

Echanges convectifs locaux autour d'un arbre aileté en rotation

Benjamin LATOUR^{1,2*}, Pascale BOUVIER^{1,2}, Souad HARMAND¹

¹Laboratoire de Mécanique et d'Energétique
Le Mont HOUY - 59313 Valenciennes cedex 09

²Departement EEA - Hautes Etudes d'Ingénieur
13 rue de Toul - 59046 Lille

* (auteur correspondant : benjamin.latour@hei.fr)

Résumé - L'objectif de ces travaux est l'étude des transferts de chaleur convectifs locaux sur un arbre aileté en rotation. Cinq ailettes annulaires sont chauffées uniformément puis refroidies par convection avec l'air. L'évolution de la température de l'ailette centrale pendant le refroidissement est mesurée par thermographie infrarouge. La résolution du problème inverse de conduction de la chaleur associé à une méthode de régularisation spatio-temporelle permet d'identifier le profil radial du nombre de Nusselt. Les résultats présentés permettent de montrer l'influence de la hauteur des ailettes sur les transferts de chaleur locaux, en convection forcée de rotation.

Nomenclature

C_p	Capacité calorifique à pression constante, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	u	Espacement inter-ailette, m
D_i	Diamètre intérieur des ailettes, m	u'	Espacement adimensionnel
h	Coefficient d'échange convectif local, $W.m^{-2}.K^{-1}$	z	Coordonnée axiale, m
H	Hauteur des ailettes, m	<i>Symboles grecs</i>	
H'	Hauteur adimensionnelle	λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
N	Vitesse de rotation, $tr.min^{-1}$	ν	Viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
Nu	$h.D_i/\lambda$: Nombre de Nusselt local	ρ	Masse volumique, $Kg.m^{-3}$
r	Coordonnée radiale, m	θ	Coordonnée angulaire, rad
Re_ω	$\omega.r_i.D_i/\nu$: Nombre de Reynolds rotationnel	ω	Vitesse de rotation, $rad.s^{-1}$
t	Temps, s	<i>Indices :</i>	
T	Température, K	<i>air</i>	Air
		<i>cal</i>	Valeurs calculées
		<i>mes</i>	Valeurs mesurées

1. Introduction

Les machines tournantes, telles que les moteurs électriques, les alternateurs et les disques de frein, sont soumises à de fortes élévations de températures locales. Ce phénomène est responsable de dégradations prématurées des matériaux qui ont pour effet de limiter la durée de vie des appareils. Ainsi, l'optimisation énergétique des systèmes tournants consiste à rechercher des solutions technologiques de refroidissement innovantes et efficaces permettant de baisser ces niveaux de températures. La solution consistant à utiliser des caloducs rotatifs apparaît comme une des solutions prometteuses. L'efficacité d'un caloduc rotatif est très fortement liée à la capacité de sa partie condenseur à évacuer les calories. Cette partie condenseur est le plus souvent assimilée à un arbre muni d'ailettes, permettant d'augmenter les flux convectifs évacués vers l'extérieur.

Pour mieux appréhender le comportement thermique des machines tournantes, les différents auteurs se sont intéressés dans un premier temps à des configurations simples telles que le cylindre ou le disque tournant. Les analyses de l'écoulement et des transferts convectifs à la surface du disque seul en rotation [1, 2] ont permis de mettre en évidence différentes zones correspondant aux régimes laminaire, de transition et turbulent. L'écoulement est laminaire du centre du disque jusqu'au rayon critique r_{lam} puis il devient turbulent à partir du

rayon critique r_{turb} . Entre ces deux rayons, l'écoulement est transitoire. Ces rayons critiques sont déterminés à partir de deux valeurs caractéristiques des nombres de Reynolds $Re_{lam} = \omega r_{lam}^2 / \nu_{air} = 1,82 \cdot 10^5$ et $Re_{turb} = \omega r_{turb}^2 / \nu_{air} = 2,82 \cdot 10^5$. Dans le cas d'un écoulement laminaire d'air associé à une distribution de température pariétale linéaire suivant le rayon du disque, Dorfman [2] obtient la corrélation suivante :

$$Nu_r = \frac{h_{disque} \cdot r}{\lambda_{air}} = 0,26488 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\omega \cdot r^2}{\nu_{air}}} \quad (1)$$

