

# Influence de la vitesse et de la charge sur la conductance thermique de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux

Brahim Bourouga<sup>a\*</sup>, Jean Marc Briot<sup>b</sup>, Jean Pierre Bardon<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Laboratoire de Thermocinétique, UMR CNRS 6607 ISITEM – La Chantrerie, B.P. 90604 44306 Nantes cedex 03, France

<sup>b</sup> INRIA, 8 bis, rue de la Fontaine au Roi, 75011 Paris, France

(Reçu le 14 janvier 2000, accepté le 29 septembre 2000)

**Résumé** — Le transfert de chaleur entre les bagues d'un roulement sont régis par deux modes de transport liés respectivement aux deux mouvements périodique de l'élément roulant. Le premier est lié au mouvement orbital du rouleau autour de l'arbre et de ce fait c'est le mode de transport orbital. Le second mode est lié au mouvement de rotation du rouleau autour de son axe propre dans la zone de double contact et c'est le mode de transport par simple rotation. On modélise ce transfert de chaleur entre les bagues (convection solide) par une conductance thermique de transport (CTT) liée au chemin de roulement extérieur. La température de référence est celle de la bague intérieure.

L'étude de l'influence de la vitesse de rotation sur la CTT a fait ressortir que pour les faibles charges, le transfert par transport orbital s'accroît rapidement dans le domaine 100–400 tr·min<sup>-1</sup>. Sous l'influence de la force centrifuge, le transport orbital devient important au point de restreindre le refroidissement de la bague extérieure dans la zone de double contact. Cet accroissement est freiné dès lors que la vitesse correspondant à un contact permanent entre le rouleau et la bague extérieure est atteinte (430 tr·min<sup>-1</sup> environ). Au delà les deux modes de transport sont stimulés par le même mécanisme, celui de la diminution des résistances thermique de constriction présentes de part et d'autre des contacts roulants par accroissement de la vitesse. A faible vitesse, l'influence de la charge n'est ressentie que dans le domaine de double contact. Pour des charges plus grandes que 1000 N et des vitesses supérieures à 500 tr·min<sup>-1</sup>, les deux modes de transport deviennent fortement couplés et la CTT est alors monotone croissante suivant les deux paramètres. © 2001 Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS

**roulement à rouleaux cylindriques / conductance thermique de transport / contact roulant / mesure de température / vitesse de rotation / charge / frottement / transport orbital**

**Abstract** — The heat transfer between the rings of a bearing are governed by two modes of transport related respectively to the two periodical movements of the rolling element. First is related to the orbital movement of the roller around the shaft: that is the orbital transport mode. The second mode is related to the rotational movement of the roller around its own axis in the double contact zone: it is the mode of transport by simple rotation. We model this heat transfer between the rings (solid convection) by a Transport Thermal Conductance (TTC) related to the raceway of external ring. The reference temperature is the one of the internal ring.

The study of the influence rotational speed on the TTC emphasised that for the weak loads, the heat transfer by orbital transport increases quickly in the range 100–400 rpm. Under the influence of the centrifugal force, orbital transport becomes sufficiently significant to restrict the cooling of the external ring in double contact zone. This increase is braked when the speed corresponding to a permanent contact between rollers and the external ring is reached (430 rpm approximately). Beyond this speed, both transport modes are stimulated by the same mechanism: the reduction in thermal constriction resistances present on both sides of the rolling contact by the increase in speed. At low speed, the influence of the load is felt only in the double contact zone. For loads larger than 1000 N and speeds higher than 500 rpm, the two modes of transport become strongly coupled and the TTC is then monotonous increasing according to the two parameters. © 2001 Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS

**cylindrical roller bearing / thermal transport conductance / rolling contact / temperature measurement / rotational speed, load / friction**

## Nomenclature

\* Correspondance et tirés à part.

E-mail addresses: brahim.bourouga@isitem.univ-nantes.fr  
(B. Bourouga), insia.paris@wanadoo.fr (J.M. Briot),  
jean-pierre.bardon@isitem.univ-nantes.fr (J.P. Bardon).

<i>a</i>	diffusivité thermique des rouleaux	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>
<i>b</i>	demi largeur du contact roulant . .	m

$h$	la conductance thermique de transport . . . . .	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$I$	intensité de chauffage . . . . .	A
$l$	largeur du rouleau . . . . .	m
$l^* = l/b$	largeur réduite du rouleau . . . . .	m
$m_i$	mesure de température au point $i$ . . . . .	K
$Pe = vb/2a$	nombre de Peclet solide	
$p_i$	paramètre géométrique ou thermique	
$Q$	puissance de chauffage . . . . .	W
$T_{be}$	température de la bague extérieure	°C
$T_{bi}$	température de la bague intérieure	°C
$U$	tension de chauffage . . . . .	V
$\Delta T$	Ecart de température entre les deux bagues . . . . .	K
$v$	vitesse de roulement . . . . .	$m \cdot s^{-1}$
$\lambda$	conductivité du roulement . . . . .	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\theta$	position angulaire . . . . .	°

## 1. INTRODUCTION

La connaissance de la Conductance Thermique de Transport (CTT) entre les bagues d'un roulement que l'on définit plus loin est intéressante surtout dans les situations où le flux transmis est important devant le flux généré par frottement. Dans le cas inverse, l'étude du transfert de chaleur dans le roulement porte essentiellement sur les échauffements atteints au niveau des chemins de roulement en fonction de l'intensité et de la distribution des flux générés par frottement par roulement. Sur ce thème, on peut citer les travaux récents de Laraqui et Bounagui [1, 2]. Les auteurs proposent un modèle qui permet d'évaluer le champ de température sur l'ellipse de contact entre l'élément roulant et la bague dans un roulement de type cryogénique. Ce calcul se fait à partir de données sur les flux générés fournies par les mécaniciens. Les auteurs étudient notamment comment intervient l'ébullition nucléée dans le bain d'oxygène liquide autour du contact mobile et comment se fait le passage à l'ébullition en film. L'étude de la CTT constitue un problème différent. Sa connaissance est importante dans l'industrie aérospatiale ou dans certaines applications particulières lorsqu'il s'agit d'estimer l'échauffement de la bague mobile en vue de dimensionner (ou de vérifier) le serrage à l'interface de contact entre celle-ci et son support ou encore d'étudier les phénomènes de vibrations qui dépendent du jeu de fonctionnement lui-même tributaire des phénomènes de dilatation propres à chaque mode de fonctionnement. Dans un article relativement récent, nous avons présenté une étude sur la CTT entre les bagues d'un roulement à rouleaux [3]. Nous y avons

développé deux approches : l'une théorique et l'autre expérimentale.

Dans l'approche théorique, nous avons proposé un modèle de CTT par roulement entre un élément roulant et un chemin de roulement. La CTT se présente comme l'inverse de la somme des deux résistances thermiques de constriction dynamique qui se développent de part et d'autre du contact thermique roulant. Le calcul de la fonction de constriction s'appuie sur l'hypothèse des milieux semi-infinis et l'estimation de l'aire de contact roulant sur la théorie de Hertz [4]. La résistance de constriction dynamique se présente comme le produit de la résistance de constriction statique par une fonction d'atténuation strictement inférieure à l'unité. Cette fonction dépend du nombre de Peclet solide et d'un rapport de forme lié à la surface de contact roulant. Son étude montre que le phénomène de constriction dynamique est directionnel [5]. En effet, la constriction est atténuée par la vitesse, seulement dans la direction du mouvement. Nous avons appliqué ce résultat à l'étude du transfert de chaleur d'une bague à l'autre d'un roulement à rouleaux dans la zone de double contact (zone de répartition de charge). Nous avons modélisé ce transfert par une conductance thermique de transport définie comme l'inverse de la somme des quatre résistances de constriction se développant respectivement de part et d'autre des deux contacts entre l'élément roulant et les deux bagues.

Dans un but de validation, nous avons mené en parallèle une étude expérimentale ayant pour objet la mesure de la densité de flux transféré d'une bague à une autre au sein d'un roulement à rouleaux. Dans le modèle de dépouillement, ce flux est décrit par une condition de troisième espèce : c'est le produit de l'écart de température entre les chemins de roulement des deux bagues avec une conductance thermique liée au chemin de roulement de la bague extérieure :

$$\varphi(\theta) = \lambda \left. \frac{\partial T_{be}}{\partial r} \right|_{r_e} = h(\theta) [T_{be}(\theta) - T_{bi}] \quad (1)$$

$h(\theta)$  est la conductance thermique de transport (CTT) liée au chemin de roulement extérieur.  $\lambda$  est la conductivité du roulement. Comme le montre le schéma de la figure 1,  $T_{bi}$  et  $T_{be}$  sont respectivement les températures des chemins de roulement des bagues intérieure et extérieure.  $T_{bi}$  joue le rôle de température extérieure de référence.  $h(\theta)$  est une sorte de coefficient de convection solide dans laquelle les éléments roulants jouent le rôle de caloporteur. L'approche expérimentale initiale et les choix justifiés qui ont présidé à sa mise en œuvre ont été présentés en référence [3]. Des annuaires expérimentaux liés au collecteur tournant servant à relever la température de

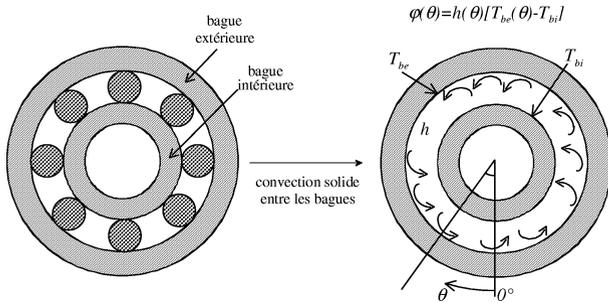


Figure 1. Schéma du modèle de CTT.

