



## Etude des échanges convectifs sur un arbre aileté tournant, soumis à un courant d'air parallèle aux ailettes

Barbara Watel\*, Souad Harmand, Bernard Desmet

LAMIH-Laboratoire de Mécanique et d'Energétique, ENSIMEV-Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis,  
B.P. 311-F59304, Valenciennes Cédex, France

Reçu 10 mars 1997 ; sous forme finale 4 mars 1998

---

### Résumé

L'évaluation du coefficient d'échange moyen convectif avec l'air est réalisée sur des ailettes circulaires en rotation et soumises à un courant d'air parallèle à leurs faces. Un banc d'essais a été conçu pour mesurer, par thermographie infrarouge, le refroidissement d'une ailette. Le bilan thermique dans une ailette pendant son refroidissement permet d'obtenir l'expression du coefficient d'échange thermique à partir de la variation temporelle de température dans l'ailette. Les essais ont été réalisés pour des nombres de Reynolds du courant d'air (basés sur le diamètre de l'arbre et la vitesse du courant d'air) jusqu'à 40 000 et des nombres de Reynolds rotationnels (basés sur le diamètre et la vitesse périphérique de l'arbre) entre 400 et 27 500. Les influences relatives des nombres de Reynolds et du nombre de Grashof traduisant la convection naturelle due à la pesanteur sur le transfert de chaleur à la surface de l'ailette ont été analysées. © 1998 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Study of the convective exchanges from a rotating finned shaft, submitted to an air flow parallel to the fins

### Abstract

The evaluation of the heat transfer coefficient in the air is made on rotating circular fins and submitted to an air stream parallel to the fins. A test bench was designed to measure, by infrared thermography, a fin cooling. The thermal balance in a fin during its cooling allows to obtain the expression of the heat transfer coefficient from the temperature time evolution of the fin. The tests were carried out for air stream Reynolds numbers (based on the shaft diameter and on the air stream velocity) until 40 000 and rotational Reynolds numbers (based on the shaft diameter and the peripheral speed) between 400 and 27 500. The relative influences of the Reynolds numbers and of the Grashof number representing the natural convection due to gravity on the heat transfer on the fin surface were analysed. © 1998 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

---

### Nomenclature

$Bi$  nombre de Biot,  $he/\lambda_{al}$   
 $C$  chaleur massique [ $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$ ]  
 $d$  hauteur d'une ailette,  $R_e - R_i$  [m]  
 $D$  diamètre de l'arbre [m]  
 $e$  épaisseur d'une ailette [m]  
 $f_i$  fréquence ligne [Hz]

$F_{a-b}$  facteur de forme entre  $a$  et  $b$  ( $a$  vers  $b$ )  
 $Gr_{gl}$  nombre de Grashof,  $g\beta\Delta T l^3/\nu_a^2$   
 $Gr_{\omega l}$  nombre de Grashof,  $R_i\omega^2\beta\Delta T l^3/\nu_a^2$   
 $h$  coefficient d'échange local avec l'air [ $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ ]  
 $\bar{h}$  coefficient d'échange moyen avec l'air [ $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ ]  
 $H$  point situé au centre de  $R_h$   
 $I$  niveau thermique du rayonnement  
 $J_i$  radiosité émise par la surface  $i$  [ $W\ m^{-2}$ ]  
 $l$  longueur de référence,  $D$ ,  $R_e$  ou  $d_{eff}$  [m]  
 $l_f$  largeur de la fente (ailettes  $a_1$  et  $a_2$ ) [m]  
 $L$  distance objectif/ailette  $a_3$  [m]

---

\* Corresponding author. E-mail: lme@univ-valenciennes.fr

$M_3$	point situé au centre de $r_3$
$n_p$	nombre de pixels/ligne
$N$	vitesse de rotation de l'arbre [tr min <sup>-1</sup> ]
$Nu_l$	nombre de Nusselt, $\bar{h}l/\lambda_a$
$r$	position radiale sur le disque [m]
$r_3$	portion de l'ailette $a_3$ située dans le champ de vision de la caméra
$R_c$	rayon de l'ailette $a_3$ passant par $M_3$
$R_h$	position horizontale de droite de $R_c$
$R_e$	rayon extérieur de l'ailette [m]
$Re_{Ul}$	nombre de Reynolds du courant d'air, $Ul/\nu_a$
$Re_{\omega l}$	nombre de Reynolds rotationnel, $\omega R_l/\nu_a$
$R_r$	rayon de l'arbre [m]
$R_m$	rayon moyen de l'ailette, $(R_e + R_c)/2$ [m]
$s$	espacement entre deux ailettes [m]
$t$	temps [s]
$T$	température [K]
$Ta$	nombre de Taylor, $Re_{\omega D}(D/R_r)^{1/2}$
$U$	vitesse du courant d'air [m s <sup>-1</sup> ]
$V_p$	vitesse périphérique de l'arbre, $\omega R_r$ [m s <sup>-1</sup> ]
$z$	coordonnée axiale [m].

#### Symboles grecs

$\beta$	coefficient de dilatation volumique [K <sup>-1</sup> ]
$\Delta T$	différence de température entre la surface et $T_\infty$ [K]
$\varepsilon$	émissivité
$\theta$	position angulaire sur l'ailette [rad]
$\lambda$	conductivité thermique [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\mu$	viscosité dynamique [kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\nu$	viscosité cinématique [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	masse volumique [kg m <sup>-3</sup> ]
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ W m <sup>-2</sup> K <sup>-4</sup> )
$\tau$	coefficient de transmission atmosphérique
$\omega$	vitesse de rotation de l'arbre [rad s <sup>-1</sup> ]
$\varphi_{\text{conv}}$	densité de flux convectif [W m <sup>-2</sup> ]
$\varphi_{\text{ray}}$	densité de flux de rayonnement [W m <sup>-2</sup> ].

#### Indices

a	air
al	aluminium
k	klingérite
n	peinture noire
noir	corps noir
$\infty$	grandeurs situées en dehors de la couche limite.

## 1. Introduction

Le travail présenté a pour objectif d'évaluer le coefficient d'échange convectif moyen avec l'air sur des ailettes circulaires en rotation à vitesse uniforme et soumises ou non à un courant d'air parallèle à leurs faces. Les échanges convectifs sur un arbre aileté en rotation trouvent une application dans l'étude du comportement thermique

d'un disque de frein caloduc, dont la partie condenseur est constituée d'un arbre aileté [1, 2].

Dans la bibliographie, nous n'avons pas trouvé d'articles traitant du transfert de chaleur sur les ailettes annulaires d'un arbre tournant dans un écoulement libre. Murthy [3] a calculé l'écoulement laminaire et le transfert de chaleur d'un arbre muni d'ailettes annulaires, tournant dans une enveloppe fixe. Des études portant sur des systèmes rotatifs comprenant des surfaces planes parallèles tournant autour du même axe ont été réalisées. En particulier, l'écoulement de l'air et le transfert de chaleur à l'intérieur d'une cavité tournante ont fait l'objet de nombreuses publications, Chew [4], Northrop [5], Kim [6], Iacovides [7]. Dans l'analyse du comportement thermique de machines tournantes, deux grandes classes de configurations géométriques sont rencontrées: les disques tournants et les cylindres tournants. Le transfert de chaleur à partir d'un long cylindre en rotation, qui est la plus simple de toutes les configurations, constitue le point de départ pour la plupart des travaux dans ce domaine: Kays [8], Etemad [9], Shimada [10], Dropkin [11]. Des résultats expérimentaux sur le transfert de chaleur par convection naturelle sur un tube à ailettes annulaires sont fournis dans le VDI-Wärmeatlas [12]. Plusieurs études ont été menées sur l'évaluation des échanges convectifs sur un tube ou un faisceau de tubes ailetés fixes, soumis à un courant d'air transversal: Sung [13], Schütz [14], Sparrow [15], Hu [16], Legkiy [17], Grass [18].

L'évaluation des échanges convectifs sur un disque tournant, soumis ou non à un courant d'air parallèle à sa surface, a déjà fait l'objet d'une première publication [19]. Dans cette étude, l'accent était mis sur la présentation d'une méthode d'obtention du coefficient d'échange dans un système tournant, à partir de la mesure des températures de surface du disque par thermographie infrarouge. Cette méthode est de nouveau utilisée dans la présente étude. Un banc d'essais a été conçu pour mesurer, par thermographie infrarouge, l'évolution temporelle des températures en un point particulier d'une ailette durant son refroidissement, cette dernière ayant été préalablement chauffée jusqu'à une température avoisinant 120°C. Une analyse théorique des phénomènes thermiques se produisant dans une ailette, en régime transitoire, permet de déterminer le coefficient d'échange moyen avec l'air d'une ailette, à partir de la variation temporelle de température. Enfin, une série d'essais a été réalisée pour une gamme de vitesses de courant d'air  $U$  comprise entre 0 et 14 m s<sup>-1</sup> ( $0 \leq Re_{UD} \leq 41\,400$ ) et de vitesses de rotation comprises entre 50 et 3200 tr min<sup>-1</sup> ( $400 \leq Re_{\omega D} \leq 27\,500$ ). On cherche à mettre en évidence les influences relatives du nombre de Reynolds du courant d'air  $Re_{UD}$ , du nombre de Reynolds rotationnel  $Re_{\omega D}$  et du nombre de Grashof  $Gr_{gD}$  sur le nombre de Nusselt  $Nu_D$ . Les valeurs du coefficient d'échange obtenues dans la présente étude sont comparées à celles données par la bibliographie dans des configurations voisines.

## 2. Mise en place d'un banc d'essais

### 2.1. Procédure d'un essai

La détermination des échanges convectifs à la surface d'une ailette annulaire est obtenue à partir de la mesure de l'évolution temporelle des températures sur cette ailette. Le refroidissement de celle-ci dépend d'une part de la vitesse de rotation  $\omega$  de l'arbre, d'autre part de la vitesse  $U$  du courant d'air horizontal parallèle aux ailettes. L'intégration de l'équation de l'énergie dans l'ailette fournit alors l'expression du coefficient d'échange moyen sur l'ailette en fonction de la variation temporelle de température. La mesure des températures est réalisée sur l'ailette centrale  $a_3$  d'un arbre comportant un ensemble de cinq ailettes (rayon intérieur  $R_i$ , rayon extérieur  $R_e$ ) (Figs 1 et 2). Au cours de chaque essai, la température restant relativement uniforme dans l'ailette, on réduit l'acquisition de la température à celle d'un seul point matériel  $M_{3W}$  du rayon  $R_c$  de l'ailette  $a_3$ , défini par sa position radiale  $R_m = (R_e + R_i)/2$ , chaque fois que  $R_c$  se trouve suivant la position horizontale.