L'écoulement et les transferts de chaleur dans le cas d'un arbre aileté en rotation, équipé de deux ailettes annulaires, au sein d'une enveloppe fixe cylindrique ont été étudiés entre autres par Herrero et al. [3]. Les auteurs expliquent que la présence des ailettes engendre des non-uniformités au sein de l'écoulement qui créent des tourbillons. Leurs analyses montrent que pour un rayon inférieur au rayon critique, il existe une région autour du cylindre appelée « inner region », au sein de laquelle le fluide peut être assimilé à un corps solide en rotation. D'autre part, à la périphérie du disque se trouve une région, appelée « outer region », au sein de laquelle l'écoulement est caractérisé par la présence de grands vortex tournant dans le sens opposé à celui des ailettes. Ces phénomènes dépendent à la fois des caractéristiques géométriques et de l'écoulement. En effet, Herrero et al. [3] montrent qu'un écoulement tridimensionnel est obtenu pour d'importants S_H , rapport entre l'espacement inter-disques et rayon du disque, ou bien pour d'importants nombres de Reynolds rotationnels. Alors qu'un écoulement permanent 2D est observé pour de faibles S_H et nombres de Reynolds rotationnels.

Les échanges convectifs sur un arbre aileté en rotation seule, sans enveloppe, ont été étudiés par Sparrow [4] et Watel [5]. Le premier identifie le coefficient de transfert convectif par analogie avec les transferts de masse à l'aide de la méthode de sublimation du naphthalène, alors que la seconde effectue une étude thermique à l'aide d'une méthode transitoire, utilisant les variations temporelles de la température de l'ailette mesurée par thermographie infrarouge. Watel détermine alors le coefficient d'échange convectif à partir d'une intégration sur le temps de l'équation de l'énergie en négligeant les flux de chaleur conductifs au sein de l'ailette. Pour des nombres de Reynolds rotationnels variant de 400 à 30000, et pour différents espacements inter-ailette, Watel met en évidence l'influence de la convection naturelle gravitationnelle pour les petites vitesses de rotation. D'autre part, pour des vitesses de rotation plus importantes, la convection forcée de rotation devient prédominante sur les effets gravitationnels. Watel et Sparrow montrent alors que le nombre de Nusselt augmente avec la vitesse de rotation et l'espacement inter-ailette, et que l'influence de l'espacement inter-ailette est plus importante pour les faibles vitesses de rotation.

On présente dans cet article l'étude expérimentale du refroidissement d'un arbre aileté en rotation. Un dispositif expérimental basé sur l'utilisation de la thermographie infrarouge permet de mesurer le champ de température local sur l'ailette centrale du tube aileté constitué de cinq ailettes annulaires. Par rapport aux études précitées, la méthode d'identification proposée, associée à une régularisation spatio-temporelle, permet de déterminer les variations du coefficient d'échange convectif local et de prendre en compte des flux conductifs au sein de l'ailette. En effet, pour des matériaux à forte conductivité thermique, négliger la conduction radiale peut générer des erreurs importantes sur le coefficient de transfert convectif [6].

2. Description du banc d'essai

Le coefficient d'échange convectif à la surface d'une ailette annulaire en rotation est déterminé à partir des mesures des variations spatiales et temporelles de la température de

l'ailette $T_{mes}(r, t)$. Ces mesures sont effectuées sur l'ailette centrale a_3 d'un arbre muni de cinq ailettes en aluminium ($\rho_{al} = 2700 \text{ kg.m}^{-3}$, $C_{pal} = 960 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\lambda_{al} = 200 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$), de rayon interne r_i , de hauteur H et de rayon externe r_e (figure 1).

