyants. Mais l'augmentation du nombre de trous réduit la surface de friction, un disque avec une masse insuffisante (diamètre trop petit ou trop fin) a tendance à craqueler et casser.

3. POSITIONNEMENT DU PROBLEME

Les disques de frein qui équipent les voitures de grandes vitesses tel que les voitures de courses, les trains (TGV), les avions actuels sont percées 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 :

$$Q = \frac{E}{\tau} \quad (1)$$

Cette puissance dissipée à l'interface disque/frein se répartit entre la garniture et le disque

$$\text{selon la loi } Q_d = (1 - n)Q \quad \text{Pour disque} \quad (2)$$

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

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

$$\varphi_p = \frac{Q_p}{S_p} \quad (6)$$

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

$$\varphi_d = \frac{Q_d}{S_d} \quad (7)$$

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 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 les écoulements faibles 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 [1].

Le modèle de turbulence de $k-\varepsilon$ de RNG est dérivé des équations instantanées de Navier-Stokes, en utilisant « le groupe » la méthode [2] 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

L'équation de transport d'une grandeur intensive ϕ tel que : U, V, W, P, T, K et ε est d'abord mise

Dans la mise en forme des équations pour chaque grandeur ϕ , tous les termes non convectifs et non diffusifs, sont inclus dans le terme source S_ϕ . Pour différent variable de la grandeur ϕ

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

C_μ	C_1	C_2	η_0	β
0.0845	1.42	1.68	4.38	0.012

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

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 [3],[4],[5],[6].

$$R_e = \frac{\Omega R_2^2}{\nu} \quad \text{Et} \quad (9)$$

$$G = \frac{(R_2 - R_1)}{h} = \text{un grand nombre} \quad (10)$$

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.

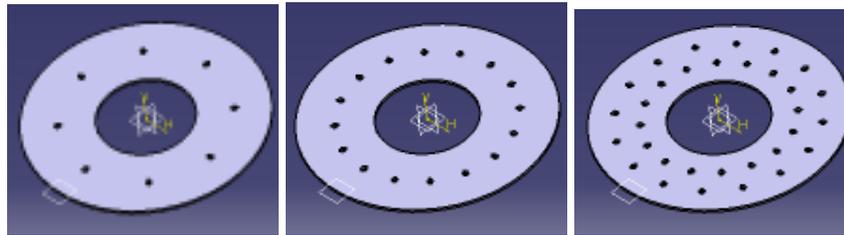


Figure .1 : différentes figures de répartition des trous avec des diamètres différents

Vérification de la turbulence sur le disque tournant

$$R_e = \frac{\Omega R_2^2}{\nu} = \frac{500 \times 200^2}{1.57 \cdot 10^{-5}} = 12.73 \cdot 10^{11} \quad \text{Grand nombre}$$

$$R_e = \frac{\Omega R_1^2}{\nu} = \frac{500 \times 80^2}{1.57 \cdot 10^{-5}} = 2.04 \cdot 10^{11} \quad \text{Grand nombre}$$

Vérification de la turbulence dans les trous de perçage :

- $d = 10\text{mm} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$R_e = \frac{Vd}{\nu} = \frac{100 \times 10 \cdot 10^{-3}}{1.5710^{-5}} = 63.69 \cdot 10^3 > 3000 \quad (\text{la turbulence})$$

- $d = 15\text{mm} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$R_e = \frac{Vd}{\nu} = \frac{100 \times 15 \cdot 10^{-3}}{1.5710^{-5}} = 95.54 \cdot 10^3 > 3000 \quad (\text{la turbulence})$$

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.

a) Condition initiale

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

$$T(z,0) = T_0 \quad \text{à } t = 0$$

b) 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.

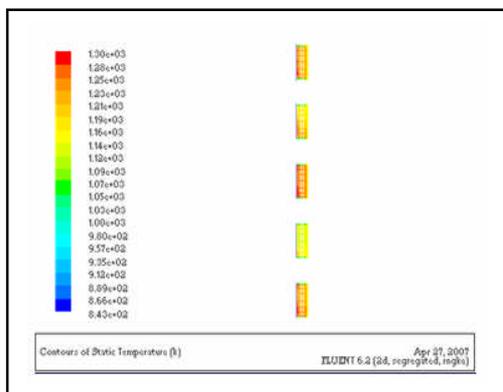


Figure.2 : Efficacité de refroidissement d'un disque de frein avec quatre lignes de trous de diamètre de 10 mm

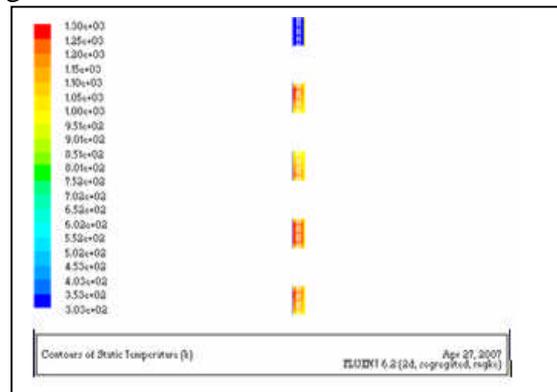


Figure.3 : Efficacité de refroidissement d'un disque de frein avec quatre lignes de trous de diamètre de 15 mm

4. 4 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.

- Les trous ont un diamètre de 10 mm Figure (2)

- Sur cette figure, on constate qu'il y a cinq parties. On remarque qu'il y a une symétrie autour de la partie qui se trouve au milieu. La couleur rouge tend à disparaître, ce qui explique l'influence du nombre de trous sur le refroidissement.
- Sur les deux parties latérales extrêmes, on remarque qu'il y a une couleur marron (1280 k-1210 k). Sur les deux autres parties, sur l'une on voit que la couleur tend vers le jaune (1090 k-1120 k) et sur l'autre partie, on trouve un jaune avec des points marrons (1120 k-1160 k).
- Sur la partie du milieu, on remarque qu'il y a aussi une symétrie de couleur sur les deux cotés latéraux (parois des trous), un marron avec des points rouges (1160 k-1250 k).
- Sur la symétrie verticale, il y a que la couleur jaune (1120 k-1160 k).

Dans ce cas, on remarque que la couleur rouge a complètement disparu, ce qui explique que le passage de l'air par les trous influe directement sur le refroidissement.

- Les trous ont un diamètre de 15 mm 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 (851 k - 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 les diamètres des trous 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 et de diamètres). On a constaté que la distribution de la température dépend de plusieurs paramètres : le nombre de trous, le diamètre des trous et leur répartition.

Après convergence des différents calculs et avec une précision de l'ordre 10^{-6} , 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- La proposition de quatre lignes de trous de diamètre 15mm sur le disque à permis de maintenir une température très inférieure à la température de freinage (1300 k) et proche de la température de l'air ambiant dans les régions éloignées de l'axe de rotation.

3- Comparativement au disque plein, un disque muni de trous est mieux refroidi et l'augmentation du diamètre du trou 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 données par les normes technologiques.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. **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.
2. **Helge I. Andersson, Magne Lygren**, « LES of open rotor–stator flow », Norway Available online 3 May 2006
3. **Helge I. Andersson, Magne Lygren**, « LES of open rotor–stator flow », Norway Available online 3 May 2006
4. **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.
5. **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.
6. **S.C. Cheah, H. Iacovides, D.C. Jackson, H. Ji, B.E. Launder**, « Experimental investigation of enclosed rotor–stator disk flows », Exp. Thermal Fluid Sci. 9 (1994) 445– 455.
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.-é”