L'arbre aileté est placé à l'intérieur d'une soufflerie dont la veine est de section rectangulaire. Avant de mesurer le refroidissement des ailettes, le système en rotation est chauffé par un panneau radiant émettant dans l'infrarouge court (11), placé horizontalement au-dessus du système tournant. Une ouverture circulaire (9) est réalisée

dans la partie de la paroi située au-dessus du montage et un convergent (10) permet de concentrer le rayonnement sur le système tournant. Pendant l'étape de chauffage, le système tourne à vitesse constante, pour permettre un chauffage uniforme des ailettes jusqu'à des températures entre 110 et 140°C. Avec ou sans courant d'air suivant les essais, le refroidissement de l'ailette  $a_3$  est ensuite mesuré par thermographie infrarouge (système THERMOVISION® 900, type 900 SW/TE), la caméra étant utilisée en mode de balayage ligne. La caméra, dont l'axe optique est confondu avec l'axe de rotation de l'arbre aileté, est placée de telle sorte que le balayage ligne se produise suivant le diamètre horizontal des ailettes (Fig. 3). Pour que la position horizontale  $R_h$  sur l'ailette  $a_3$  soit située dans le champ de vision de la caméra, la paroi verticale de la veine comporte une fente rectangulaire  $f_p$  placée face à  $R_h$  (Figs 3 et 4). D'autre part, les ailettes  $a_1$  et  $a_2$ , placées entre l'ailette  $a_3$  et la paroi de la veine, comportent une fente rectangulaire sur toute la longueur de leur rayon ( $f_1$  et  $f_2$ ). On fixe l'emplacement du point  $M_{3W}$  au centre de la portion  $r_3$  vue de face à travers les fentes  $f_1$  et  $f_2$ , lorsque celle-ci est située face à la fente  $f_p$ . Au cours du refroidissement des ailettes, des séquences de lignes balayées par la caméra suivant le diamètre horizontal des ailettes à la fréquence du balayage ligne  $f_l = 3472$  Hz sont enregistrées sur la durée minimale d'un tour pour observer le passage de  $M_{3W}$  en position H (Fig. 2). Le "niveau thermique", noté  $I_m$ , est obtenu pour chacun

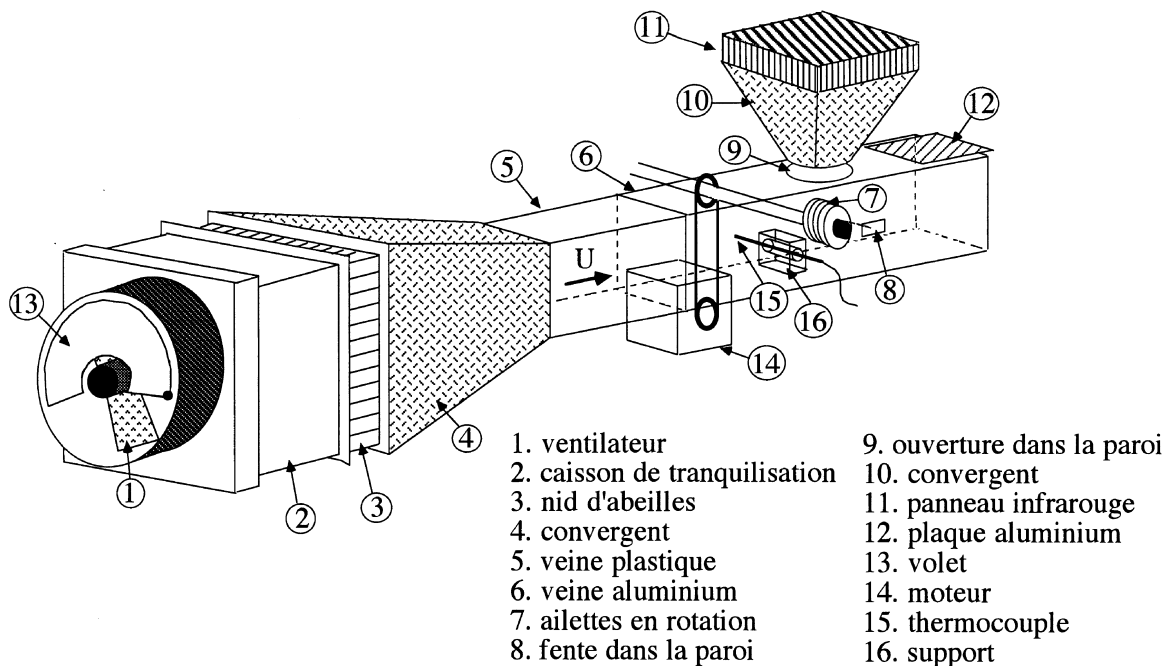


Fig. 1. Schéma du banc d'essais.



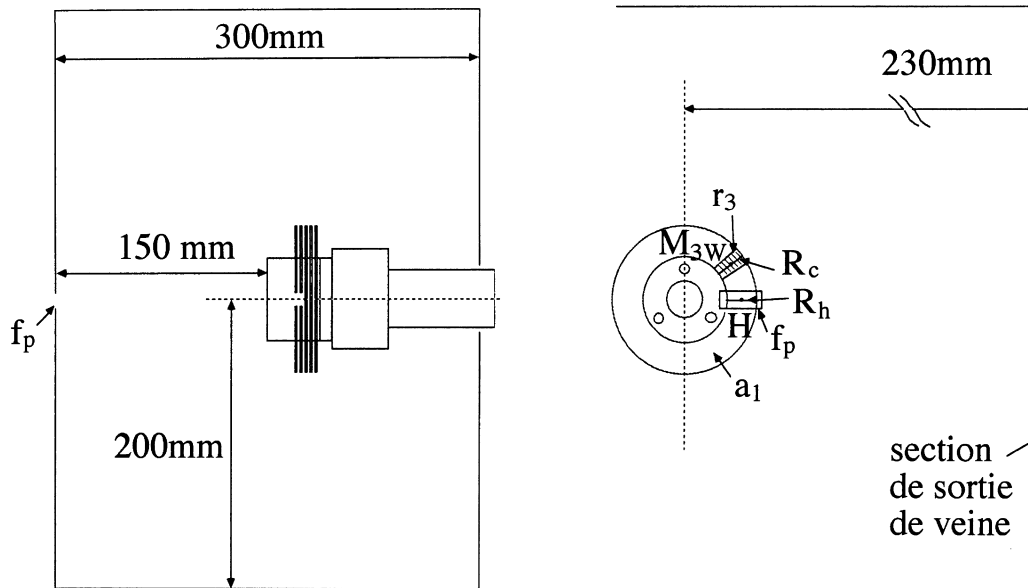


Fig. 4. Emplacement du système tournant à l'intérieur de la veine.

des  $n_p = 204$  pixels des lignes balayées successivement. Il correspond au rayonnement incident sur le détecteur issu d'une surface élémentaire vue par la caméra suivant la ligne balayée. Le niveau thermique  $I_m$  au point  $M_{3W}$  est converti en température, en passant par l'étalonnage de la caméra et la détermination de l'expression de la radiosité émise par l'ailette  $a_3$  en  $M_{3W}$ .

## 2.2. Dispositif expérimental

### 2.2.1. Montage des ailettes

Une des priorités, dans la conception du montage, est d'isoler thermiquement chacune des cinq ailettes des autres pièces et en particulier de l'arbre en acier (1) (Fig. 5). Les cinq ailettes  $a_i$  ( $1 \leq i \leq 5$ ,  $R_e = 50$  mm,  $e = 1$  mm) ont été réalisées en aluminium ( $\rho_{al} = 2720$  kg m $^{-3}$ ,  $\lambda_{al} = 233$  W m $^{-1}$  K $^{-1}$ ,  $C_{al} = 0,98$  kJ kg $^{-1}$  K $^{-1}$ ). Elles reposent sur des cales d'isolant type klingérite (2) (conductivité: 0,5 W m $^{-1}$  K $^{-1}$ ) de manière à limiter la transmission de chaleur entre l'arbre et les ailettes. L'écartement  $s = 2$  mm entre les ailettes est obtenu grâce à quatre entretoises en acier (3) ( $D = 58$  mm, épaisseur 2 mm). Deux entretoises de klingérite (4), de mêmes dimensions que celles en acier, ont été placées d'une part entre l'ailette  $a_5$  et la butée de l'arbre (1), d'autre part entre l'ailette  $a_1$  et le chapeau en acier (5), pour isoler thermiquement les ailettes des éléments (1) et (5). Les différentes pièces constituant l'arbre (1) en dehors de la zone des ailettes sont recouvertes d'un revêtement réfléchissant (film d'aluminium) afin de réduire le flux radiatif absorbé par l'arbre au cours du chauffage.

Les ailettes, les entretoises et le chapeau ont été recouverts d'une fine couche de peinture noire. Son émissivité relativement importante permet une détermination plus précise de l'expression de la radiosité émise au point  $M_{3W}$ . La réalisation des ailettes dans un métal de conductivité élevée et le revêtement de leur surface avec une peinture de haute émissivité permet d'admettre qu'elles absorbent toutes la même quantité de chaleur et que leur température reste uniforme durant le refroidissement. Il nous est possible d'accéder, par thermographie infrarouge, à la température suivant le rayon  $R_c$  de l'ailette à un instant quelconque du refroidissement. La variation de température suivant le rayon dans l'ailette reste faible. En notant  $T_{max}$  et  $T_{min}$  respectivement les températures maximale et minimale obtenues sur le rayon  $R_c$ , le rapport  $(T_{min} - T_{\infty}) / (T_{max} - T_{\infty})$  reste supérieur à 0,95 à un instant quelconque de la phase de refroidissement. De plus, le profil de température suivant le rayon  $R_c$  montre que la température au point  $M_{3W}$  du rayon  $R_c$  constitue une approximation de la température moyenne suivant le rayon, avec une erreur absolue sur la température inférieure à 0,5°C. En outre, sous l'effet de la rotation et grâce à la conductivité élevée de l'aluminium, la distribution de température tend à présenter une symétrie de révolution. C'est pourquoi, on supposera par la suite que la température  $T_{M_{3W}}$  est bien une température représentative de l'ailette  $a_3$ .

### 2.2.2. Caractéristiques de l'installation

Dans la veine de soufflerie (Figs 1 et 4), de section  $0,3 \times 0,4$  m $^2$ , la vitesse  $U$  de l'écoulement peut varier de 0

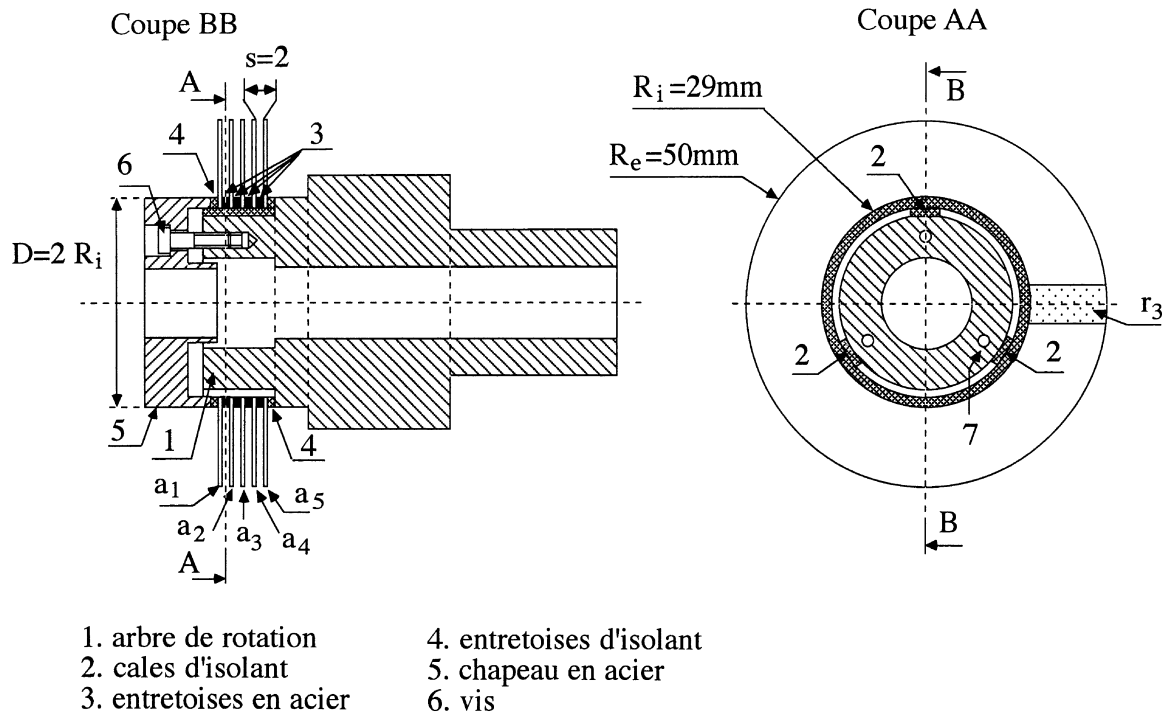


Fig. 5. Schéma du cylindre aileté.