Figure 1. Schema of TTC model.

la bague intérieure mobile avaient limité l'étude au cas non chargé et à une gamme de vitesses de rotation inférieures ou égales à  $800 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ . Néanmoins nous avons pu observer un grand écart entre les valeurs théoriques et les valeurs mesurées de la conductance thermique de transport. N'ayant pu prospecter toute la gamme de vitesses et encore moins celle de la charge, nous ne sommes pas prononcés sur les origines de cet écart.

Depuis, nous avons pu résoudre le problème de l'acquisition de la température de la bague intérieure mobile par une instrumentation et un système d'acquisition adaptés. Nous avons également levé l'hypothèse de flux de frottement négligeable devant le flux transmis car l'expérience a montré que, pour une charge donnée, cette dernière n'est pas fondée au delà d'une certaine vitesse. On a pu mesurer la CTT sur un domaine de vitesses de rotation allant jusqu'à  $2700 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$  et un domaine de charges allant jusqu'à  $1750 \text{ N}$  [6]. C'est ce qui motive la rédaction du présent article qui porte essentiellement sur la discussion des résultats expérimentaux avec comme objectif premier : faire ressortir l'influence sur la CTT des deux paramètres fondamentaux que sont la charge et la vitesse de roulement. L'interprétation de ces résultats est également mise à profit pour expliquer le grand écart entre l'expérience et la théorie. De ce fait le présent travail constitue une suite naturelle de la référence [3]. Pour éviter de nous répéter, nous n'évoquerons ici ni le principe de mesure ni le dispositif expérimental ; on ne fera état que des changements apportés au banc d'essai et à la procédure expérimentale. Pour le reste, on renvoie le lecteur à la référence [3] ou pour plus de détails à la référence [6].

Le présent papier est organisé en quatre sections. Dans la première, nous passons en revue les mécanismes de transfert au sein du roulement. Dans la seconde, on présente la procédure expérimentale. Dans la troisième, on fait état de la mesure de la CTT. La dernière section

sera dévolue à l'influence de la vitesse et de la charge sur la CTT.

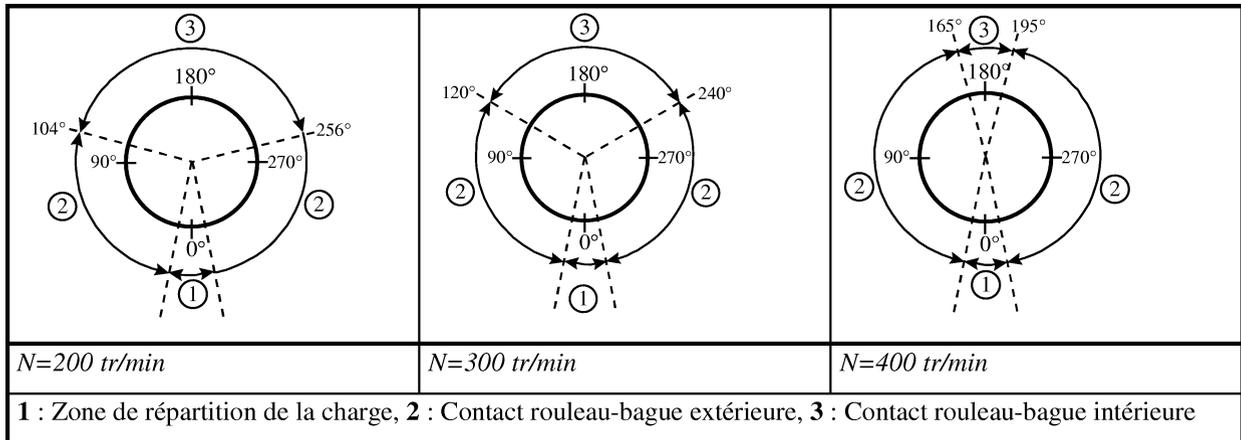
## 2. LA DYNAMIQUE DES TRANSFERTS DE CHALEUR ENTRE LES DEUX BAGUES D'UN ROULEMENT

### 2.1. Le contact thermique roulant

L'aire de contact roulant est toujours très réduite par rapport au reste de la surface de l'élément roulant. Cette caractéristique fondamentale est à l'origine du phénomène de macro-constriction qui tend à se développer de part et d'autre de l'interface mobile, dès lors que les deux corps en contact ne sont pas à la même température. Dans l'hypothèse de surfaces en contact lisses, le flux de chaleur qui traverse cette interface se verra opposer essentiellement deux résistances de constriction : l'une dans l'élément roulant et l'autre dans le chemin de roulement. Ces résistances thermiques de constriction dépendent de la nature des matériaux en contact, de l'effort de contact (charge) qui permet d'estimer l'aire de contact (théorie de Hertz) et de la vitesse. Il s'agit de résistances de constriction dynamiques distinctes des résistances de constriction dans le cas d'une interface statique où il n'y a pas de mouvement de matière et où l'aire de contact est bien maîtrisée. L'analyse dimensionnelle montre que la résistance de constriction dynamique dépend du nombre de Peclet solide  $Pe$  qui est en fait la vitesse de roulement réduite et le rapport de forme de la section de contact  $l^*$  [3]. La résistance thermique de constriction dynamique varie de façon monotone décroissante suivant ces deux paramètres. Elle ne devient négligeable que dans le cas extrême où  $Pe$  et  $l^*$  sont tous les deux très grands devant l'unité.

### 2.2. Les mécanismes de transfert de chaleur entre les bagues d'un roulement

Quelle que soit sa configuration, il convient de distinguer dans un roulement deux zones angulaires sur les chemins de roulement : la zone de répartition de charge ou encore zone de double contact dans laquelle l'élément roulant est en contact avec les deux bagues sous l'effet de la charge et la zone de simple contact où l'élément roulant (ER) est en contact soit avec la bague extérieure (BE) soit avec la bague intérieure (BI). Sur la *figure 2*, le domaine



**Figure 2.** Les différentes zones de contact roulant au sein du roulement.

**Figure 2.** The different rolling contact zones in the bearing.

angulaire 1 représente la zone de double contact, le domaine angulaire 2 représente la zone de simple contact ER-BE et le domaine 3 représente la zone de simple contact ER-BI. L'étendue de la zone de double contact est fixée par le jeu de fonctionnement et l'intensité de la charge. Le reste du chemin de roulement est partagé entre le domaine 2 et le domaine 3 sous l'effet de la résultante du poids propre de l'élément roulant et de la composante verticale de la force centrifuge liée à sa masse. Le domaine 3 prévaut dans la zone où le poids de l'élément roulant est plus grand que la composante verticale de la force centrifuge qui s'oppose à lui. Ce domaine se limite à une faible zone angulaire en haut du roulement. Comme le montre la *figure 2*, il se rétrécit suivant la vitesse au profit du domaine 2 qui s'étend. Lorsque la composante verticale de la force centrifuge (liée à la masse de l'ER) est plus grande que le poids de l'élément roulant le domaine 3 disparaît et le contact ER-BI n'existe plus que dans la zone de double contact.

Dans les domaines angulaires 2 et 3 les aires de contact sont déterminées par la composante radiale de la résultante du poids propre de l'élément roulant et de la force centrifuge liée à sa masse. Cette force de contact est maximale en  $\theta = 0^\circ$  et minimale en  $\theta = 180^\circ$ . Dans la zone de double contact, les aires de contact roulant sont dues à la somme de la composante radiale évoquée précédemment plus la composante de la charge affectée à l'éléments roulant selon sa position angulaire instantanée. De ce fait, dans le domaine de double contact les aires de contact roulant présentent des ordres de grandeur beaucoup plus élevés qu'ailleurs; surtout au voisinage de  $\theta = 0^\circ$ . Cette répartition angulaire a deux

conséquences : la première est que la température de la bague extérieure aura une distribution angulaire et le flux transféré d'une bague à l'autre aussi; et la seconde c'est à travers la zone de répartition de charge que s'opère l'essentiel du transfert de chaleur par contact roulant; d'abord de la bague extérieure vers l'élément roulant ensuite de l'élément roulant vers la bague intérieure.

Dans le domaine 3, l'élément roulant cède à la BI un flux de chaleur négligeable devant celui qu'il lui cède dans le domaine 1, dans les mêmes condition de vitesse et de charge. Nous allons l'ignorer. Dans la zone 2 qui est la plus étendue, l'élément roulant ne fait que s'échauffer au contact de la bague extérieure. En rentrant dans la zone 1, il continue de s'échauffer par ce contact tout en cédant à la bague intérieure, par l'autre contact, la chaleur ainsi prélevée dans les zone 1 et 2 du chemin de roulement extérieur. Le transfert de chaleur d'une bague à l'autre est régit par deux modes de transport. Le premier s'effectue par transport orbital depuis la zone 2 du chemin de roulement extérieur jusqu'à la zone 1 du chemin de roulement intérieur. Il est lié à la période de rotation de l'élément roulant autour de l'arbre. Le second mode de transport se fait exclusivement dans la zone 1 par simple rotation d'un angle  $\pi$  de l'élément roulant. Ce qui est prélevé dans la zone 1 du chemin de roulement extérieur est cédé après rotation à la bague intérieure dans cette même zone. Ce second mode est lié à la période de rotation de l'élément roulant sur lui même.