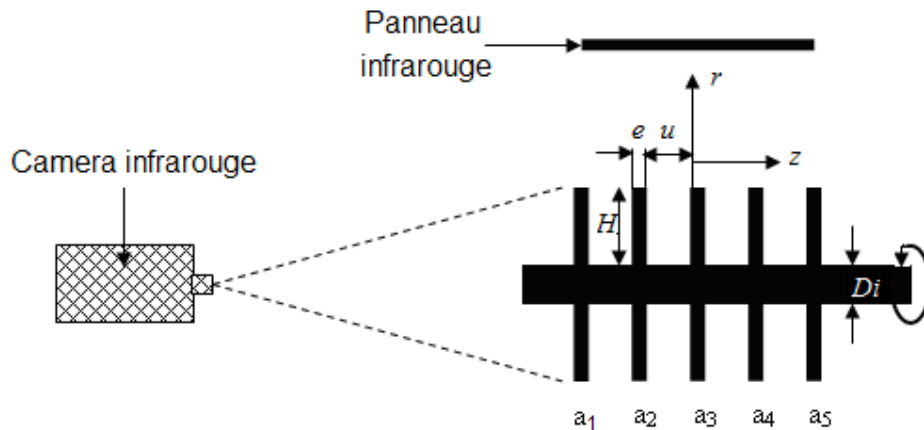


Figure 1 : Schéma de la maquette expérimentale

Des lampes infrarouges à ondes courtes placées horizontalement au-dessus du système servent à chauffer uniformément les ailettes en rotation. Une fois l'équilibre thermique atteint au sein de l'ailette, le chauffage est interrompu. La caméra infrarouge permet de mesurer le profil de température radial de l'ailette centrale a_3 pendant le refroidissement de l'arbre, pour plusieurs positions angulaires. Afin de pouvoir réaliser des mesures sur l'ailette centrale a_3 , les ailettes a_1 et a_2 comportent des fentes rectangulaires de 10 mm de largeur sur la totalité de leur rayon (figure 2). On considère alors que la présence de ces fentes ne perturbe pas les échanges convectifs sur l'ailette centrale a_3 . Les mesures de température se font alors sur la surface f_3 .

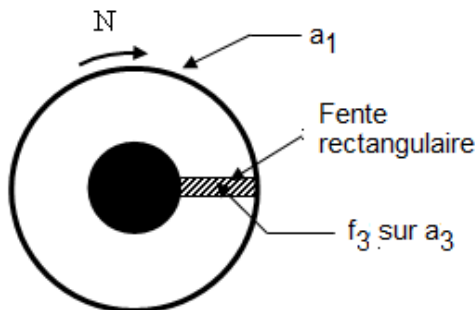


Figure 2 : Vue de face du système aileté

Caractéristiques géométriques (mm)	
Hauteur des ailettes H	40, 60, 80
Espacement inter-ailette u	6, 10, 14, 24, 40
Épaisseur des ailettes e	2
Diamètre du cylindre D_i	58
Vitesse de rotation (tr.min^{-1})	
N	500, 1000, 1500, 2000

Tableau 1 : Caractéristiques du système

Un pyromètre infrarouge est placé perpendiculairement à l'axe de rotation de l'arbre. Il permet de mesurer l'évolution temporelle de la température du cylindre $T_{cyl}(t)$ entre les ailettes a_3 et a_4 . Un thermocouple de type K est également positionné, pendant la phase de refroidissement des ailettes, à 0,5 m du système, afin de ne pas être réchauffé par celui-ci. La température de l'air mesurée lors des essais ne variant pas plus de 1 °C, c'est sa valeur moyenne T_∞ qui est utilisée comme température de référence. Les caractéristiques géométriques et les vitesses de rotation considérées sont données dans le tableau 1. Les différents espacements inter-ailettes u sont obtenus en insérant des bagues isolantes en bakélite de différentes largeurs. De plus, des essais ont été réalisés pour le cas d'une ailette seule correspondant à $u = \infty$. Les ailettes et les anneaux sont recouverts d'une fine couche de peinture noire dont l'émissivité ϵ_n a été évaluée expérimentalement.

3. Méthode d'identification

L'objectif de ces travaux est de caractériser les échanges convectifs sur l'ailette centrale d'un arbre aileté équipé de cinq ailettes pour différentes géométries à partir des mesures des

variations temporelles et radiales de la température $T_{mes}(r, t)$ de l'ailette par thermographie infrarouge. Cette méthode d'identification nécessite le développement d'un modèle direct qui permet de calculer les variations spatiales et temporelles de la température $T_{cal}(r, z, t)$ de l'ailette à partir d'un profil radial imposé du coefficient d'échange convectif $h_{imp}(r)$, ainsi que d'un modèle inverse qui permet de déterminer, par itération, la distribution radiale du coefficient d'échange $h(r)$ à partir des mesures du champ de température local $T_{mes}(r, t)$ lors du refroidissement. Pour cela, il est nécessaire d'effectuer un bilan d'énergie sur un élément infinitésimal de l'ailette au cours du refroidissement en tenant compte des pertes convectives, radiatives ainsi que du flux conductif au sein de l'ailette. Le problème étudié est instationnaire et bidimensionnel : il permet de prendre en compte les variations locales de la température suivant le rayon r et l'épaisseur z de l'ailette. En considérant que les deux faces de l'ailette sont soumises aux mêmes flux convectif et radiatif, on applique une condition de symétrie entre les deux faces de l'ailette a_3 . Les variations temporelles et spatiales de la température au cœur de l'ailette sont donc régies par l'équation de la chaleur suivante :