à  $14 \text{ m s}^{-1}$ . Elle est mesurée dans une section située à 280 mm à l'amont des ailettes. L'uniformité de la vitesse dans cette section a été vérifiée. L'arbre muni des ailettes est entraîné à vitesse variable de  $0\text{--}3200 \text{ tr min}^{-1}$ . La puissance du panneau radiant (11) est de 9 kW.

### 2.2.3. Mesure de la température de référence de l'air

Un thermocouple (15) (type K à réponse rapide dans l'air) (Fig. 1) est positionné, pendant la phase de refroidissement des ailettes, à l'amont de celles-ci, au centre de la section située à 80 mm des ailettes. Le thermocouple est placé suffisamment loin des différentes parois, et n'est pas réchauffé par le système tournant. La température de l'air ainsi enregistrée varie au plus de  $2^\circ\text{C}$  sur la durée du refroidissement des ailettes; sa valeur moyenne  $T_\infty$  sera utilisée comme température de référence.

### 2.2.4. Mesure de la température sur les parois de la veine

Le connaissance de l'évolution temporelle des températures  $T$  des parois est nécessaire pour la détermination des radiosités émises par celles-ci. Pendant le chauffage, une proportion non négligeable du rayonnement est absorbée par les parois de la veine. Sept thermocouples, de type K, sont collés en différents points sur les parois de la veine (Fig. 3). L'intérieur de la paroi en aluminium a été dépoli pour rendre diffuse la réflexion sur ces parois.

### 2.3. Dimension des fentes rectangulaires dans les ailettes et la paroi de la veine

La paroi verticale de la veine comporte une fente rectangulaire  $f_p$  de dimensions  $10 \times 30 \text{ mm}^2$  (Figs 3 et 4), située face à  $R_b$ . L'épaisseur  $l_f$  des fentes rectangulaires  $f_1$  et  $f_2$  réalisées dans les ailettes  $a_1$  et  $a_2$  vaut 10 mm. Le choix des dimensions des fentes a été réalisé pour obtenir une lecture correcte du niveau thermique suivant le rayon  $R_c$  de l'ailette  $a_3$ , en position  $R_b$ , la caméra étant focalisée sur le plan de l'ailette  $a_3$ . En mode de balayage trame, lorsque les ailettes sont immobiles avec le point  $M_{3W}$  en position H, la caméra voit la portion  $r_3$  de l'ailette  $a_3$ , à travers les fentes  $f_1$ ,  $f_2$  et  $f_p$ . Comme les plans des ailettes  $a_1$ ,  $a_2$  et de la paroi de la veine ne sont pas situés dans le plan de focalisation, l'image de ces ailettes et en particulier des fentes  $f_1$  et  $f_2$  présente un certain flou (Fig. 6). Le niveau thermique donné par le profil thermique  $TH$  sur la portion  $r_3$  n'est pas uniforme sur toute la largeur  $l_f$  de  $r_3$  comportant  $n_f = n_p l_f / (2L \text{ tg}(A/2)) = 10$  pixels (dans les conditions de nos essais,  $A = 20^\circ$  et  $L = 0,54 \text{ m}$ ). La lecture du niveau thermique est correcte pour les points de la portion situés dans la zone uniforme  $Z_u$  des niveaux thermiques: cette dernière comporte  $n_u = 5$  pixels.

Dans le cas de nos essais en rotation, l'observation de l'ailette  $a_3$  suivant son rayon  $R_c$  lorsque celui-ci se trouve en position  $R_b$  impose le balayage ligne qui possède une

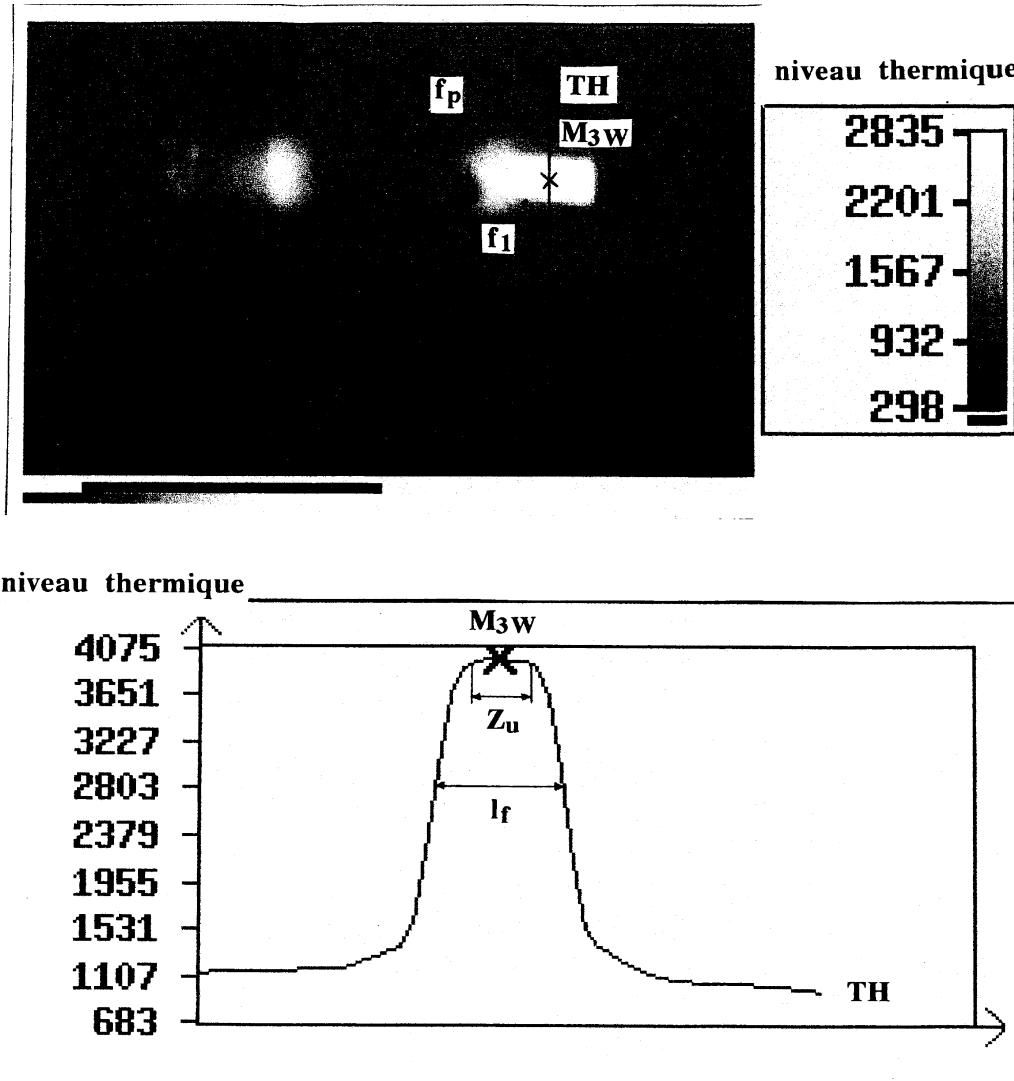


Fig. 6. Profil thermique TH.

fréquence assez élevée ( $f_i = 3472$  Hz). Sur la Fig. 7, on se place dans le repère lié à l'ailette. Les observations consécutives des points  $M_{i-1}$ ,  $M_i$  et  $M_{i+1}$  de la ligne balayée suivant le diamètre horizontal positionnés à  $r = R_m$  correspondent à la durée  $l/f_i$  du balayage ligne. L'arc de cercle décrit par le point  $M_{3w}$  de l'ailette pendant la durée de balayage d'une ligne a une longueur égale à  $l = R_m \theta_e$  où  $\theta_e = \omega/f_i$ , forme le secteur défini par deux passages successifs du balayage ligne. L'indétermination sur l'angle  $\theta_0$  est égale à  $\theta_e/2$ . Il en résulte qu'un point de mesure  $M_i$  se situe dans un secteur angulaire d'angle  $\theta_e$  ayant comme bissectrice l'axe de symétrie de la fente. On lit alors le niveau thermique correspondant au point  $M_{3w}$  au point  $M_i$  le plus proche de celui-ci, la distance maximale entre ces points valant  $l/2$ . A la vitesse de rotation

maximale  $N = 3200$  tr  $\text{min}^{-1}$ ,  $l$  vaut 3,81 mm. Le niveau thermique lu au point  $M_i$  est correct s'il appartient à la zone  $Z_u$ , donc si le nombre de pixels situés entre  $M_{3w}$  et  $M_i$  est inférieur à  $n_u/2$ . Sur la longueur  $M_{3w}M_i$  égale à  $l/2$ , on compte  $n_d = n_p l / (4L \text{tg}(A/2)) = 2$  pixels, ce qui est bien inférieur à  $n_u/2$ .

### 3. Détermination de la température de l'ailette $a_3$ au point $M_{3w}$ en position H

La caméra donne directement, pendant la phase de refroidissement des ailettes, l'évolution temporelle du niveau thermique numérisé  $I_{M_{3w}}(t)$  du rayonnement en provenance du point  $M_{3w}$ . L'objectif est alors d'exprimer

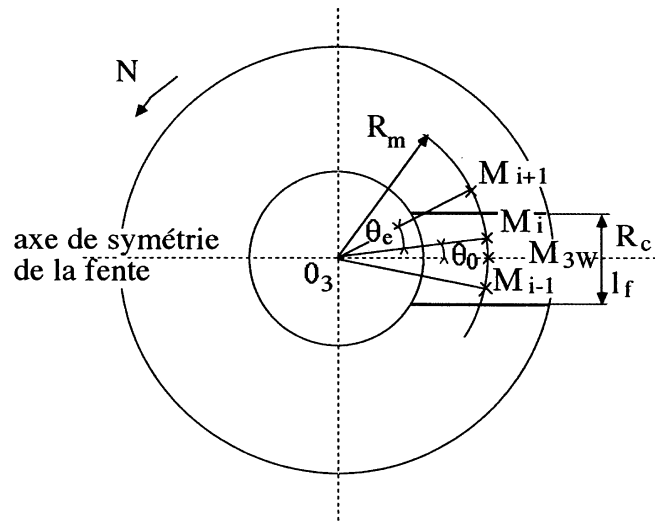


Fig. 7. Evaluation de la largeur minimale de la fente.

la relation entre le signal de sortie de la caméra  $I_{M_{3w}}(t)$  et la température  $T_{M_{3w}}$  à l'instant  $t$  du point  $M_{3w}$  en position H. Les rayonnements correspondants incidents sur le détecteur sont constitués par la radiosité  $J_{M_{3w}}$  émise à l'instant  $t$  par l'ailette  $a_3$  au point  $M_{3w}$ , atténuée par l'atmosphère, ainsi que par les rayonnements émis au même instant par l'atmosphère elle-même. Or, la radiosité  $J_{M_{3w}}$  se compose de l'émission thermique  $\varepsilon_n \sigma T_{M_{3w}}^4$  en  $M_{3w}$ , mais également des rayonnements émis par les autres surfaces  $S_i$  aux températures  $T_{S_i}$  du système tournant et des parois de la veine qui sont réfléchis sur l'ailette  $a_3$ :

$$J_{M_{3w}} = \varepsilon_n \sigma T_{M_{3w}}^4 + (1 - \varepsilon_n) \sum_{S_i} J_{S_i} F_{M_{3w}-S_i} \quad (1)$$

Les hypothèses suivantes sont effectuées :

- la température  $T_{S_i}$  des autres ailettes et des entretoises peintes en noir est identifiée à la température  $T_{M_{3w}}$  de l'ailette  $a_3$  au point  $M_{3w}$  en position H ;
- la température  $T_{ch}$  du chapeau est évaluée de la même façon que  $T_{M_{3w}}$  ;
- l'émissivité des surfaces peintes en noir de l'ensemble tournant est supposée égale à  $\varepsilon_n$  ;
- l'émissivité des parois intérieures de la veine est supposée uniforme et égale à l'émissivité  $\varepsilon_{al}$  de l'aluminium.