Par ailleurs, un transfert de chaleur par conduction prévaut au sein de la bague extérieure dans la direction du gradient angulaire dirigé de haut en bas (direction tangentielle). Ainsi dans la zone 1, la bague extérieure

reçoit un flux de chauffage suivant la direction radial et un flux conductif suivant la direction tangentielle. Les deux sont cédés aux éléments roulants qui les transfèrent par simple rotation à la bague intérieure.

En fait, le transfert de chaleur entre les deux bagues d'un roulement se présente comme une superposition de deux régimes thermiques périodiques établis : le premier est lié à la période de rotation d'un élément roulant autour de l'arbre et le second à la période de rotation de l'élément roulant sur lui-même. Chacun de ces deux régimes périodiques affecte des couches superficielles très minces dite profondeurs de pénétration. Celle affectée par le régime périodique lié à la période de l'élément roulant est la plus mince. La chaleur transférée d'une bague à l'autre représente l'énergie stockée et déstockée dans cette couche superficielle de l'élément roulant au cours de chaque période ; la grande période comme la petite. Compte tenu de la nature métallique du roulement et de la gamme de vitesse de rotation, les profondeurs de pénétration dans les bagues liées aux deux régimes périodiques sont très faibles et de ce fait difficilement accessibles par une mesure par thermocouple. En dehors de ces faibles couches, c'est un régime thermique stationnaire qui prévaut aussi bien dans les bagues que dans les éléments roulants. Dans le présent travail, nous ne nous intéressons qu'à ce régime stationnaire dans les deux bagues.

Cette analyse des mécanismes du transfert de chaleur entre les deux bagues d'un roulement a été menée grâce aux observations et à l'interprétation des résultats de l'étude expérimentale que nous présentons plus loin. Elle met en défaut le modèle théorique proposée en référence [3]. Limité à la zone de double contact, ce dernier ne considère que le mode de transport lié à la rotation de l'élément roulant autour de son axe et ignore le transport orbital qui devient important dès le début de la gamme des faibles vitesses et ce quelle que soit la charge. De ce fait, la comparaison des résultats expérimentaux aux résultats théoriques donnés par ce modèle est inintéressante.

### 3. LA PROCÉDURE EXPERIMENTALE

Le roulement étudié est un roulement à rouleaux NU 208E et le dispositif expérimental reste tel qu'il a été décrit en références [3]. Le changement réside dans l'acquisition de la mesure de la température de la bague intérieure. Nous avons adopté récemment un mode de transmission par télémetrie entre la boîte froide embarquée et le système d'acquisition. Dans ce type de

transmission le signal est véhiculée par une onde radio d'un point en mouvement vers un récepteur fixe. Ce dispositif de transmission comprend quatre éléments : le capteur et l'émetteur embarqués sur la pièce en mouvement, l'alimentation et le récepteur fixes. L'ensemble capteur—émetteur est équilibré et ajusté au diamètre de l'arbre pour éviter le phénomène de balourd lors du mouvement de rotation. Un boucle inductive fixe sert à la fois à l'alimentation de l'émetteur et à la réception des données mesurées. Le dispositif de mesure a été équipé d'une télémetrie fonctionnant en mode 'multiplex en fréquence'. C'est à dire qu'elle permet la transmission simultanée des différentes voies. La mesure des températures dans la bague intérieure se fait grâce à deux thermocouples montés en différentiel. Pour chacun de ces thermocouples, la première soudure chaude est située dans la bague intérieure et la seconde est immergée dans la circulation d'eau froide régulée, en amont du roulement. Ainsi, la tension mesurée entre les deux brins de Chromel au niveau de la référence embarquée correspond à l'écart de température entre le point de mesure dans la bague intérieure et la circulation d'eau thermostatée dans l'arbre tournant. Cette chaîne thermoélectrique est prolongée par deux fils de compensation en cuivre assurant la liaison entre la soudure froide et le module d'émission. Les tensions délivrées par les thermocouples dans la bague intérieure sont alors amplifiées et converties en fréquence dans l'émetteur puis transmises au récepteur où elle sont retraitées avant d'être dirigées sur le microvoltmètre. Les tests de performance du système de transmission montrent que la reproductibilité du signal transmis diminue suivant des amplitudes décroissantes. On définit le seuil de détection par télémetrie comme étant le signal sur lequel l'essai de reproductibilité donne lieu à une dispersion tendant vers 100%. Dans le cas de l'équipement utilisé ce seuil est de 0,15 K. Ce mode d'acquisition est détaillé en référence [6].

33 thermocouples en chromel—alumel de 80  $\mu\text{m}$  de diamètre sont implantés dans les bagues du roulement et la chaufferette.

Afin de s'affranchir du flux de chaleur généré par frottement au sein du roulement, nous appliquons le principe de superposition qui distingue les échauffements dus à la puissance de chauffage de ceux dus aux frottements par roulement. Ainsi, chaque expérience comporte deux étapes. Dans un premier temps, on enregistre les champs de températures stationnaires dans lesquels les échauffements mesurés au sein du roulement ont pour origine la puissance électrique dissipée par la chaufferette ( $P = UI$ ) et le flux généré par frottement. Dans un deuxième temps, la même procédure est répétée sans alimenter la chaufferette ( $P = 0$ ). De ce fait, dans ce second temps on

TABLEAU I / TABLE I  
Comparatif des flux de chaleur.  
Comparison of heat flux.

Charge (N)	Vitesse de rotation (tr·min <sup>-1</sup> )	Densité de flux moy. estimée (W·m <sup>-2</sup> )	Flux quittant la bague extérieure : $\phi$ (W)	Pertes thermiques latérales (W)	$\phi +$ Pertes (W)	Flux élect. (W)	Ecart relatif (%)
80	50	5175	20,9	1,5	22,4	22,2	+0,9
	300	5159	20,8	1,4	22,2	22,2	0
	500	5077	20,5	1,4	21,9	22,2	-1,4
	1000	5023	20,3	1,7	22	22,2	-0,9
	2000	5048	20,4	1,6	22	22,2	-0,9
	2700	5099	20,6	1,4	22	22,2	-0,9
1750	50	5162	20,9	1,8	22,7	22,2	+2,25
	300	5245	21,2	1,4	22,6	22,2	+1,8
	500	5203	21	1,2	22,2	22,2	0
	1000	5140	20,8	1,5	22,3	22,2	+0,5
	2000	5134	20,7	1,5	22,2	22,2	0
	2700	5147	20,8	1,4	22,2	22,2	0

n'enregistre que les échauffements dus au flux généré par frottement. En vertu du principe de superposition, on s'affranchit de l'échauffement par frottement en retranchant le second échauffement du premier.

La gamme de vitesses prospectée va de 50 à 2700 tr·min<sup>-1</sup>. La gamme de charge est comprise entre 80 N (poids propre de l'arbre) et 1750 N. Les niveaux de valeurs de charge et de vitesse de rotation mis en oeuvre sont relativement faibles par rapport aux capacités du roulement qui peut supporter jusqu'à 57000 N sous une vitesse de rotation de 9000 tr·min<sup>-1</sup> dans le cas d'une lubrification par huile (*tableau I*). Ce choix se justifie par deux raisons :

- théoriquement, c'est dans le domaine des faibles valeurs du nombre de Peclet solide que les variations de la conductance thermique de transport sont les plus remarquables [5]. Sur le plan expérimental, des nombres de Peclet solides petits imposent la mise en oeuvre de vitesses et/ou de charges relativement faibles ;
- le roulement fonctionnant sans lubrification, une vitesse de rotation et une charge élevées pourraient endommager significativement les chemins de roulement.

C'est ainsi que le plan d'expérience prévoit six niveaux de charge (80, 415, 750, 1080, 1415, et 1750 N) et dix valeurs de vitesse de rotation (50, 100, 200, 300, 400, 500, 1000, 1500, 2000 et 2700 tr·min<sup>-1</sup>). Le choix d'un grand nombre de points de mesure dans le domaine des faibles vitesses se justifie par l'évolution rapide des étendues des domaines angulaires 2 et 3 sous l'effet de la force centrifuge (*figure 2*). Chaque expérience

correspond à un couple 'vitesse, charge' déterminé. Dans toutes les expériences, la puissance électrique dissipée dans la chaufferette ainsi que la température de la circulation d'eau froide dans l'arbre creux restent inchangées et respectivement égales à 22 W et 20 °C.

#### 4. LA MESURE DE LA CONDUCTANCE THERMIQUE DE TRANSPORT ENTRE LES DEUX BAGUES DU ROULEMENT

Avant d'aborder la discussion des résultats expérimentaux, on présente dans cette section les échauffements dus aux frottements en fonction de la vitesse et de la charge et la procédure de dépouillement en vue d'estimer la CTT.

##### 4.1. L'échauffement dû au flux généré par frottement sur les chemins de roulement

On entend par échauffement la différence de niveau thermique entre les régimes thermiques permanents final et initial du roulement qui ont prévalu respectivement après et avant la mise en oeuvre d'une ou deux sources thermiques d'excitation (flux de frottement dû à la rotation, puissance de chauffe).