$$\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2)$$

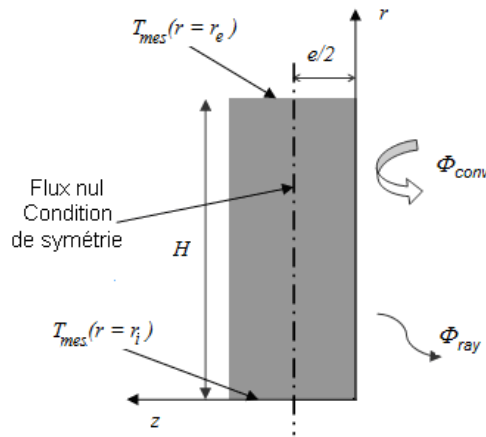


Figure 3 : Schéma de l'ailette

Aux extrémités de l'ailette, en $r = r_i$ et $r = r_e$, on considère des conditions de températures imposées qui sont les températures instantanées mesurées par la caméra infrarouge. On a $T(r = r_i, z, t) = T_{mes}(r = r_i, t)$ et $T(r = r_e, z, t) = T_{mes}(r = r_e, t)$. En $z = 0$, le système est soumis à une condition de flux imposé, faisant intervenir dans la résolution du système les flux convectif $\Phi_{conv} = h.S.\Delta T$ et radiatif Φ_{ray} perdus au niveau de la surface extérieure de l'ailette. Le flux radiatif sera évalué à chaque nœud de calcul à partir de la densité de flux net radiatif de l'ailette centrale a_3 , déterminé à partir des températures de l'ailette, du cylindre et de l'atmosphère. Enfin, en $z = e/2$, la condition limite est une condition de flux nul, due à la symétrie des conditions thermiques des deux faces de l'ailette, soit :

$$\left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=e/2} = 0 \quad (3)$$

Pour les conditions initiales, à l'instant $t = 0$, on dispose des températures surfaciques mesurées en tout point du rayon de l'ailette par la caméra infrarouge, on a l'égalité suivante :

$$T(r, z, t) = T_{mes}(r, t = 0) \quad \forall z \quad (4)$$

La distribution radiale du coefficient d'échange convectif est déterminée à l'aide d'une méthode inverse, dite de régularisation spatio-temporelle. Elle consiste à ajouter des termes de régularisation à une méthode de spécification de fonction dans l'objectif d'obtenir une solution stable malgré le bruit de mesure. Ainsi, il est possible d'utiliser trois ordres de

régularisation. Pour cette étude, une régularisation d'ordre 1 a été appliquée, permettant de diminuer les fortes variations de la solution dues au bruit. On définit la fonctionnelle suivante :

$$S_1 = \sum_t \sum_r [T_{cal}(r,t) - T_{mes}(r,t)]^2 + \alpha_1 \sum_r [grad(h(r))]^2 \quad (5)$$

Où α_1 représente le coefficient de régularisation d'ordre 1. L'objectif est alors de minimiser la fonctionnelle S_1 en déterminant la correction Δh à apporter au coefficient $h(r)$. Le processus d'identification de $h(r)$ est alors itératif, jusqu'à obtenir une précision suffisante sur les résultats. Cette correction prend en compte les facteurs expérimentaux tels que le bruit de mesure et nous permet ainsi d'obtenir des valeurs du coefficient d'échange convectif en accord avec la réalité du système.