L'écriture de chacune des radiosités  $J_{S_i}$  émise à l'instant  $t$  permet par la suite d'obtenir l'expression de  $J_{M_{3w}}$  en fonction des températures de surface des parois de la veine ( $T_{f1}$ ,  $T_{f2}$ ,  $T_{f3}$ ,  $T_{f4}$ ,  $T_{f5}$ ,  $T_{d1}$ ,  $T_{d2}$ ,  $T_{d3}$ ,  $T_{d4}$  et  $T_{pm}$ , Fig. 8), de la température de surface des ailettes  $T_{M_{3w}}$ , du chapeau  $T_{ch}$  et de l'air environnant  $T_{\infty}$  :

$$J_{M_{3w}} = A_{M_{3w}1} \sigma T_{M_{3w}}^4 + A_{M_{3w}2} \sigma T_{f1}^4 + A_{M_{3w}3} \sigma T_{f2}^4 + A_{M_{3w}4} \sigma T_{f3}^4 + A_{M_{3w}5} \sigma T_{f4}^4 + A_{M_{3w}6} \sigma T_{f5}^4$$

$$+ A_{M_{3w}7} \sigma T_{d1}^4 + A_{M_{3w}8} \sigma T_{d2}^4 + A_{M_{3w}9} \sigma T_{d3}^4 + A_{M_{3w}10} \sigma T_{d4}^4 + A_{M_{3w}11} \sigma T_{\infty}^4 + A_{M_{3w}12} \sigma T_{pm}^4 + A_{M_{3w}13} \sigma T_{ch}^4 \quad (2)$$

Les coefficients  $A_{M_{3w}i}$  sont des fonctions des facteurs de forme et des émissivités  $\varepsilon_{al}$  et  $\varepsilon_n$  obtenues expérimentalement ( $\varepsilon_n = 0,92$  et  $\varepsilon_{al} = 0,11$ , valables dans la gamme de températures comprises entre 40 et 150°C). Les contributions  $A_{M_{3w}i} \sigma T_{S_i}^4$  de chaque température à la radiosité  $J_{M_{3w}}$  sont fournies dans le Tableau 1 pour un essai particulier. Les températures  $T_{S_i}$  correspondent aux températures mesurées au début de la phase de refroidissement. Les grandeurs relatives des contributions de chaque surface à la radiosité  $J_{M_{3w}}$  montrent que le terme  $J_{M_{3w}1} \sigma T_{M_{3w}}^4$  relatif au rayonnement des ailettes constitue la majeure partie de la radiosité émise au point  $M_{3w}$ . Le terme suivant prépondérant,  $A_{M_{3w}13} \sigma T_{ch}^4$ , relatif au rayonnement du chapeau, ne représente déjà plus que 1,8% de  $A_{M_{3w}1} \sigma T_{M_{3w}}^4$ .

Notons  $I(T)$  la valeur thermique numérisée du signal de sortie de la caméra lorsque celle-ci reçoit uniquement le rayonnement  $\sigma T^4$  émis par un corps noir parfait à la température  $T$ . L'étalonnage de la caméra consiste à exprimer la relation entre la température  $T$  d'un corps noir observé sous incidence normale et le signal de sortie de la caméra  $I(T)$ . Le niveau thermique  $I_{M_{3w}}$  du point  $M_{3w}$  à l'instant  $t$  en position H s'écrit donc, d'après (2) :

$$I_{M_{3w}} = (A_{M_{3w}1} I(T_{M_{3w}}) + A_{M_{3w}2} I(T_{f1}) + A_{M_{3w}3} I(T_{f2}) + A_{M_{3w}4} I(T_{f3}) + A_{M_{3w}5} I(T_{f4}) + A_{M_{3w}6} I(T_{f5}) + A_{M_{3w}7} I(T_{d1}) + A_{M_{3w}8} I(T_{d2}) + A_{M_{3w}9} I(T_{d3}) + A_{M_{3w}10} I(T_{d4})$$



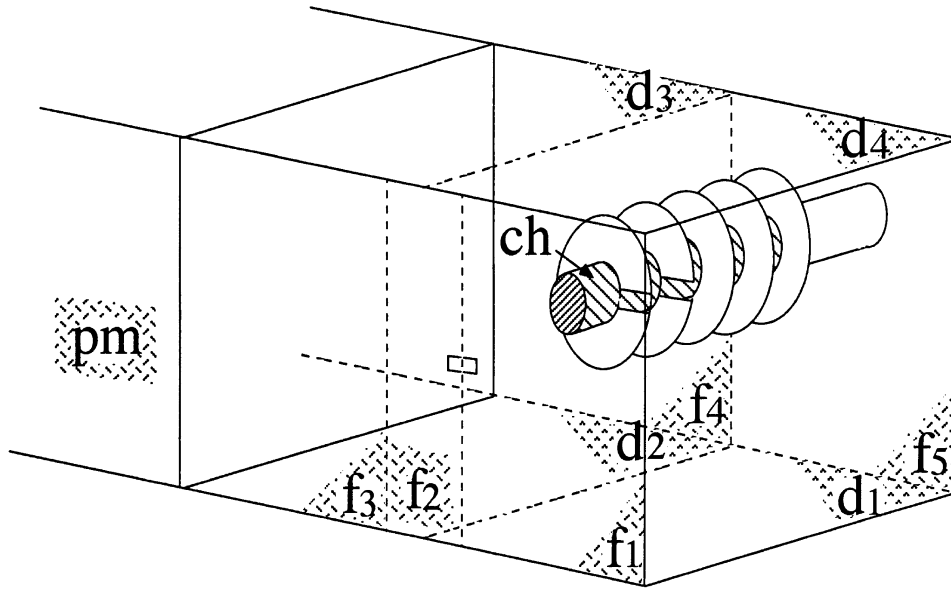


Fig. 8. Localisation des surfaces rayonnantes.

Tableau 1  
Valeurs numériques et grandeurs relatives des termes composant la radiosité  $J_{M_{3W}}$

Radioisité $J_i$	Surface concernée	$J_i$ (W m <sup>-2</sup> )	Valeur relative $J_i/J_1$ (%)
$J_1 = A_{M_{3W}1} \sigma T_{M_{3W}}^4$	Ailettes	1221	100
$J_2 = A_{M_{3W}13} \sigma T_{ch}^4$	Chapeau	22	1,8
$J_3 = A_{M_{3W}11} \sigma T_{\infty}^4$	Environnement	9	0,74
$J_4 = A_{M_{3W}12} \sigma T_{pm}^4$	Surface pm	5	0,4
$J_5 = A_{M_{3W}2} \sigma T_{f1}^4$	Surface $f_1$	2,5	0,2
$J_6 = A_{M_{3W}3} \sigma T_{f2}^4$	Surface $f_2$	1,2	0,1
$J_7 = A_{M_{3W}6} \sigma T_{f5}^4$	Surface $f_5$	1	0,08
$J_8 = A_{M_{3W}7} \sigma T_{d1}^4$	Surface $d_1$	1	0,08
$J_9 = A_{M_{3W}10} \sigma T_{d4}^4$	Surface $d_4$	0,8	0,07
$J_{10} = A_{M_{3W}8} \sigma T_{d2}^4$	Surface $d_2$	0,6	0,05
$J_{11} = A_{M_{3W}5} \sigma T_{f4}^4$	Surface $f_4$	0,6	0,05
$J_{12} = A_{M_{3W}9} \sigma T_{d3}^4$	Surface $d_3$	0,4	0,03
$J_{13} = A_{M_{3W}4} \sigma T_{f3}^4$	Surface $f_3$	0,4	0,03

$$\begin{aligned}
 &+ A_{M_{3W}11} I(T_{\infty}) + A_{M_{3W}12} I(T_{pm}) \\
 &+ A_{M_{3W}13} I(T_{ch}) \tau + (1 - \tau) I(T_{atm}). \quad (3)
 \end{aligned}$$

L'égalité (3) permet d'accéder à la valeur de  $I(T_{M_{3W}})$ . La courbe d'étalonnage permet alors de remonter à la valeur de la température  $T_{M_{3W}}$  à l'instant  $t$ , et par la suite, à l'évolution temporelle  $T_{M_{3W}}(t)$  en position H.

#### 4. Expression du coefficient d'échange sur l'ailette

##### 4.1. Bilan thermique

L'intégration de l'équation de l'énergie, en régime thermique transitoire, sur l'ailette  $a_3$  (Fig. 2) permet d'accéder à la valeur du coefficient d'échange moyen  $\bar{h}$  sur celle-ci.

L'obtention du coefficient d'échange inclut les hypothèses suivantes :

- la température est uniforme dans l'ailette. Une valeur représentative de celle-ci est donnée par la température  $T_{M_{3W}}$ ,
- la paroi de l'ailette est thermiquement mince (nombre de Biot inférieur à 0,1),
- la présence des fentes rectangulaires  $f_2$  et  $f_1$  dans les ailettes  $a_2$  et  $a_1$  ne perturbe pas les échanges convectifs sur la face  $W$  de l'ailette  $a_3$ .

L'équation de l'énergie intégrée sur la surface de l'ailette, durant la phase de refroidissement, s'écrit, dans le repère lié à l'ailette :

$$\begin{aligned}
 &\rho_{al} C_{al} \left( \frac{\partial T}{\partial t} \right)_{M_{3W}} e \\
 &= -\lambda_{al} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R_i} \frac{2eR_i}{R_e^2 - R_i^2} - 2\bar{h}(T_{M_{3W}} - T_{\infty}) - \varphi_{ray}. \quad (4)
 \end{aligned}$$

$\varphi_{conv} = 2\bar{h}(T_{M_{3W}} - T_{\infty})$  représente la densité de flux de chaleur perdu sur les faces de l'ailette par convection dans l'air.

$\varphi_{ray}$  représente la densité de flux radiatif perdu sur les

faces de l'ailette  $a_3$ . Pour chaque essai, on fait l'évaluation de l'évolution temporelle de  $\varphi_{\text{ray}}$ .

Les pertes radiatives et convectives à la périphérie de l'ailette ont été négligées dans l'équation (4).