Les diverses expériences réalisées pour mesurer les échauffements dans le roulement dû au frottement montrent que ces derniers sont pratiquement uniformément

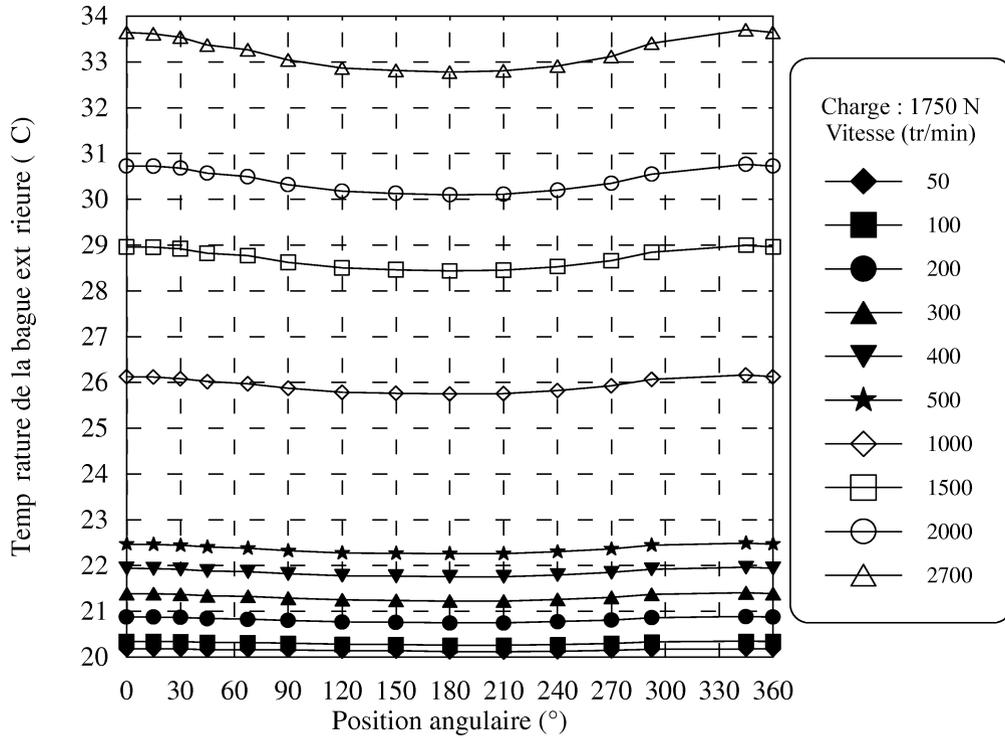


Figure 3. Echauffement de la bague extérieure en fonction de la vitesse.  
 Figure 3. Heating of the outer ring according to the rotating speed.

répartis quelles que soient les valeurs de la charge et de la vitesse. Ces mesures sont réalisées par l'ensemble des thermocouples implantés au niveau des demi épaisseurs des bagues et du plan passant par le centre de masse du roulement et perpendiculaire à son axe. On aurait pu penser qu'en raison de la distribution angulaire des aires de contact éléments roulants-bagues, les échauffements dus aux frottements seraient distribués en conséquence. Ce n'est pas le cas comme le montre la figure 3 où l'on a représenté les courbes d'échauffement de la bague extérieure dû au frottement dans le cas de charge extrême (1750 N) et sur toute la gamme de vitesse. Imperceptible pour les faibles charges, le profil angulaire des courbes se manifeste de façon très faible pour les charges les plus élevées et au delà de  $1000 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$  avec un maximum en  $\theta = 0^\circ$ . Ce profil quasi uniforme des échauffements dans la bague extérieure peut s'expliquer par le phénomène de transport assuré par le mouvement des rouleaux qui tend à répartir de manière uniforme sur tout le chemin de roulement le flux généré par frottement.

Sachant que les échauffements par frottement sont pratiquement uniformes dans la bague extérieure, nous avons représenté sur la figure 4 les échauffements des

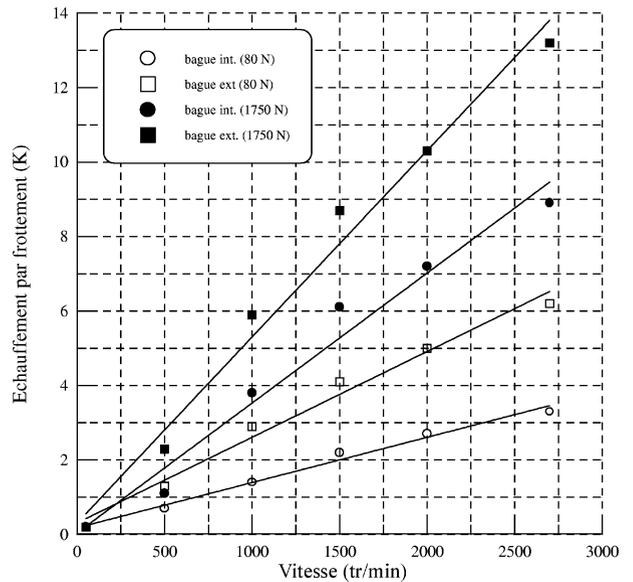


Figure 4. Echauffement des bagues par frottement de roulement.  
 Figure 4. Heating of rings due to the friction.

deux bagues en fonction de la vitesse, pour les deux valeurs extrêmes de la charge. Les échauffements par frottement des deux bagues présentent des profils approximativement linéaires suivant la vitesse de rotation. Dans le cas d'une charge à vide (poids propre de l'arbre = 80 N), la pente de l'échauffement de la bague extérieure est environ deux fois plus grande que celle de la bague intérieure. L'échauffement de la bague intérieure est nettement plus faible en raison de la proximité de la source froide (circulation froide dans l'arbre). L'influence de la charge est un peu plus ressentie sur la bague extérieure. A vide, l'échauffement par frottement dans les deux bagues reste faible en dessous de 300 tr·min<sup>-1</sup>. Pour les grandes vitesses et les grandes charges l'échauffement est important puisque dans la bague extérieure il dépasse 6 °C à vide et 13 °C en charge maximum.

Vu son importance et n'étant pas pris en compte dans le modèle de dépouillement, l'échauffement par frottement est éliminée selon le principe de superposition. Remarquons cependant que lorsqu'on s'affranchit de la composante de l'échauffement par frottement pour l'étude thermique, son incidence sur le plan mécanique, notamment sur le jeu de fonctionnement, subsiste. Il est difficile de savoir si la puissance générée par frottement présente une différence significative entre le cas où la chaufferette est alimentée et celui où elle ne l'est pas. Nous admettons simplement que cette différence, si elle existe, est négligeable.

#### 4.2. Estimation de conductance thermique de transport entre les deux bagues du roulement : pertinence des résultats

Avant d'aborder l'estimation de la CTT, notons que la reproductibilité de l'écart de température entre les bagues  $\Delta T(\theta)$  présente une dispersion  $\delta T(\theta)$  comprise entre 0,2 et 0,4 K dans le cas le plus défavorable (faibles charge et vitesse). Rapportée à l'écart de température moyen entre les deux bagues (36 K), elle est de l'ordre de 0,8%.

Dès lors que l'on a pu s'affranchir des échauffements dus aux frottements, on procède à l'estimation de la CTT par technique inverse. Afin d'améliorer la précision de la solution recherchée, les champs de température discrets mesurés sont interpolés en vue d'obtenir un plus grand nombre de points. Basée sur une méthode itérative, la résolution du problème inverse de conduction de la chaleur est menée sur un programme de calcul par éléments finis développé au sein du laboratoire [8, 9]. La méthode de minimisation employée est celle des gradients conjugués.

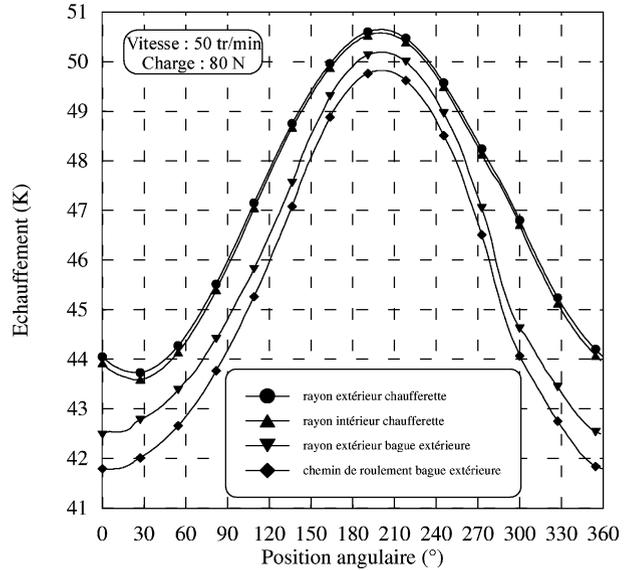


Figure 5. Echauffement du roulement dû au flux transmis.  
Figure 5. Heating of the bearing due to transferred heat flux.