4. Résultats et analyses

La grandeur adimensionnelle permettant de caractériser les échanges de chaleur par convection est le nombre de Nusselt, basé sur le diamètre intérieur D_i des ailettes, soit $Nu = h.D_i/\lambda_{air}$. Le nombre de Reynolds rotationnel permet quant à lui de caractériser la rotation. Il nécessite la définition d'une vitesse caractéristique. C'est la vitesse $r_i \cdot \omega$ au niveau du cylindre sans ailette qui est utilisée, soit $Re_\omega = (r_i \cdot \omega).D_i/\nu_{air}$. Les propriétés thermophysiques des grandeurs intervenant dans la définition du nombre de Reynolds rotationnel et du nombre de Nusselt sont définies à la température de film T_f . Il est également nécessaire de définir des grandeurs adimensionnelles permettant de caractériser les grandeurs géométriques de notre système : $u' = u/D_i$, $H' = H/D_i$, $r' = r/D_i$. Des séries d'essais ont été réalisés en modifiant l'espacement inter-ailettes, la hauteur des ailettes et la vitesse de rotation (tableau 1). Dans un premier temps, les évolutions temporelles des températures radiales mesurées en $\theta = 0, \pi/2, \pi, 3.\pi/2$ sont analysées. On constate alors que pour les quatre positions angulaires et une même position radiale, les profils de température sont confondus. La distribution de température sur un rayon de l'ailette tend à avoir une symétrie de révolution sous l'effet de la rotation. Ceci confirme la prédominance de la convection rotationnelle sur la convection naturelle gravitationnelle pour nos variations de Re_ω [5]. On peut alors considérer qu'à chaque instant t , le profil radial de la température est identique quel que soit l'angle visé de l'ailette : une seule position angulaire sera donc traitée pour chaque essai.

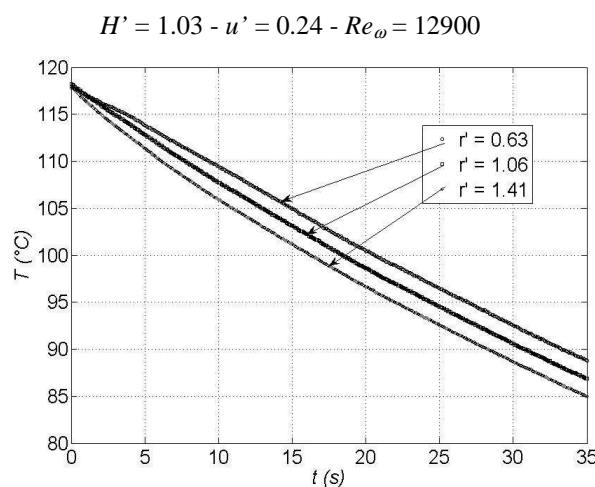


Figure 4 : Evolution temporelle de la température pour trois positions radiales

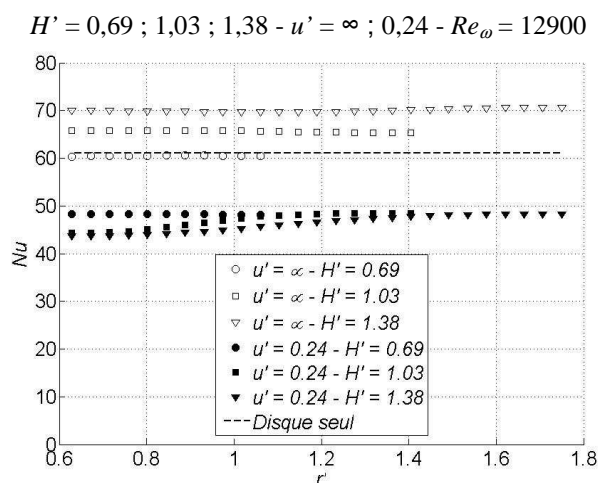


Figure 5 : Profils radiaux de Nu

La figure 4 présente un exemple de l'évolution temporelle de la température au cours du refroidissement des ailettes, pour trois positions radiales. On constate un refroidissement différent suivant le rayon, avec pour le cas considéré figure 4, un refroidissement plus important au niveau de l'extrémité extérieure de l'ailette ($r' = 1,41$) comparé à celui obtenu