Le montage est réalisé pour limiter au maximum la conduction entre l'arbre et les ailettes. Dans un premier temps, le flux de conduction  $\lambda_{\text{al}}(\partial T/\partial r)2\pi eR_i$  à la base de l'ailette est supposé négligeable face aux autres flux exprimés dans (4). Il conviendra, lors des essais, de déterminer le domaine de validité de cette hypothèse.

#### 4.2. Expression du coefficient d'échange

Pour obtenir la solution de (4) sous forme analytique, on lissera, pour un essai donné, les valeurs de  $\varphi_{\text{ray}}$  pendant le refroidissement par un polynôme de degré 5 en  $t$ . L'équation (4) s'écrit alors :

$$\rho_{\text{al}}C_{\text{al}}\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_{M_{3w}} e = -2\bar{h}(T_{M_{3w}} - T_{\infty}) - \sum_{i=0}^5 a_i t^i, \quad \text{avec } \varphi_{\text{ray}} = \sum_{i=0}^5 a_i t^i. \quad (5)$$

Le coefficient d'échange  $\bar{h}$  dépend des propriétés physiques de l'air évaluées à la température du film  $T_f = (T_{M_{3w}} + T_{\infty})/2$ , et a posteriori de la température  $T_{M_{3w}}$  de l'ailette.  $T_0$  étant la température de l'ailette au point  $M_3$  à l'instant choisi comme instant initial, si le produit  $\rho_{\text{al}}C_{\text{al}}$  et le coefficient d'échange  $\bar{h}$  peuvent être considérés constants durant le temps  $t$ , la solution générale de l'équation (5), donnant l'évolution temporelle théorique de température de l'ailette en  $M_3$  s'écrit :

$$T_{M_{3w}^{\text{th}}}(t) = T_{\infty} + (T_0 - T_{\infty} - a'_0) \exp\left(\frac{-2\bar{h}t}{\rho_{\text{al}}C_{\text{al}}e}\right) + \sum_{i=0}^5 a'_i t^i \quad (6)$$

où les coefficients  $a'_i$  ( $0 \leq i \leq 5$ ) obéissent au système d'équations suivant :

$$\begin{aligned} a'_5 &= -a_5/2\bar{h} \\ a'_4 &= -a_4/2\bar{h} - 5\rho_{\text{al}}C_{\text{al}}ea'_5/2\bar{h} \\ a'_3 &= -a_3/2\bar{h} - 4\rho_{\text{al}}C_{\text{al}}ea'_4/2\bar{h} \\ a'_2 &= -a_2/2\bar{h} - 3\rho_{\text{al}}C_{\text{al}}ea'_3/2\bar{h} \\ a'_1 &= -a_1/2\bar{h} - 2\rho_{\text{al}}C_{\text{al}}ea'_2/2\bar{h} \\ a'_0 &= -a_0/2\bar{h} - \rho_{\text{al}}C_{\text{al}}ea'_1/2\bar{h}. \end{aligned} \quad (7)$$

Dans la limite de validité des hypothèses du bilan thermique, l'évolution temporelle de la température mesurée expérimentalement  $T_{M_{3w}}(t)$  au cours du refroidissement suit la loi de température  $T_{M_{3w}^{\text{th}}}(t)$  donnée par l'équation (6). Appliquant (6) aux instants  $t$  et  $t + \Delta t$ , par différence, on obtient :

$$\bar{h} = \frac{\rho_{\text{al}}C_{\text{al}}e}{2\Delta t} \ln \left[ \frac{T_{M_{3w}}(t) - T_{\infty} - \sum_{i=0}^5 a'_i t^i}{T_{M_{3w}}(t + \Delta t) - T_{\infty} - \sum_{i=0}^5 a'_i (t + \Delta t)^i} \right] \quad (8)$$

Les coefficients  $a'_i$  et  $\bar{h}$  sont déterminés par itérations successives à partir des températures  $T_{M_{3w}}$  mesurées. Pour la détermination de  $\bar{h}$  à partir de (8), on utilise des valeurs lissées de la température  $T_{M_{3w}}$ . L'écart entre les valeurs lissées et les valeurs mesurées est inférieur à  $0,3^\circ\text{C}$ .

### 5. Etude des perturbations apportées à la mesure du coefficient d'échange par les effets conductifs

#### 5.1. Domaine de validité de l'intervalle $[t, t + \Delta t]$ pour l'évaluation de $\bar{h}$

Les effets conductifs avec l'arbre, négligés dans le bilan thermique, peuvent conduire à des valeurs erronées du coefficient d'échange. Pour chaque essai, le coefficient d'échange est calculé à partir de la relation (8). On a étudié l'influence du choix de l'intervalle de temps  $[t, t + \Delta t]$ , correspondant à un refroidissement de l'ailette de  $T_{M_{3w}}(t)$  à  $T_{M_{3w}}(t + \Delta t)$ , sur la valeur calculée de  $\bar{h}$ . On a fait varier  $\Delta t$  de 3–100 s (correspondant à la durée approximative d'un essai). Le bilan thermique écrit en (5) et utilisé pour calculer le coefficient d'échange n'est valable que lorsque le flux de conduction entre l'arbre et les ailettes est négligeable devant le flux convectif. Ceci est vérifié lorsque la différence de température entre l'arbre et les ailettes reste faible, en l'occurrence au début de la phase de refroidissement quand la température de l'arbre et celle des ailettes sont du même ordre de grandeur. En revanche, à partir d'un certain moment après l'interruption du chauffage, la température de l'arbre devient en réalité supérieure à celle des ailettes et malgré l'isolant placé entre l'arbre et les ailettes, un flux de conduction est transmis vers les ailettes. Le flux convectif, diminuant pendant le refroidissement, le flux de conduction  $\lambda_{\text{al}}(\partial T/\partial r)2\pi eR_i$  dans le bilan thermique (4) devient non négligeable devant le flux convectif.

En négligeant le flux de conduction dans (5), on obtient une sous-estimation du coefficient d'échange. Il est donc nécessaire, pour obtenir une évaluation correcte du coefficient d'échange, de fixer l'intervalle  $[t, t + \Delta t]$  au tout début de la phase de refroidissement, quand le rapport flux de conduction radial entrant dans l'ailette aux pertes convectives est le plus faible et où l'équation (8) donne les valeurs les plus élevées du coefficient d'échange.

De plus, en se reportant à l'équation (8) calculant  $\bar{h}$  sur  $[t, t + \Delta t]$ , on constate que l'incertitude sur la valeur de ce dernier est d'autant plus faible que les différences de températures  $T_{M_{3w}}(t) - T_{\infty}$  et  $T_{M_{3w}}(t + \Delta t) - T_{\infty}$  sont élevées. Néanmoins, l'incertitude sur la valeur calculée de  $\bar{h}$  augmente lorsque la différence  $\Delta T_3 = T_{M_{3w}}(t) - T_{M_{3w}}(t + \Delta t)$  diminue. L'erreur sur  $\Delta T_3$  conduit à

une incertitude de calcul négligeable sur la valeur calculée de  $h$  si  $\Delta T_3 > 20^\circ\text{C}$ , ce qui impose la valeur minimale de  $\Delta t$  pour un essai donné.

5.2. Comparaison de la température théorique  $T_{M_{3w},th}(t)$  et de la température mesurée  $T_{M_{3w},mes}(t)$  (Fig. 9)

Pour une essai particulier ( $N = 500 \text{ tr min}^{-1}$ ,  $U = 12 \text{ m s}^{-1}$ ), on calcule le coefficient d'échange  $h_1$  sur l'intervalle  $[0, 30 \text{ s}]$  selon la méthodologie précédemment développée. L'évolution temporelle de la température théorique  $T_{M_{3w},th}(t)$  dans l'ailette au cours du refroidissement est calculée par l'équation (6) sur l'intervalle de temps  $[0; 133 \text{ s}]$ , en prenant comme valeur du coefficient d'échange la valeur précédemment calculée  $h_1$ . La température mesurée  $T_{M_{3w},mes}(t)$  correspond bien à la température théorique  $T_{M_{3w},th}(t)$  sur l'intervalle  $[0; 30 \text{ s}]$ . Des écarts entre les deux températures sont observés à partir de  $t = 30 \text{ s}$ . Pour cet essai, les erreurs de mesure de la température  $T_{M_{3w}}$  et celles sur l'estimation des flux rayonnés conduisent à une erreur totale relative  $\Delta h_m/h_m$  sur le coefficient d'échange d'environ 10%. Elle n'expliquent donc pas les écarts de températures importants observés sur la Fig. 9 à partir de  $t = 30 \text{ s}$ . L'ailette n'étant pas parfaitement isolée thermiquement de l'arbre, une partie de la chaleur accumulée dans l'arbre au cours du chauffage est évacuée par la surface des ailettes. Une estimation du terme  $\varphi_{cond} = \lambda_{al}(\partial T/\partial r)_{r=R_i}[2eR_i/(R_e^2 - R_i^2)]$  représentant le flux de chaleur entrant par conduction dans l'ailette rapporté à la surface latérale  $\pi(R_e^2 - R_i^2)$  dans le bilan thermique (4) a été réalisée à partir des données expérimentales de la température suivant le rayon d'une ailette à un instant  $t = 85 \text{ s}$  de la phase de refroidissement. L'écart obtenu entre la température expérimentale et la température théorique vaut  $2,6^\circ\text{C}$ . On obtient  $\varphi_{cond} \approx 500 \text{ W m}^{-2}$ , alors que la densité de flux convectif sur les deux faces de l'ailette est estimée au même instant à  $\varphi_{conv} = 700 \text{ W m}^{-2}$ .

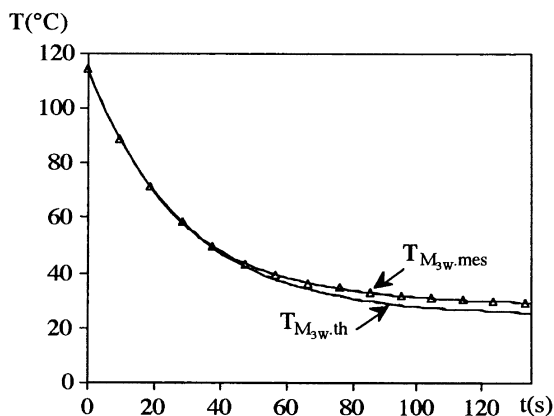


Fig. 9. Comparaison de la température mesurée et de la température théorique ( $N = 500 \text{ tr min}^{-1}$ ,  $U = 12,1 \text{ m s}^{-1}$ ).

Cela montre que l'hypothèse de flux conductif négligeable entre l'arbre et l'ailette dans le bilan thermique (4) ne convient pas vers la fin de la phase de refroidissement. L'omission de la densité de flux de conduction  $\varphi_{cond}$  dans le bilan thermique conduit donc à une sous estimation de la température.

Une autre possibilité de l'écart entre la température théorique et la température expérimentale pourrait provenir du fait que  $T_{M_{3w}}$  ne soit pas tout à fait représentative de la température moyenne dans l'ailette. Néanmoins, comme la rotation tend à uniformiser la température, les écarts de températures dans l'ailette devraient demeurer très faibles.

5.3. Comparaison pertes radiatives/pertes convectives

Il est intéressant enfin d'évaluer la proportion des pertes radiatives par rapport aux pertes convectives. Pour les essais effectués avec courant d'air, le rapport  $|\varphi_{ray}/\varphi_{conv}|$  reste inférieur à 10% : les pertes radiatives restent relativement faibles en comparaison des pertes convectives. En revanche, Fig. 10 donne la représentation de l'évolution temporelle du rapport  $|\varphi_{ray}/\varphi_{conv}|$  pour un essai sans courant d'air ( $N = 1000 \text{ tr min}^{-1}$ ,  $U = 0$ ). Celui-ci admet comme valeur maximale en début de refroidissement 18,7% : pour cet essai, les pertes radiatives représentent une part non négligeable de l'ensemble des pertes.