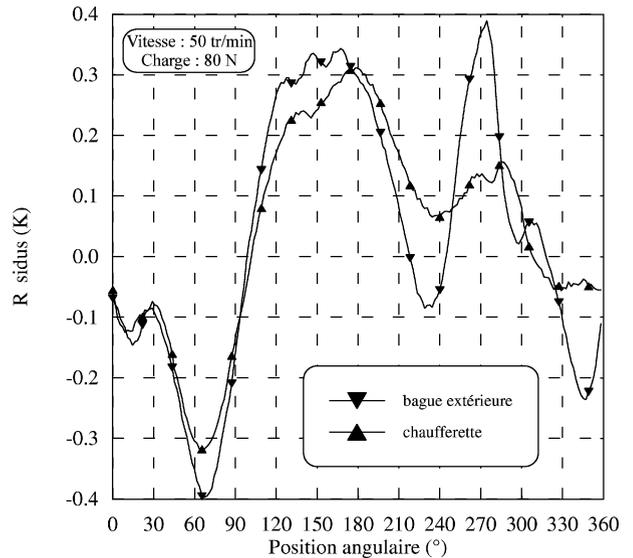
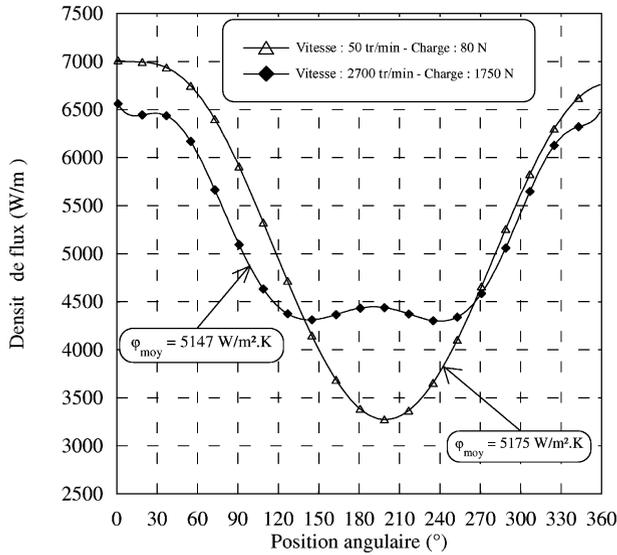


Figure 6. Résidus aux points de mesure dans l'estimation de la conductance thermique.

Figure 6. Residuals at measurement points in thermal conductance estimation.

On estime la température superficielle et la densité de flux angulaires sur le chemin de roulement de la bague extérieure que l'on introduit dans la relation (1) pour déduire la CTT locale. Afin d'illustrer la phase de dépouillement, nous avons représenté sur la figure 5 les échauffements superficiels estimés et sur la figure 6



**Figure 7.** Densité de flux estimée sur le chemin de roulement de la bague extérieure.

**Figure 7.** Estimated heat flux density on the outer raceway.

résidus liés aux mesures utilisées. On entend ici par résidus les différences entre la courbe de température obtenue par les mesures et l'interpolation de ces dernières et la courbe de température estimée aux points de mesure ; ces points se situant au niveau des demi épaisseurs de la bague extérieure et de la chaufferette. La *figure 5* représente les échauffements par rapport à la température de référence de l'écoulement d'eau thermostatée dans l'arbre tournant qui est de 20 °C. La *figure 6* montre que dans le cas le plus défavorable, le résidu n'atteint pas 0,4 K, ce qui représente moins de 1% de l'échauffement moyen de la bague extérieure. Bien que faibles, les résidus paraissent corrélés sur le domaine angulaire (0, 220°). Cela peut s'expliquer par le fait que le dépouillement de l'expérience se fait par les résolutions successives de deux problèmes inverses. Dans le premier qui a pour objet l'estimation de la résistance thermique de contact à l'interface chaufferette bague extérieure, on considère les mesures de température dans la bague extérieure comme une condition à la frontière et celles dans la chaufferette comme des informations additionnelles. Dans le second qui a pour objet d'estimer la CTT, on considère les mesures de température dans la chaufferette comme une condition à la frontière et celles dans la bague extérieure comme des informations additionnelles. Dans cette seconde étape la résistance de contact estimée précédemment est prise comme une donnée du problème et de ce fait elle n'est pas indépendante de la température dans la bague extérieure.

La *figure 7* donne la distribution de la densité de flux sur le chemin de roulement de la bague extérieure aux conditions de charge et de vitesse extrêmes. Les profils angulaires sont différents mais la densité de flux moyenne se conserve à 0,6% près. Cette vérification de la conservation du flux se fait de manière systématique en vue d'éprouver la pertinence des expériences réalisées. Ainsi, on compare le flux dissipé dans la chaufferette avec la somme du flux de chaleur transmis d'une bague à l'autre plus les pertes thermiques latérales estimées. Les résultats sont donnés dans le *tableau 1* où l'on considère les deux valeurs de charge extrêmes et six valeurs de vitesses de rotation couvrant toute la gamme prospectée. On y remarque que la conservation de flux est bonne et que les écarts sont répartis de part et d'autre de zéro. La somme du flux de chaleur transmis de la bague extérieure vers la bague intérieure et des pertes thermiques latérales diffère du flux dissipé dans la chaufferette de 2,25% dans le pire des cas. Cette différence incorpore toutes les sources d'erreur, aussi bien celles d'origine expérimentale que celles due au calcul d'estimation de la CTT. Le résultat satisfaisant de cette comparaison traduit la bonne qualité des expériences déjà relevée dans les essais de reproductibilité.

### 4.3. Calcul de l'incertitude sur la CTT

Deux sources d'erreurs viennent entacher l'estimation de la CTT : les erreurs sur les mesures de température ( $m_i$ ) et les erreurs sur les données ( $p_i$ ). Ainsi, l'erreur totale commise est donnée par l'équation (2).

$$\Delta h = \left\{ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial h}{\partial m_i} dm_i \right)^2 + \sum_{i=1}^k \left( \frac{\partial h}{\partial p_i} dp_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (2)$$

La première série représente la contribution des incertitudes sur les mesures de températures et la seconde celle des incertitudes sur les données (caractéristiques thermophysiques et géométriques). L'erreur de mesure de température présente deux composantes : la première est donnée par les essais de reproductibilité et la seconde est due au lissage des champs de températures qui permet de multiplier artificiellement le nombre de points de mesure. Cette dernière est estimée à 0,25 K dans le cas le plus défavorable ; d'où une erreur de mesure maximale  $\delta T(\theta)_{\max} = 0,55 \text{ K}$ . Les erreurs sur les dimensions géométriques sont données par le constructeur pour le roulement (13  $\mu\text{m}$ ) et par les tolérances d'usinage pour la chaufferette (20  $\mu\text{m}$ ). Les conductivités thermiques de l'acier constituant le roulement (acier 100 C6) et du laiton de la chaufferette ont été mesurées au laboratoire avec

une incertitude relative estimée à 5%. Partant de ces données, le calcul d'erreur montre que l'estimation de la CTT se fait avec une précision qui évolue avec la position angulaire entre 3 et 8%.

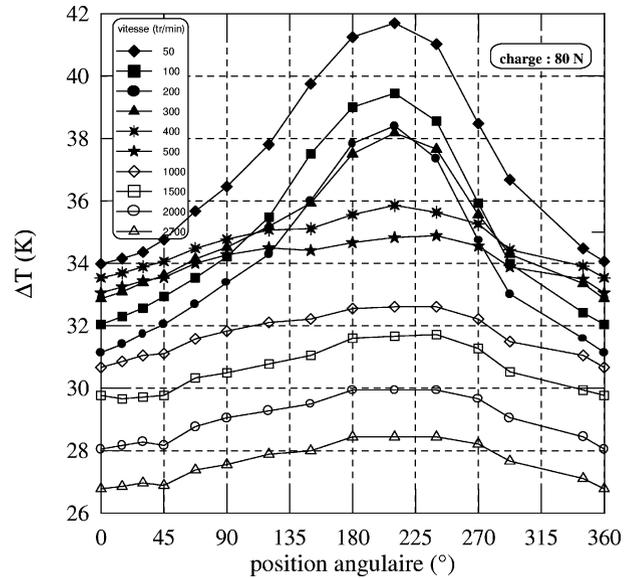
## 5. INFLUENCE DE LA VITESSE ET DE LA CHARGE SUR LA CONDUCTANCE THERMIQUE DE TRANSPORT

### 5.1. Influence de la vitesse

On étudie l'influence de la vitesse dans le cas d'une charge à vide (80 N). Les évolutions de l'écart de température entre les bagues  $\Delta T(\theta)$  et de la CTT  $h(\theta)$  y sont les plus significatives.

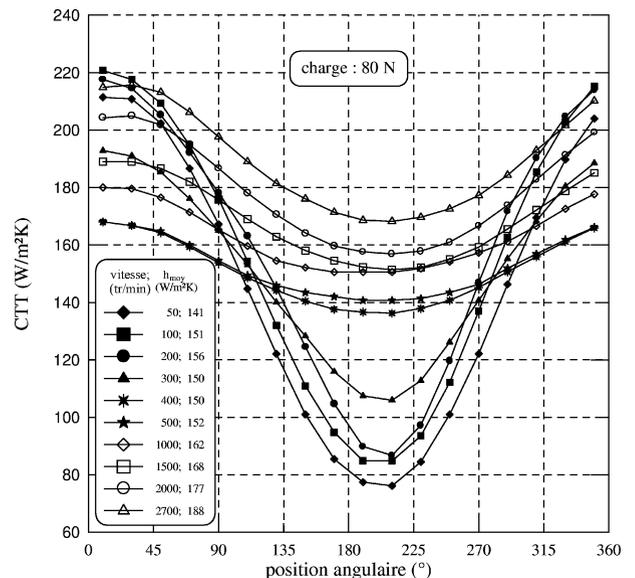
La *figure 8* représente l'écart de température angulaire  $\Delta T(\theta)$  entre les deux bagues du roulement pour différentes valeurs de la vitesse de rotation (mesures brutes). C'est la température de la bague extérieure qui impose son profil angulaire à  $\Delta T$ , celle de la bague intérieure étant indépendante de  $\theta$  en raison du mouvement de rotation. La température maximale de la bague extérieure est décalée par rapport à  $\theta = 180^\circ$  ou se situe le jeu maximum. Cela s'explique par le transfert de chaleur de la bague extérieure vers les éléments roulants sur tout le chemin de roulement. En effet, l'écart de température entre l'élément roulant et la bague extérieure est à son maximum à la sortie de la zone de double contact. Le refroidissement de l'élément roulant dans le domaine 3 (quand ce dernier existe) étant négligeable, cet écart est monotone décroissant suivant  $\theta$ . Il devient minimum juste avant la rentrée de l'élément roulant dans la zone de double contact. En d'autres termes, l'échauffement de l'élément roulant dans la zone de simple contact est croissant suivant  $\theta$  depuis sa sortie jusqu'à sa rentrée dans la zone de double contact. C'est ce qui explique sur la *figure 7* que le champ de température ne soit pas symétrique par rapport à l'axe verticale 0–180° ; le chemin de roulement est légèrement plus froid dans le domaine des faibles valeurs angulaires et la température maximale est atteinte au delà de  $\theta = 180^\circ$ . Comme les points de mesure sont distants de 30°, c'est en  $\theta = 210^\circ$  que nous enregistrons la température maximale de la bague extérieure. Dans le même ordre d'idée, le point le plus froid de la bague extérieure n'est pas en  $\theta = 0^\circ$  ; il devrait se situer à une abscisse positive qui reste proche de l'origine.