près du cylindre ($r' = 0,63$). Les profils radiaux du nombre de Nusselt $Nu(r)$ pour le cas $u' = \infty$ (ailette seule) et pour $u' = 0,24$, pour les trois hauteurs d'ailette étudiées et pour $Re_\omega = 12900$ sont représentés sur la figure 5. On constate que pour le cas d'une ailette seule, on obtient une distribution $Nu(r)$ constante quel que soit le rayon, variant de 60,0 pour $H' = 0,69$ à 70,2 pour $H' = 1,38$. Ces résultats concordent avec la corrélation obtenue dans le cas du disque seul (équation 1) : $Nu_{disque} = h_{disque} \cdot D_i / \lambda_{air} = 61,0$. Ainsi, pour les variations de H' et de Re_ω étudiées, on se trouve dans le domaine d'écoulement laminaire du disque seul présenté en [1]. Ces premiers constats, vérifiés sur tous les essais $u' = \infty$, nous permettent d'une part de voir que pour le cas de l'ailette seule, la hauteur des ailettes ainsi que la position radiale n'influent pas sur le coefficient d'échange convectif local et, d'autre part, de valider notre modèle. Pour le cas $u' = 0,24$, on observe dans un premier temps une chute du nombre de Nusselt par rapport au cas de l'ailette seule, avec des valeurs comprises entre 43,6 et 48,2. En effet, lorsque l'espacement inter-ailette diminue, le fluide en rotation compris entre les couches limites développées au niveau de deux ailettes adjacentes ne suffit plus à évacuer correctement la chaleur, comme l'a constaté Herrero [3] pour le cas de deux disques confinés en rotation. Ces premières observations ont également été effectuées pour les coefficients d'échanges convectifs moyens déterminés par Sparrow [4] et Watel [5]. Si l'on s'intéresse à l'influence de la hauteur pour ce cas, on obtient un profil $Nu(r)$ constant pour $H' = 0,69$, (évolution similaire à celle observée pour $u' = \infty$), alors que pour $H' = 1,03$ et $1,38$, on observe une légère chute du nombre de Nusselt au niveau du cylindre (r' faible). Cependant, à partir de $r' = 1,2$ pour $H' = 1,03$ et $r' = 1,4$ pour $H' = 1,38$, on retrouve la même valeur de Nu obtenue pour le cas $H' = 0,69$. Ces résultats sont probablement dus à la présence du cylindre qui perturbe l'écoulement du fluide au niveau de la base des ailettes. On peut alors considérer que pour un espacement donné, il existe une hauteur H_{crit} telle que : (1) pour $H' < H_{crit}$, on obtient un profil radial du nombre de Nusselt constant quel que soit r' ; (2) pour $H' > H_{crit}$, le cylindre génère des perturbations à la base de l'ailette amenant à une réduction du nombre de Nusselt.

5. Conclusion

Afin de mieux appréhender les phénomènes de transferts convectifs au niveau des systèmes tournants équipés d'ailettes, une méthode d'identification de la distribution radiale du coefficient d'échange $h(r)$, basée sur la régularisation spatio-temporelle, a été mise en œuvre. Elle permet d'obtenir les variations locales de ce coefficient à partir des températures mesurées par thermographie infrarouge, au cours du refroidissement du système. Dans un premier temps, une symétrie de révolution a été observée pour les essais en rotation seule. De plus, notre modèle a pu être validé en comparant les résultats obtenus pour le cas de l'ailette seule et ceux donnés dans la littérature correspondant au cas du disque seul. Par la suite, l'influence de la hauteur sur le profil radial de Nu a été étudiée pour un montage 5 ailettes, permettant de définir, pour un espacement donné, une hauteur critique à partir de laquelle la présence du cylindre semble perturber les échanges convectifs locaux de l'ailette.

Références

- [1] N. Gregory, J. T. Stuart, W. S. Walker, On the stability of free dimensional boundary layers with application to the flow due to a rotating disk, *Optical Phil. Trans. Roy. Soc. London*, vol. 248 (1955), 155-199
- [2] L. A. Dorfman, *Hydrodynamic resistance and heat loss from rotating solids*, Edinburgh and London (1963)
- [3] J. Herrero, F. Giralt, Influence of the geometry on the structure of the flow between a pair of corotating disks, *Phys. Fluids*, vol. 11 No. 1 (1999), 88-96
- [4] E. M. Sparrow, C. S. Preston, Heat transfer from rotating annular fins, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 29 (1986), 831-839
- [5] Watel B., Harmand S., Desmet B., Influence of fin spacing and rotational speed on the convective heat exchanges from a rotating finned tube, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol. 21 (2000), 221- 227
- [6] D. Bougeard, Infrared thermography investigation of local heat transfer in a plate fin and two-tube rows assembly, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol. 28 (2007), 988-1002