6. Analyse expérimentale

6.1. Description qualitative des écoulements

Lorsque les ailettes sont en rotation, sans courant d'air, le transfert de chaleur à la surface de ces dernières est contrôlé par les paramètres  $Re_{\omega D}$ ,  $Gr_{gD}$  et  $Gr_{\omega D}$  traduisant

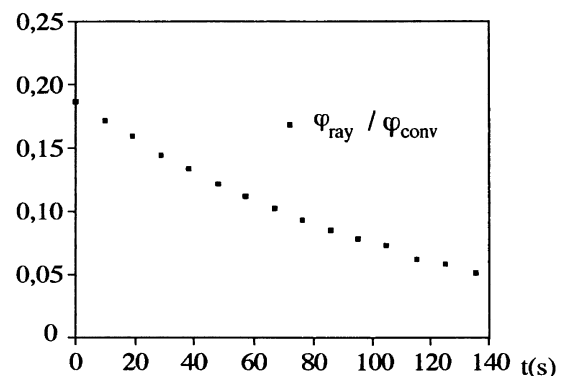


Fig. 10. Evolution temporelle du rapport flux rayonné/flux convectif ( $N = 1000 \text{ tr min}^{-1}$ ,  $U = 0$ ).

respectivement les échanges par convection forcée due à la rotation, les phénomènes de convection résultant des variations de masse volumique due à la pesanteur (convection naturelle) et aux effets centrifuges que l'on qualifiera par la suite de 'convection naturelle de rotation'. Murthy [3] a étudié l'influence de la convection forcée de rotation et de la convection naturelle de rotation sur le transfert de chaleur d'un cylindre avec des ailettes circumférentielles tournant à l'intérieur d'une enveloppe fixe. En l'absence de variations de masse volumique (fluide isovolume), donc en convection purement forcée, la force centrifuge la plus grande sur le fluide près de l'ailette en rotation entraîne ce fluide vers l'extérieur le long de l'ailette, conduisant à des vortex symétriques tournant avec un écoulement centrifuge du côté de l'ailette en rotation (Fig. 11).

Dans le cas d'ailettes en rotation et soumises à un courant d'air  $U$ , lorsque l'effet de la rotation sur le transfert de chaleur est négligeable, le coefficient d'échange moyen sur l'ailette en rotation est égal à celui obtenu sur l'ailette fixe soumise à un courant d'air de même vitesse. Plusieurs études ont été menées sur l'évaluation des échanges convectifs sur un tube ou un faisceau de tubes ailetés fixes, soumis à un courant d'air transversal. Les variations locales du nombre de Nusselt sur une ailette d'un tube à ailettes annulaires ont été analysées par différents auteurs. Sung [13] présente le schéma des modèles d'écoulement de vortex en  $U$  autour d'un cylindre circulaire entre des ailettes annulaires. Le modèle des phénomènes d'écoulement et les distributions résultantes de transferts de chaleur et de masse locaux à la surface d'une ailette carrée d'un tube aileté sont proposés par Schüz [14] (Fig. 12(a) et (b)). Près du bord d'attaque de l'ailette pour  $-90^\circ < \theta < 90^\circ$ , les transferts de masse et de chaleur sont relativement importants à cause de la faible épaisseur de couche limite se développant sur l'ailette (Fig. 12(b)). Lorsque l'on s'éloigne du sommet, mais en restant sur la partie de l'ailette située à l'amont du tube,

on note une diminution des coefficients d'échange due à l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite. Dans la zone d'arrêt devant le tube, la couche limite se sépare à cause du gradient de pression inverse au sens de l'écoulement. L'écoulement s'enroule alors pour former un système de vortex contournant la base du tube et qui sont appelés vortex en  $U$  à cause de leur forme caractéristique. Les valeurs locales du coefficient d'échange sont beaucoup plus élevées sur l'ailette à l'emplacement des vortex. La séparation de l'écoulement sur le tube se produit pour  $\theta$  environ égal à  $90^\circ$ , à l'origine du sillage derrière le tube. Dans la zone de l'ailette siluée à l'arrière du tube, les plus faibles valeurs du coefficient d'échange sont observées. Pour des valeurs assez élevées de  $Re_{\omega D}$ , l'écoulement se referme autour du sillage derrière le tube, et entraîne une augmentation du transfert de chaleur près du sommet de l'ailette, pour  $170^\circ < \theta < -170^\circ$  [16].

## 6.2. Résultats

Dans la présente étude, une série d'essais a été réalisée pour des vitesses de courant d'air  $U$  comprises entre 0 et  $14 \text{ m s}^{-1}$  ( $0 < Re_{UD} < 41\,400$ ) et pour des vitesses de rotation  $N$  comprises entre 50 et  $3200 \text{ tr min}^{-1}$  ( $400 < Re_{\omega D} < 27\,500$ ).

### 6.2.1. Essais réalisés sans courant d'air avec les ailettes en rotation

Pour nos essais avec les ailettes en rotation, l'influence de la convection naturelle due à la pesanteur est prise en compte par l'intermédiaire du nombre de Grashof  $Gr_{gD}$  ( $1,14 \cdot 10^6 \leq Gr_{gD} \leq 1,35 \cdot 10^6$ ). Dans l'évaluation de ce dernier, on prend la température moyenne  $T_3$  de l'ailette sur la durée utilisée pour effectuer la détermination du coefficient d'échange. Les propriétés physiques dans  $Gr_{gD}$  sont calculées à la température moyenne du film  $T_f = (T_3 + T_\infty)/2$ . Pour  $300 < Re_{\omega D} < 1000$  (correspondant à  $Gr_{gD}/Re_{\omega D}^2 > 1,2$ ), les échanges convectifs sur les

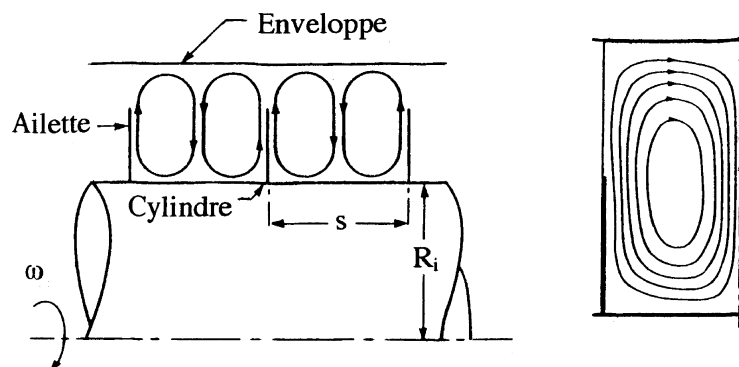
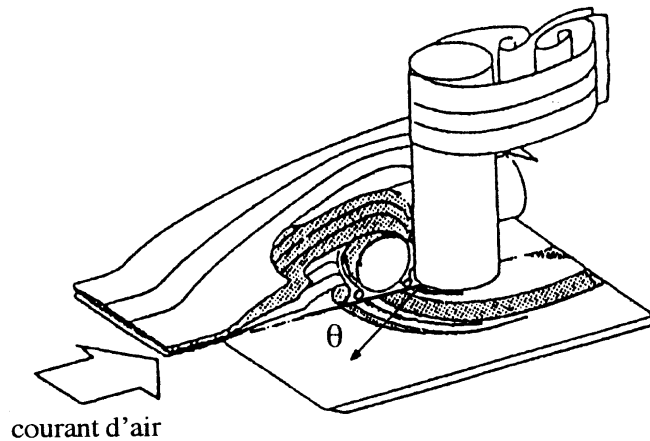
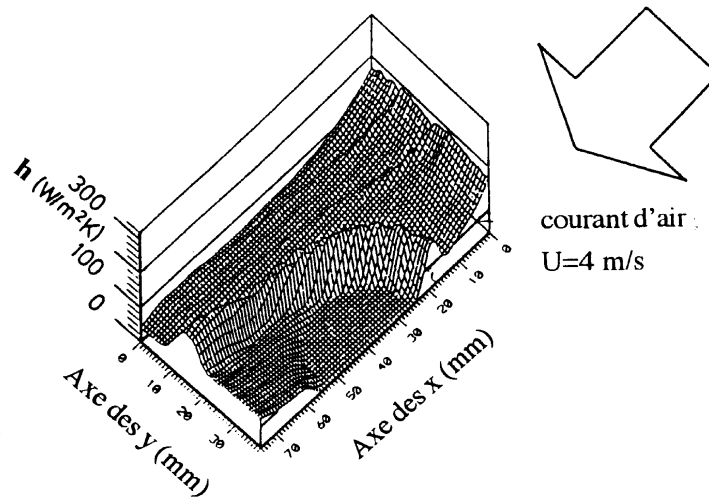


Fig. 11. Schéma du modèle d'écoulement entre deux ailettes annulaires d'un cylindre tournant à l'intérieur d'une enveloppe fixe (Murthy [3]).



a)



b)

Fig. 12. Modèle des phénomènes d'écoulement (a) et les distributions résultantes de transfert de chaleur local (b) à la surface d'une ailette carrée d'un tube aileté (Schüz [14]).

ailettes sont indépendants de la vitesse de rotation et sont entièrement contrôlés par les effets de convection naturelle due à la pesanteur. Les influences de  $Gr_{\omega D}$  et de  $Re_{\omega D}$  sur le transfert de chaleur ne sont pas décelables. Le nombre de Nusselt tend vers une valeur moyenne  $Nu_D = 6,9$ . On a comparé cette valeur expérimentale avec la corrélation du VDI-Wärmeatlas [12]. Cette dernière permet de calculer le coefficient d'échange moyen  $\bar{h}$  à la surface d'un cylindre aileté refroidi uniquement par convection naturelle avec une précision de  $\pm 25\%$ . La corrélation VDI est valable pour  $10^3 < Gr_{gd_{eff}} Pr < 10^7$ , avec  $d_{eff} = D + d$ :

$$Nu_{d_{eff}} = 0,24(Gr_{gd_{eff}} Pr s/D)^{1/3}. \tag{9}$$

Dans notre cas, (9) conduit à une valeur de Nusselt  $Nu_D$  égale à 7,65. L'écart obtenu entre nos essais et cette corrélation est inférieur à 10%.

Pour  $Re_{\omega D} > 1000$ , la rotation provoque une augmentation des échanges convectifs sur les ailettes; le nombre de Nusselt devient une fonction croissante de  $Re_{\omega D}$ . Pour  $1000 < Re_{\omega D} < 4000$ , les paramètres  $Re_{\omega D}$  et  $Gr_{gD}$  ont une influence sur le transfert de chaleur. A partir de  $Re_{\omega D} = 4000$ , la représentation  $Nu_D = f(Re_{\omega D})$  en échelle logarithmique devient quasiment linéaire avec une pente

d'environ 0,7. Dans cette gamme de  $Re_{\omega D}$ , l'influence de la convection forcée de rotation sur les échanges convectifs est prédominante.