La *figure 9* représente les lois de CTT correspondant aux écarts de température entre les bagues représentés



**Figure 8.** Influence de la vitesse sur l'écart de température entre les deux bagues.

**Figure 8.** Influence of the velocity on the temperature gap between the two rings.



**Figure 9.** Influence de la vitesse de rotation sur la CTT.

**Figure 9.** Influence of the rotating speed on the TTC.

sur la *figure 8*. La CTT est aussi une fonction angulaire  $h = h(\theta)$ , mais avec une concavité en sens opposé. Son maximum se trouve en bas du roulement dans la zone de double contact au voisinage de  $\theta = 0^\circ$ . La raison est que la largeur du contact roulant  $b$  dépend de  $\theta$  et présente un maximum en  $\theta = 0^\circ$ . Cette forte dépendance

angulaire s'explique aussi par la faible étendue de la zone de répartition de la charge. En effet, lorsque l'arbre ne supporte que son poids propre, le jeu de fonctionnement estimé à 60  $\mu\text{m}$  environ impose une zone de répartition de la charge comprise entre 25 et 30° répartie de part et d'autre du point zéro situé au point le plus bas du roulement ( $12,5^\circ < \theta_c < 15^\circ$ ). L'intervalle angulaire entre deux rouleaux successifs étant de 28° (13 rouleaux), laisse penser que le transfert de chaleur par voie solide entre les deux bagues se fait tout au bas du roulement par un seul puis deux double contacts.

En dessous de 200  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$  le profil des courbes de CTT reste le même et l'amplitude maximale de la variation de  $h$  en fonction de  $\theta$  n'évolue presque pas suivant la vitesse, mais la valeur moyenne  $h_{\text{moy}}$  augmente de plus de 10%. Cet accroissement peut être attribué à la vitesse croissante qui atténue la constriction thermique dynamique qui se développe de part et d'autre des contacts roulants.

Lorsque la vitesse de rotation passe de 200 à 500  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , nous observons une modification notable de l'allure des courbes.  $\Delta T$  augmente dans la partie basse du roulement ( $0^\circ < \theta < 90^\circ$  et  $270^\circ < \theta < 360^\circ$ ), et diminue dans la partie haute ( $120^\circ < \theta < 280^\circ$ ).  $h$  évolue en sens inverse. Suivant la vitesse, le domaine 3 se rétrécit jusqu'à disparaître lorsque celle-ci atteint 430  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ . En même temps, le domaine 2 s'élargit d'autant et l'aire de contact élément roulant—bague extérieure s'accroît sous l'action de la force centrifuge qui augmente. Sous l'effet de ces événements mécaniques conjugués, induits par une vitesse croissante, on assiste à un refroidissement croissant de la bague extérieure dans la zone de simple contact. De ce fait, l'élément roulant caloporteur entre dans la zone de double contact de plus en plus chaud et prélève de moins en moins de chaleur de la bague extérieure dans la zone 1. En d'autres termes, dans le domaine 100 à 430  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , l'accélération du mode de transport orbital restreint le mode de transport par simple rotation qui n'a lieu que dans la zone de double contact. C'est ce qui explique l'atténuation de la distribution angulaire de la conductance suivant la vitesse. A  $N = 50 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , l'amplitude crête à crête de  $h(\theta)$  est du même ordre que la valeur moyenne  $h_{\text{moy}}$  donnée sur la légende avec la vitesse (*figure 9*); c'est à dire 140  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ . A 500  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$  cette même amplitude n'est plus que de 25 à 30  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  et ne représente plus que 20% environ de  $h_{\text{moy}}$ . Ainsi, entre 50 et 500  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , la fluctuation angulaire de  $h$  s'est amortie d'environ 80%.

Toujours sur la *figure 9*, on note que de 400 à 500  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , la courbe  $h(\theta)$  évolue très peu bien qu'une

petite augmentation de la CTT soit perceptible dans la partie haute du roulement. Le domaine de simple contact avec la bague intérieure n'existe plus à partir de 430  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$  environ. Au delà, l'accroissement du transport orbital est ralenti car il n'est plus assuré que par celui des aires de contact roulant sous l'effet d'une force centrifuge croissante. C'est ce qui explique que sa manifestation ne soit plus très apparente et que les deux réseaux de courbes ne se croisent plus.

Au delà de cette vitesse, les deux modes de transport de la chaleur coexistent, s'accommodant désormais de la faible distribution angulaire résiduelle de la température de la bague extérieure. En effet, sur la *figure 8* à 500  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$  et au delà, l'écart de température maximum entre le haut et le bas de la bague extérieure varie peu et reste de l'ordre de 2 K. Et  $\Delta T(\theta)$  décroît suivant la vitesse pratiquement de façon uniforme dans tout le domaine angulaire. Il en est de même pour  $h(\theta)$  si l'on excepte le cas de  $N = 1000 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ . Ce dernier doit comporter des erreurs de mesure de température aux points  $\theta = 210^\circ$  et  $\theta = 240^\circ$  qui ont été amplifiées lors du dépouillement par technique inverse. Au delà de 500  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , on note un accroissement presque imperceptible de l'amplitude crête à crête de  $h(\theta)$  qui, jusqu'à 500  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , avait plutôt tendance à décroître sous l'effet d'un transport orbital accéléré. On explique cela par le fait que l'accroissement du transport orbital étant freiné dès que le domaine 3 n'existe plus, au delà les deux modes de transport sont stimulés de la même manière et par le même mécanisme de diminution des résistances thermiques de constriction selon la vitesse. Mais comme dans la zone de double contact les aires de contact sont beaucoup plus grandes, cette stimulation y est plus ressentie.

Enfin, pour une charge de 80 N, on notera qu'entre 50 et 2700  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , la valeur moyenne  $h_{\text{moy}}$  de la CTT passe de 141 à 188  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , soit une augmentation de 33% environ. Ceci est dû surtout à l'effet de la vitesse sur les résistances de constriction dynamique au niveau des contacts roulants.

## La CTT locale

Sur la *figure 10*, on représente le comportement de la conductance thermique en fonction de la vitesse de rotation pour quatre positions angulaires remarquables, caractéristiques de zones de contact différentes (bas, haut, mi-hauteur). On note que de 50 à 100  $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , la CTT augmente en tout point du chemin de roulement. Au delà, la force centrifuge prend de l'importance devant le

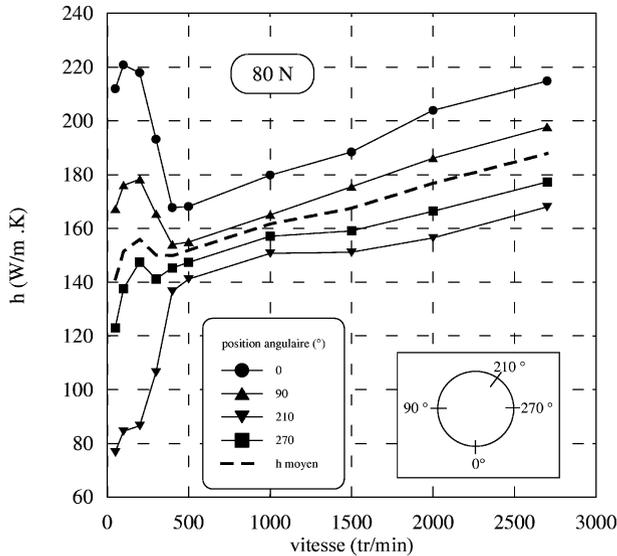


Figure 10. Comportement de la CTT locale en fonction de la vitesse.

Figure 10. Behaviour of the local TTC according to the rotating speed.

pois du rouleau et stimule fortement le transport orbital jusqu'à la vitesse de  $400 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ . Cette manifestation s'accompagne d'un accroissement rapide de  $h$  en haut du roulement et d'une diminution aussi rapide et franche de  $h$  en bas du roulement. Au delà de  $400 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$  toutes les courbes se mettent à croître d'une manière approximativement linéaire comme si l'effet de l'accroissement de la vitesse devient uniforme sur tout le chemin de roulement.