La littérature existante ne propose pas de résultats pour la configuration du tube aileté en rotation. On peut néanmoins effectuer la comparaison de nos valeurs avec le disque simple vertical en rotation, de rayon égal à celui des ailettes. Richardson [20] propose une corrélation exprimant le transfert de chaleur, pour l'air, à la surface verticale d'un disque vertical en rotation, de rayon  $R_e = 50$  mm. Il tient compte simultanément de la convection naturelle et de la convection forcée. De plus, cette corrélation est valable pour une couche limite laminaire sur le disque (pour  $Re_{\omega R_e} < 2,5 \cdot 10^5$ ):

$$Nu_{R_e} = hR_e/\lambda_a = 0,40(Re_{\omega R_e}^2 + Gr_{g_{l_{eq}}})^{1/4}. \quad (10)$$

$l_{eq}$  représente la hauteur moyenne équivalente de la surface verticale du disque (avec  $R_e = 50$  mm,  $l_{eq} = 78,5$  mm). En reprenant la valeur moyenne de  $Gr_{gD} = 1,26 \cdot 10^6$ , la corrélation de Richardson a été représentée, en effectuant les corrections appropriées pour les différences dans les dimensions de référence utilisées par l'auteur (Fig. 13). Le transfert de chaleur par convection sur un disque simple est pratiquement trois fois supérieur à celui obtenu sur les ailettes. Il est logique d'obtenir un coefficient d'échange à la surface du disque simple plus important qu'à la surface des ailettes, car on a une réduction de vitesse importante entre les ailettes due aux pertes de charge par frottement sur les deux ailettes. Pour le disque en rotation, la convection naturelle contrôle le transfert de chaleur pour  $Re_{\omega D} < 500$  et les phénomènes de convection naturelle deviennent négligeables devant ceux de convection forcée pour

$Re_{\omega D} > 3000$ . La représentation  $Nu_D = f(Re_{\omega D})$  en échelle logarithmique devient linéaire avec une pente de 0,5 inférieure à celle de nos essais. L'influence de la rotation sur  $Nu_D$  apparaît à partir de vitesses de rotation plus faibles sur le disque que pour le tube aileté.

Nos résultats sur le transfert de chaleur obtenu sur les ailettes ont été comparés à celui obtenu à la surface d'un cylindre en rotation, de diamètre égal à celui du tube aileté. Les données expérimentales de Dropkin [11] sur le transfert de chaleur sur un cylindre en rotation, dans la gamme  $0 < Re_{\omega D} < 3000$  sont correctement corrélées par:

$$Nu_D = 0,046Re_{\omega D}^2(1 + 8Gr_{gD}/Re_{\omega D}^{0,7})^{0,35}. \quad (11)$$

Cette corrélation est représentée, pour  $Gr_{gD} = 1,26 \cdot 10^6$  sur la Fig. 13. La valeur du coefficient d'échange à la surface du cylindre simple tournant est environ deux fois supérieure à celle obtenue à la surface des ailettes. Sur le cylindre simple, la convection naturelle contrôle le flux de chaleur pour  $Re_{\omega D} < 1700$ . Contrairement à ce qui est observé pour le disque simple, l'influence de la rotation sur  $Nu_D$  à la surface du cylindre apparaît à partir de vitesses de rotation plus importantes que pour le tube aileté.

Dans la gamme de  $Re_{\omega D}$  2000–45 000, les effets combinés des nombres de  $Re_{\omega D}$ ,  $Pr$  et  $Gr_{gD}$  sur le nombre moyen de  $Nu_D$  pour un cylindre horizontal tournant dans l'air peuvent être représentés par l'équation obtenue à partir des données expérimentales de Kays [8] (Fig. 13, avec  $Gr_{gD} = 1,26 \cdot 10^6$  et  $Pr = 0,71$ ):

$$Nu_D = 0,135[(0,5Re_{\omega D}^2 + Gr_{gD})Pr]^{1/3}. \quad (12)$$

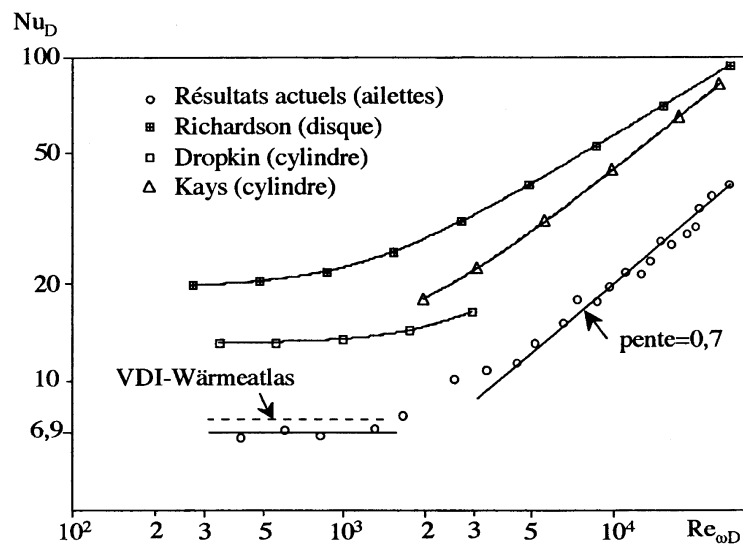


Fig. 13. Représentation du nombre de Nusselt pour les essais en rotation, sans courant d'air.

Sur le cylindre simple, pour une valeur de  $Re_{\omega D} \geq 4000$  (correspondant à  $Re_{\omega D}^2/Gr_{gD} \geq 13$ ), la convection forcée contrôle le flux de chaleur. La représentation  $Nu_D = f(Re_{\omega D})$  en échelle logarithmique est linéaire avec une pente de 0,66 à peu près égale à celle de nos essais. Les valeurs de  $Nu_D$  obtenues sur le cylindre restent environ deux fois supérieures aux valeurs de  $Nu_D$  sur les ailettes.

6.2.2. Essais réalisés avec courant d'air (Figs 14 et 15)

Les essais ont été réalisés avec une vitesse de courant d'air  $U$  comprise entre 0,9 et 14 m s<sup>-1</sup> ( $2550 \leq Re_{UD} \leq 1400$ ) et pour des vitesses de rotation comprises entre 100 et 3200 tr min<sup>-1</sup> ( $800 \leq Re_{\omega D} \leq 27\,500$ ). Le nombre de Grashof  $Gr_{gD}$  reste compris entre  $9,5 \cdot 10^5$  et  $1,26 \cdot 10^6$  et le rapport  $Gr_{gD}/Re_{UD}^2$  reste inférieur à 0,18. On peut considérer que pour tous les essais réalisés avec courant d'air, les effets de convection naturelle due à la pesanteur sont négligeables. Sur la Fig. 14, on a estimé, à partir des essais réalisés pour plusieurs valeurs de  $Re_{UD}$  variant de 2550 à 18200, que le nombre de Nusselt ne dépend que du paramètre  $Re_{UD}$  pour un rapport  $U/V_p$  (ou  $Re_{UD}/Re_{\omega D} > c$ ), avec  $c$  estimé entre 1 et 1,5 à partir des valeurs expérimentales indiquées sur la Fig. 14. L'incertitude élevée sur la valeur de cette frontière permet de donner uniquement un intervalle de confiance auquel appartient la valeur  $c$ . Si  $U/V_p > c$ , les échanges convectifs sur les ailettes sont contrôlés entièrement par la vitesse du courant d'air, la rotation ayant une influence négligeable sur ceux-ci. Les points correspondant à ces essais ont été représentés sur la Fig. 15. Dans la gamme des vitesses de courant d'air utilisées, la représentation  $Nu_D = f(Re_{UD})$  en échelle logarithmique est linéaire. Les points expérimentaux des

essais avec les ailettes soumises à un courant d'air  $U$ , lorsque l'effet de la rotation sur le transfert de chaleur est négligeable, peuvent être corrélés par la relation :

$$Nu_D = 0,041 Re_{UD}^{0,73} \tag{13}$$

La corrélation (13) est par la suite comparée à des corrélations obtenues par différents auteurs donnant le transfert de chaleur à la surface d'un tube aileté immobile, soumis à un courant d'air  $U$ . Sparrow [15] a fait une détermination du coefficient d'échange moyen à la surface du tube aileté, pour des tubes à ailettes annulaires disposés en une seule nappe ou en deux nappes en ligne ou en quinconce ( $2R_e/D = 1,8$ ,  $s/D = 0,1$ ,  $e/D = 1,3$  et  $D = 31,75$  mm). Nous avons pris en considération les résultats de Sparrow obtenus pour les tubes disposés en une seule nappe, avec le pas transversal le plus important étudié :  $S_T/(2R_e) = 3,56$ ;  $S_T$  représente la distance entre tubes. Le nombre de Reynolds  $Re_{mD} = U_m D/\nu_a$  utilisé par Sparrow est défini avec la vitesse  $U_m$ , représentant la vitesse de l'air à travers la section minimale d'écoulement entre les tubes, plus représentative de la vitesse réelle de l'écoulement à proximité du tube aileté qu'une vitesse mesurée à l'amont du faisceau. Pour  $S_T/(2R_e) = 3,56$ , les données de Sparrow peuvent être corrélées par :

$$Nu_D = 0,06 Re_{mD}^{0,704} \text{ pour } 9 \cdot 10^3 < Re_{mD} < 40 \cdot 10^3 \tag{14}$$

La corrélation de Sparrow a été reportée sur la Fig. 15. Elle est pratiquement parallèle à la corrélation déduite de nos essais (13). De plus, elle donne des valeurs du nombre de Nusselt supérieures d'environ 9% à nos valeurs. Cette légère différence s'explique à cause des paramètres de géométrie différents entre notre montage et celui de Sparrow. En particulier, le rapport  $s/D$  est plus important

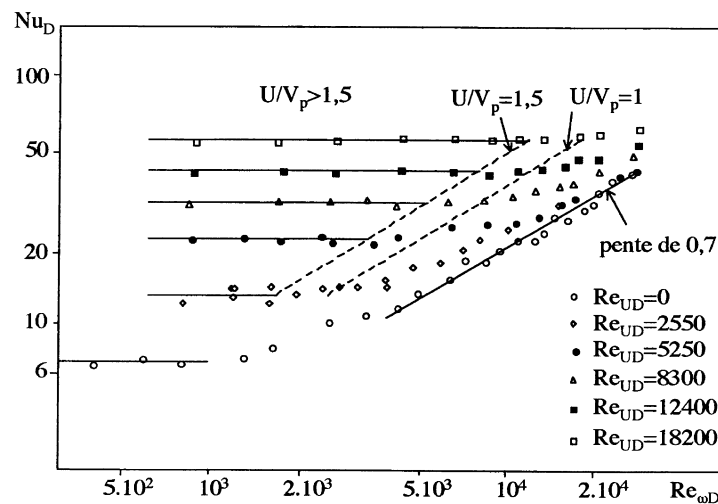


Fig. 14. Représentation du nombre de Nusselt pour les essais en rotation en fonction de  $Re_{\omega D}$ .

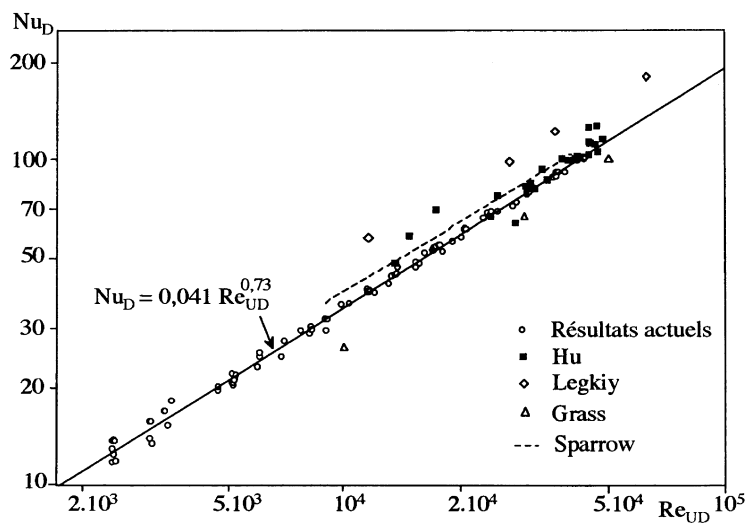


Fig. 15. Représentation du nombre de Nusselt pour les essais avec courant d'air—effet de la rotation négligeable.

chez Sparrow. Hu [16] a réalisé une étude expérimentale des caractéristiques des transferts de masse et de chaleur sur une ailette d'un tube à ailettes annulaires placé dans une rangée de cinq tubes, soumis à un courant d'air, dans la gamme de  $Re_{mD}$  13 700–48 400 ( $2Re_e = 76,2$  mm,  $D = 38,1$  mm,  $S_T = 76,2$  mm,  $e = 1,02$  mm). Les points expérimentaux de Hu ont été reportés sur la Fig. 15. Les valeurs de Nusselt correspondantes sont relativement proches des nôtres, bien que les rapports adimensionnels sur les grandeurs géométriques ne soient pas égaux dans l'étude de Hu et dans la nôtre. Legkiy [17] a réalisé une étude expérimentale du transfert de chaleur local et moyen sur l'ailette d'un seul tube comportant cinq ailettes annulaires, soumis à un courant d'air transversal, dans la gamme de nombres de Reynolds  $Re_{UD}$   $1,15 \cdot 10^4$ – $10^5$ . Les quelques valeurs expérimentales de  $Nu_D$  obtenues par Legkiy ont été reportées sur la Fig. 15. Celles-ci restent supérieures d'environ 30% à nos valeurs, quelle que soit la valeur de  $Re_{UD}$ . Grass [18] a exprimé le coefficient d'échange moyen à la surface d'une ailette d'un tube à ailettes annulaires soumis à un courant d'air transversal sous la forme:  $h = \varepsilon_z h_1$ , où  $h_1$  représente le coefficient d'échange à la surface d'un tube lisse soumis au même courant d'air. Il obtient les variations de  $\varepsilon_z$  en fonction de la hauteur de l'ailette, de l'espacement entre ailettes et de  $Re_{UD}$ . On choisit ici les valeurs de  $\varepsilon_z$  correspondant à des paramètres adimensionnels sur les grandeurs géométriques les plus proches de ceux notre montage. Le coefficient  $h_1$  peut être calculé à partir des corrélations données par Hilpert [21] pour un cylindre fixe soumis à un courant d'air :

$$Nu_D = C Re_{UD}^n$$

$$4000 < Re_{UD} < 40\,000, \quad C = 0,0239 \quad \text{et} \quad n = 0,805$$

$$40\,000 < Re_{UD} < 400\,000, \quad C = 0,174 \quad \text{et} \quad n = 0,618. \quad (15)$$

Les valeurs de  $h$  ainsi calculées ont été reportées sur la Fig. 15. Elles sont inférieures de 17–20% aux nôtres. On constate dans l'ensemble que les valeurs du nombre de Nusselt fournies en fonction du nombre de Reynolds  $Re_{UD}$  par différents auteurs s'accordent relativement bien avec nos valeurs obtenues pour un rapport  $U/V_p > c$  avec un écart relatif inférieur à 30%.

Pour un rapport  $U/V_p < c$ , avec  $c$  estimé entre 1 et 1,5 on constate que pour une valeur de  $Re_{UD}$  fixée, le nombre de Nusselt augmente lorsque le nombre de Reynolds rotationnel  $Re_{\omega D}$  augmente. Les échanges convectifs sont à la fois contrôlés par les paramètres  $Re_{\omega D}$  et  $Re_{UD}$ . Pour un rapport  $U/V_p < d$ , avec  $d$  estimé entre 0,2 et 0,3, les points de la courbe de l'essai réalisé pour une valeur fixe de  $Re_{UD}$  rejoignent ceux des essais sans courant d'air. On en déduit que l'influence de  $Re_{UD}$  sur le transfert de chaleur devient négligeable pour  $U/V_p < d$ , et que le flux de chaleur sur les ailettes est contrôlé par la rotation.

## 7. Conclusion

La méthode de mesure des températures sur la surface d'une ailette par thermographie infrarouge, utilisée dans la présente étude, avait déjà été validée, lors de l'évaluation des échanges convectifs sur la surface d'un disque tournant [19]. Pour chaque essai, l'évolution temporelle des 'niveaux thermiques' a été enregistrée pendant la phase de refroidissement en un point particulier de l'ailette centrale de l'arbre, en adoptant le balayage ligne comme mode d'acquisition. Les 'niveaux thermiques' sont convertis ensuite en températures, en passant par



l'étalonnage de la caméra et la détermination de l'expression de la radiosité émise par l'ailette au point de mesure. Une des priorités, dans la conception de l'arbre aileté, était d'isoler thermiquement les ailettes des autres pièces du montage, et en particulier, de minimiser la conduction entre l'arbre et les ailettes. Le flux de chaleur entrant par conduction dans l'ailette est négligeable sur un intervalle  $[0, \Delta t]$ , variable selon les essais, situé au début de la phase de refroidissement, moment auquel les pertes convectives sont les plus importantes et auquel la différence de température entre les ailettes et l'arbre est faible. Une série d'essais a été réalisée pour une gamme de vitesses de courant d'air  $U$  comprise entre 0 et  $14 \text{ m s}^{-1}$  ( $0 \leq Re_{UD} \leq 41\,400$ ) et de vitesses de rotation  $N$  comprise entre 50 et  $3200 \text{ tr min}^{-1}$  ( $400 \leq Re_{\omega D} \leq 27\,500$ ). Le nombre de Grashof  $Gr_{gD}$  reste compris entre  $9,5 \cdot 10^5$  et  $1,35 \cdot 10^6$ . Pour les essais effectués sans courant d'air, pour  $300 < Re_{\omega D} < 1000$ , les échanges convectifs sur les ailettes sont entièrement contrôlés par les effets de convection naturelle due à la pesanteur, la rotation ayant une influence négligeable sur le transfert de chaleur sur les ailettes. Pour  $Re_{\omega D} > 1000$ , la rotation provoque une augmentation des échanges convectifs sur les ailettes; les paramètres  $Re_{\omega D}$  et  $Gr_{gD}$  ont une influence sur le transfert de chaleur. Pour  $Re_{\omega D} > 4000$ , la représentation  $Nu_D = f(Re_{\omega D})$  en échelle logarithmique devient quasiment linéaire avec une pente d'environ 0,7. Dans cette gamme des vitesses, les échanges convectifs sont contrôlés par la convection forcée de rotation.

En ce qui concerne les essais effectués avec courant d'air, les échanges convectifs sur l'ailette sont entièrement contrôlés par les effets de convection forcée due au courant d'air dès que  $U/V_p > c$ , avec  $c$  estimé entre 1 et 1,5 et par les effets de convection forcée due à la rotation dès que  $U/V_p < d$ , avec  $d$  estimé entre 0,2 et 0,3. Pour  $U/V_p > c$ , les points expérimentaux peuvent être corrélés par  $Nu_D = 0,041 Re_{UD}^{0,73}$ . Les valeurs du nombre de Nusselt fournies en fonction du nombre de Reynolds  $Re_{UD}$  par différents auteurs s'accordent relativement bien avec nos valeurs obtenues pour un rapport  $U/V_p > c$ , avec un écart relatif inférieur à 30%.

## Références

- [1] Watel B, Harmand S, Desmet B. Etude de faisabilité du refroidissement d'un disque de frein équipé d'un caloduc. *Entropie* 1994;187:25–37.
- [2] Watel B, Harmand S, Desmet B. Etude expérimentale de faisabilité du refroidissement d'un disque de frein équipé d'un caloduc. *Entropie* 1995;191:25–33.
- [3] Murthy JY. Study of heat transfer from a finned rotating cylinder. *J Thermophysics* 1988;2(3):250–6.
- [4] Chew JW, Rogers RH. An integral method for the calculation of turbulent forced convection in a rotating cavity with radial outflow. *Int J Heat and Fluid Flow* 1988;9(1):37–48.
- [5] Northrop A, Owen JM. Heat transfer measurements in rotating-disc systems. Part 2: the rotating cavity with a radial outflow of cooling air. *Int J Heat and Fluid Flow* 1988;9(1).
- [6] Kim SY, Han JC, Morrison GL, Elovic E. Local heat transfer in enclosed co-rotating disks with axial throughflow. *Trans ASME, Journal of Heat Transfer* 1994;116(1):66–72.
- [7] Iacovides H, Chew JW. The computation of convective heat transfer in rotating cavities. *Int J Heat and Fluid Flow* 1993;14(2):155–63.
- [8] Kays WM, Bjorklund IS. Heat transfer from a rotating cylinder with and without crossflow. *Trans ASME Journal of Heat Transfer* 1958;170:70–8.
- [9] Etemad GA. Free convection heat transfer from a rotating cylinder to ambient air, with interferometric study of flow. *ASME Paper* 1954;54:A-74.
- [10] Shimada R, Ohkubo T, Kobayashi T, Kumagai S. Heat transfer from a rotating cylinder with and without cross flow. *Heat Transfer—Japanese Research* 1992;21:109–22.
- [11] Dropkin D, Carmi A. *Trans ASME, Journal of Heat Transfer* 1957;79:741.
- [12] VDI-Wärmeatlas. Sechste erweiterte Auflage, Fa5, Fa6, 1991.
- [13] Sung HJ, Yang JS, Park TS. Local convective mass transfer on circular cylinder with transverse annular fins in crossflow. *IJHMT* 1996;39(5):1093–101.
- [14] Schüz G. Local heat transfer and heat flux distributions in finned tube heat exchangers. *Chem Eng Technol* 1992;15:417–24.
- [15] Sparrow EM, Samie F. Heat transfer and pressure drop results for one- and two-row arrays of finned tubes. *IJHMT* 1985;28(12):2247–59.
- [16] Hu X, Jacobi AM. Local heat transfer behavior and its impact on a single-row, annularly finned tube heat exchanger. *Trans ASME, Journal of Heat Transfer* 1993; 115:66–74.
- [17] Legkiy VM, Pavlenko VP, Makarov AS, Zheludov YAS. Investigation of local heat transfer in a tube with annular fins in transverse air flow. *Heat Transfer—Soviet Research* 1974;6(6):101–7.
- [18] Grass VG, Coenen F-P. Systematische Untersuchungen über den Wärmeübergang und Strömungswiderstand von Rippenrohren, ein Beitrag zur Verwendung von Spezialrohren bei gasgekühlten Reaktoren. *Atomkernenergie* 1959;H.2,J.4:41–8.
- [19] Watel B, Harmand S, Desmet B. Evaluation, par thermographie infrarouge, des échanges convectifs sur un disque tournant soumis à un courant d'air parallèle à sa surface. *RGT* 1995;34:272–85.
- [20] Richardson PD, Saunders OA. Studies of flow and heat transfer associated with a rotating disc. *Journal Mechanical Engineering Science* 1963;5(4):336–42.
- [21] Hilpert R. Wärmeabgabe von geheizten Drähten und Röhren. *Forsch Gebiete Ingenieurw* 1933;4:215.