## 5.2. Comportement de la CTT en fonction de la charge

Sur la figure 11, on note qu'à faible vitesse, l'effet de la charge sur  $h$  est principalement ressentie dans la zone de double contact. En effet à  $100 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$  et au voisinage de  $\theta = 0^\circ$ , le passage de 80 à 1750 N multiplie la CTT par 1,5 alors qu'au voisinage de  $\theta = 210^\circ$   $h$  reste insensible à l'accroissement de la charge. Cela s'explique par le fait qu'une charge croissante augmente à la fois l'étendue des aires de contact rouleaux-bagues dans la zone de double contact et le domaine angulaire couvert par cette même zone. La stimulation du mode de transport par rotation simple dans cette zone de double contact vient surtout de l'accroissement des aires de contact roulant se traduisant par la diminution des résistances thermiques de constriction dynamique présentes de part et d'autre de chaque contact. Si l'on excepte la courbe relative à 80 N,

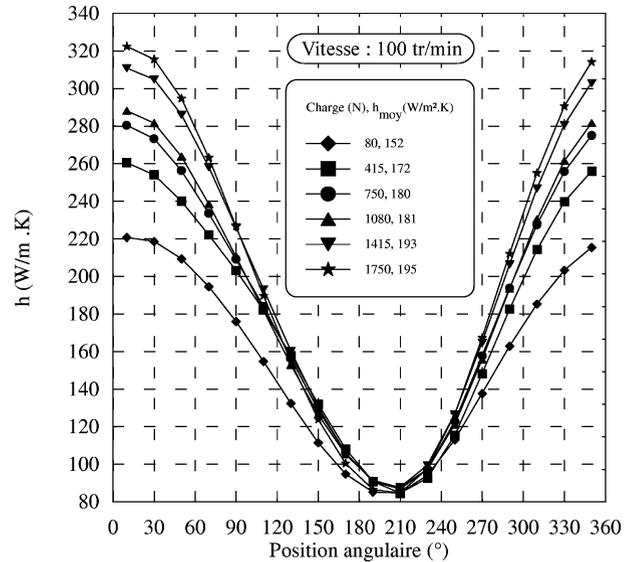


Figure 11. Comportement de la CTT en fonction de la charge à  $100 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ .

Figure 11. Behaviour of the local TTC according to the load at 100 rpm.

toutes les autres sont pratiquement confondues entre  $120$  et  $270^\circ$ . Cela traduit le fait que, dans ce secteur angulaire, le transport orbital n'est pas affecté par les variations de la charge et qu'il reste découplé du transport par simple rotation dans la zone de double contact. C'est dans les domaines angulaires avant l'entrée et après la sortie de la zone de double contact que le mode de transport orbital est affecté par l'accroissement du gradient de température angulaire sous l'effet d'une charge croissante.

Retenons que si la vitesse a une influence directe sur les deux modes de transport, la charge, par contre, n'a qu'un effet indirect sur le mode de transport orbital.

La figure 11 montre que lorsque la charge va de 80 à 1750 N,  $h_{\text{moy}}$  passe de 152 à 195  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ; soit un accroissement de 28%. La figure 12 montre le résultat similaire dans le cas de la vitesse maximale de  $2700 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ . Les influences combinées de la charge et de la vitesse sur la CTT se traduisent par un accroissement de  $h_{\text{moy}}$  de l'ordre de 130% environ.

La figure 13 permet d'analyser le comportement de la CTT locale aux positions angulaires remarquables pour deux vitesses extrêmes. On note qu'à faible vitesse, la CTT reste pratiquement constante sur toute la gamme de charges prospectées dans le domaine de simple contact ( $\theta = 90, 210$  et  $270^\circ$ ), traduisant le peu d'influence de la charge sur le transport orbital déjà observé sur la figure 11. En revanche, en  $\theta = 0^\circ$   $h$  augmente presque de moitié. A vitesses élevées, les deux modes de transport

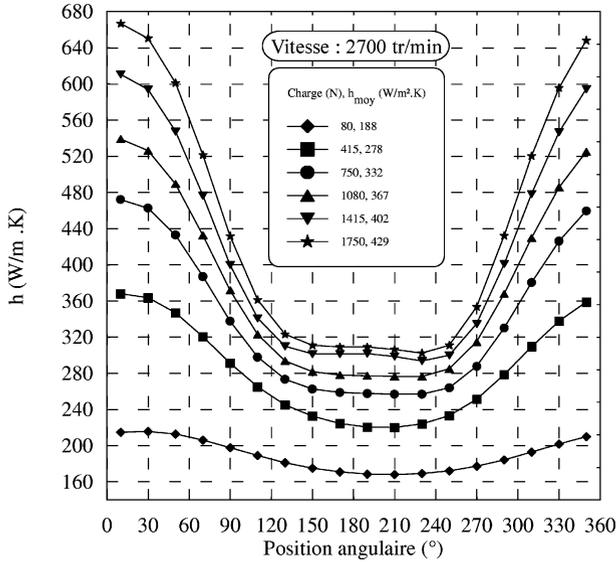


Figure 12. Comportement de la CTT en fonction de la charge à 2700 tr·min<sup>-1</sup>.

Figure 12. Behaviour of the local TTC according to the load at 2700 rpm.

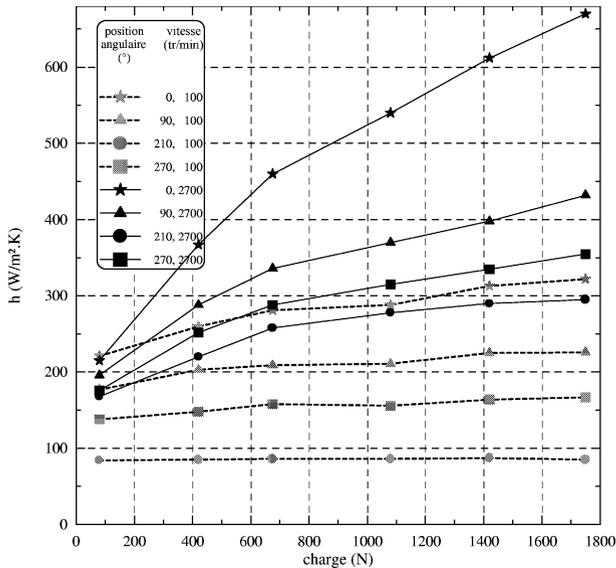


Figure 13. Influence de la charge sur la CTT locale.

Figure 13. Influence of the load on the local TTC.

sont couplés et l'influence de la charge est ressentie sur tout le chemin de roulement. La CTT est monotone croissante suivant la charge quel que soit  $\theta$ . Le plus faible accroissement est en  $\theta = 210^\circ$  où  $h$  passe de 170 à 300 W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>.

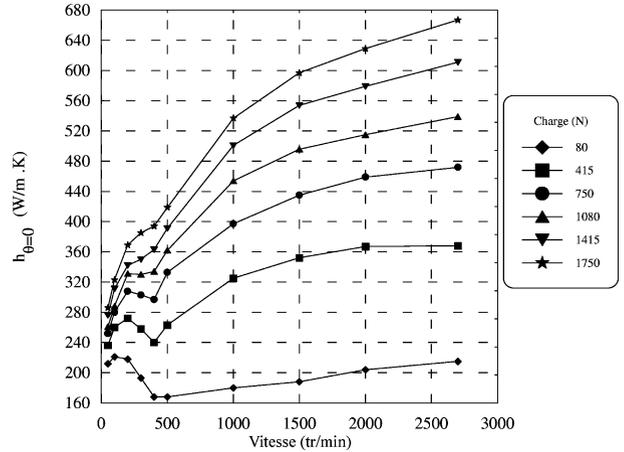


Figure 14. Comportement de la CTT en fonction de la vitesse et de la charge en  $\theta = 0^\circ$ .

Figure 14. Behaviour of the local TTC at  $\theta = 0^\circ$  according to rotating speed and load.

La figure 14 représente  $h(\theta = 0^\circ)$  en fonction de la vitesse et de la charge. Entre 200 et 500 tr·min<sup>-1</sup> pour des charges inférieures ou égales à 1000 N, la CTT est décroissante dans la zone de double contact et notamment en  $\theta = 0$ . Tel que cela a été déjà observé sur la figure 8, 200 tr·min<sup>-1</sup> est un seuil de vitesse à partir duquel le transport orbital communique aux éléments roulants un niveau thermique qui empêche le refroidissement de la bague extérieure dans la zone de double contact. L'effet de l'accroissement rapide du mode de transport orbital est très manifeste et se traduit par une décroissance de  $h$  dans ces domaines de vitesse et de charge. Au delà de 500 tr·min<sup>-1</sup> et 1000 N les deux modes de transport se conjuguent et la CTT est monotone croissante suivant les deux paramètres.

## CONCLUSION

Nous avons réalisé un dispositif expérimental qui a permis d'étudier les mécanismes de transfert de chaleur entre les deux bagues du roulement à rouleaux cylindriques NU208E G15. Ce transfert de chaleur d'une bague à l'autre est modélisé par une conductance thermique de transport assimilable à un coefficient de convection solide lié au chemin de roulement de la bague extérieure avec comme température de référence la température de la bague intérieure. Pour réaliser la mesure, il a fallu surmonter deux difficultés importantes : comment mesurer correctement la température dans la bague intérieure mobile ? Et comment s'affranchir du flux généré

par frottement comme le prévoit le principe de mesure ? La première a été résolue en ayant recours à une acquisition par télémétrie dont le seuil de détection est de l'ordre de 0,15 degré ; ce qui est très satisfaisant dans le cas de cette application. La seconde difficulté a été surmontée en appliquant le principe de superposition pour s'affranchir de l'échauffement dû au flux généré par frottement.

Les mesures des champs de températures dans les bagues du roulement, présentent une bonne reproductibilité. On a pu observer que le transfert de chaleur entre les deux bagues n'est pas radial en raison du jeu de fonctionnement et de la répartition non uniforme de la charge. De ce fait le profil de l'écart de température entre les bagues et celui de la CTT présentent des distributions angulaires prononcées. Ainsi, la CTT présente toujours un maximum au bas du roulement où sont localisées les aires de contact rouleaux-bagues les plus étendues.

L'analyse des mécanismes de transfert entre les deux bagues a permis d'identifier deux modes de transport de la chaleur par l'intermédiaire des éléments roulants caloporteurs. Ces deux modes sont respectivement liés aux deux mouvements périodiques de l'élément roulant. Le premier est lié au mouvement orbital du rouleau autour de l'arbre et de ce fait c'est le mode de transport orbital. Le second mode est lié au mouvement de rotation du rouleau autour de son axe propre dans la zone de double contact et c'est le mode de transport par simple rotation. Dans cette zone, chaque point de la surface du rouleau est alternativement en contact avec une bague puis avec l'autre après une rotation du rouleau de  $\pi$  autour de son axe.

L'étude de l'influence de la vitesse de rotation sur la CTT a fait ressortir que pour les faibles charges (aires des contacts roulants faibles dans la zone de répartition de charge), le transfert par transport orbital s'accroît rapidement suivant la vitesse au début du domaine de valeur de cette dernière. L'accroissement de la vitesse induit celui de la force centrifuge liée à la masse du rouleau. Sous l'influence de cette dernière le transport orbital s'accélère et devient important au point de restreindre le refroidissement de la bague extérieure dans la zone de double contact. Cette accélération prend fin aux environs de  $430 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$  (disparition du domaine 3). Au delà les deux modes de transport sont stimulés de par le même mécanisme : celui de la diminution des résistances thermiques de constriction présentes de part et d'autre des contacts roulants par accroissement de la vitesse.

A faible vitesse on a vu que l'influence de la charge n'était ressentie que dans le domaine de double contact. C'est logique dans le sens où la charge n'a d'effet sur les aires de contact que dans la zone de répartition de charge. Pour des charges plus grandes que 1000 N et des vitesses supérieure à  $500 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$ , les deux modes de transport deviennent fortement couplés et la CTT est alors monotone croissante suivant les deux paramètres.

Le roulement NU 208E G15 testé présente une conductance de transport moyenne qui varie de  $140$  à  $430 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , lorsqu'on couvre le domaine de vitesses compris entre  $50$  et  $2700 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$  et la gamme de charge comprise entre  $80$  et  $1750 \text{ N}$ .

A l'évidence le modèle théorique présenté en référence [3] n'est pas adapté puisqu'il ne considère pas le mode de transport orbital. En perspective, il convient donc de proposer un modèle théorique de CTT qui puisse prendre en compte les deux modes de transport.

## RÉFÉRENCES

- [1] Laraqui N., Bounagui A., Bransier J., Modélisation des transferts de chaleur dans un roulement à rouleaux cylindriques, Rev. Française de Mécanique 94 (3) (1994) 223-227.
- [2] Bounagui A., Modélisation de la diffusion thermique non linéaire dans un roulement noyé dans un fluide cryogénique, Thèse, Université de Paris VI, 1997.
- [3] Briot J.-M., Bourouga B., Bardon J.-P., Etude de la conductance thermique de transport entre les bagues d'un roulement à rouleaux, Rev. Gén. de Thermique 36 (1997) 610-623.
- [4] Hertz H., On the Contact of Rigid Elastic Solids and on Hardness, Miscellaneous Papers, Mac-Millan, London, 1896.
- [5] Briot J.-M., Bourouga B., Bardon J.P., Modèle de conductance thermique de transport par roulement : application à l'étude des mécanismes de transfert thermique entre les bagues d'un roulement à rouleaux, in: Actes Congrès SFT, Valenciennes, Elsevier, Amsterdam, 1996, pp. 126-133.
- [6] Briot J.-M., Contribution à l'étude des mécanismes de transfert de chaleur au travers de contact thermique roulant, Thèse, Université Nantes, 1998.
- [7] Bejan A., Theory of rolling contact heat transfer, J. Heat Transfer 111 (1989) 257-263.
- [8] Truffart B., Jarny Y., Bourouga B., A General Approach to solve 2D inverse heat conduction problem—Sensitivity analysis on estimated functions, in : 7<sup>th</sup> Inverse problems in Engineering Seminar, Columbus, USA, 1995.
- [9] Truffart B., Méthode d'optimisation pour la résolution de problèmes inverses de conduction de la chaleur, Thèse, Université Nantes, 1996.

### Abridged English version

#### Experimental study of heat transfer between the rings of a roller bearing: influence of rotational speed and load

The knowledge of the Transport Thermal Conductance (TTC) between the rings of a bearing is significant in aerospace industry and in some particular applications when it is a question to estimate the heating of the inner ring in order to dimension (or to check) the interference fit at the inner ring—shaft interface. In a recent article, we presented a study on the TTC between the rings of a roller bearing [3]. We developed two approaches: one theoretical and the other experimental.

In the theoretical approach, we proposed a model of TTC between a rolling element and the raceway. The TTC is presented in the form of the reverse of the sum of four dynamic constriction resistances present respectively on both sides of the two contacts between the rolling element and the two rings. The calculation of the dynamic constriction resistance is based on a semi-infinite model. The rolling contact area is estimated by Hertz theory [4]. The dynamic constriction resistance appears as the product of the static constriction resistance by an attenuation function, strictly lower than the unit. This function depends on the Peclet number solid and on a shape ratio characterising the rolling contact surface. Its study shows that the phenomenon of dynamic constriction is directional [5]. We applied this result to the study of the heat transfer between the rings of a roller bearing in the zone where exists a double contact only (zone of load distribution).

For a validation of the model, we undertook an experimental study to characterise the heat flow transferred from a ring to another within a roller bearing. In a recent article, we presented the initial experimental approach and the justified choices which governed its implementation [3]. Experimental difficulties which occurred with the rotating collector had limited the study to the case of an uncharged bearing and a rotational speed range lower or equal to 800 rpm. Nevertheless we could observe a great difference between the theoretical values and the measured values of the TTC. Not being able to prospect the whole ranges of speed and load, we could not conclude about the origins of this difference.

Since, we had improved the instrumentation and could prospect a rotating speed range up to 2700 rpm and a loading range up to 1750 N. Thus, this article relates primarily to the experimental results and constitutes a natural continuation of the work in reference [3]. The principle of measurement and the experimental device

are detailed in references [3, 6] and will be not described in this paper.

This device has allowed to measure the temperature field in the cylindrical roller bearing NU208E G15 and the heat transfer between its rings. The principle of measurement considers the three modes of heat transfer. The local heat transfer from a ring to the other is modelled by a local Transport Thermal Conductance (TTC) comparable to a solid convection coefficient related to the raceway of external ring with the temperature of interior ring as reference temperature. To carry out measurement, two great difficulties should be overcome: how to correctly measure temperature in the moving ring? And how to free oneself from the heat flux generated by friction as the measurement principle envisages it? First was solved by the recourse to an acquisition by telemetry whose threshold of detection is about 0.15 degree; what is very satisfactory in the case of this application. The second difficulty was levelled by the experimental step which consists in applying the superposition principle to discriminate the sources terms which contributes to the heating of the bearing and the heat transfer between the rings (*figures 2 and 3*).

One could observe that the heat transfer between the two rings is not 'radial' (*figures 5–9*). This is due to a phenomenon of two modes of heat transport which coexist between the rings. These two modes are respectively related to the two periodical movements of the rolling element. The first one is related to the orbital movement of the roller around the shaft: that is the orbital transport mode. An increasing centrifugal force tends to plate the rollers continuously against the raceway of the external ring in the uncharged zone. The rollers extract the heat from the external ring and yield it to the internal ring in the double contact zone. The second mode is related to the rotational movement of the roller around its own axis in the zone of double contact and it is the mode of transport by simple rotation. In this zone, each point of the surface of the roller is alternatively in contact with one and the other ring after a rotation of the roller of  $\pi$  around its axis.

The study of the influence of the rotational speed on the TTC emphasised that for the weak loads (weak rolling contact surfaces in the zone of distribution of load); the heat transfer by orbital transport, for mechanical reasons, increases quickly in the range 100–400 rpm. The increase in speed induces the increase of the

centrifugal force related to each roller. Under the influence of the latter, orbital transport becomes sufficiently significant to restrict the cooling of the external ring in the double contact zone (*figures 8 and 9*). This increase is braked when the speed which continuously maintains the roller in contact with the external ring is reached. This speed is around 430 rpm for the studied bearing. Beyond this rotational speed, both transport modes are stimulated from the same mechanism: the reduction in thermal constriction resistances present on both sides of the rolling contact, by the increase in speed.

At low speed, the influence of the load is felt only in the domain of double contact (*figure 11*). It is a logical result because the load has an effect only on

the contact areas in the double contact zone. For loads larger than 1000 N and speeds higher than 500 rpm, the two modes of transport become strongly coupled and the TTC is then monotonous increasing according to both parameters (*figures 12 to 14*).

The tested bearing 208E G15 presents an average TTC which varies from 140 to 430  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , when speed and load cover respectively the ranges between 50 and 2700 rpm and 80 and 1750 N.

Obviously the theoretical model previously presented in reference [3] is not suited since it does not account for the orbital transport mode. In prospect, it is thus advisable to propose another theoretical model of TTC which could take into account both modes of transport.