

# Influence du rainurage interne d'un tube de cuivre (micro-grooves) sur les coefficients d'échange: mesure par thermographie infrarouge

Tala MOUSSA<sup>1</sup>, Jean-François HENRY<sup>1\*</sup>, Maximilien CLOOSEN<sup>1</sup>, Didier CARON<sup>1</sup>, Hervé PRON<sup>1</sup>, Pascal LETERRIBLE<sup>2</sup>

<sup>1</sup> GRESPI/LTM - EA 4694, Laboratoire de Thermomécanique, URCA, BP 1039, 51687 Reims Cedex 2, France

<sup>2</sup> KME France SAS, Etablissement de Givet, 08600 Fromelennes

\*(auteur correspondant: [jf.henry@univ-reims.fr](mailto:jf.henry@univ-reims.fr))

**Résumé** – L'objectif de ce travail est d'évaluer l'influence du rainurage de la paroi interne sur les coefficients de transferts convectifs entre l'eau et ce tube. Dans le dispositif proposé (figure 1), les tubes sont chauffés par effet Joule, la puissance électrique est mesurée à l'aide d'un voltmètre et d'une pince ampère-métrique tandis que les températures de surface du tube sont mesurées par thermographie infrarouge. L'écart de température entre la surface externe et l'eau circulant dans le tube est ensuite utilisé pour estimer les coefficients de transfert convectifs [1]. Le domaine de notre étude s'étend sur des nombres de Reynolds de 2 500 à 20 000. Les premiers résultats montrent une grande efficacité du rainurage dans le domaine turbulent.

## Nomenclature

$D$	diamètre du tube, $m$	<i>Symboles grecs</i>	
$h$	coefficient d'échange thermique, $W/m^2.K$	$\delta$	écart de température, $^{\circ}C$
$p$	périmètre $m$	$\phi$	flux de chaleur $W$
$L$	longueur $m$	$\tau$	constante de temps, $s$
$I$	intensité du courant, $A$	<i>Indices et exposants</i>	
$R$	rayon, $m$	$EE$	entrée eau
$Re$	nombre de Reynolds	$Cu$	cuivre
$T$	température, $^{\circ}C$		
$S$	surface, $m^2$		
$U$	tension, $V$		

## 1. Introduction

Cette étude s'articule autour de la problématique des performances thermiques des échangeurs de chaleur dans le domaine de la climatisation centralisée et de la réfrigération commerciale. Ces performances sont fortement couplées au phénomène de transfert convectif entre les parois et les fluides mis en jeu. Les techniques de mesure des transferts de chaleur sont nombreuses et peuvent être soit passives (ne nécessitant pas l'application d'une excitation externe) soit actives (nécessitant une excitation externe). Les deux techniques sont fortement sensibles au mode de transfert de chaleur, et s'appuient généralement sur des corrélations empiriques mais aussi sur des méthodes de mesure fiables non-intrusives telle que la thermographie infrarouge.

Dans les travaux antérieurs [2-6], la mesure du coefficient de transfert de chaleur convectif a été rendue possible par l'utilisation d'un système de chauffage par effet Joule en régime

permanent et par la mesure, par thermographie infrarouge, du champ de températures de la paroi externe du tube. La puissance apportée et les températures mesurées sont alors utilisées afin de résoudre un problème inverse de conduction de la chaleur. Parmi les méthodes répandues, outre les mesures en régime permanent, on trouve des méthodes en régime transitoire et en régime modulé [1].

Dans ce travail, nous utilisons un créneau de puissance généré par effet Joule dans le tube de cuivre. Plusieurs auteurs ont utilisé cette méthode dans la caractérisation du coefficient d'échange thermique en monophasique tel que *Adam et al* [7] pour l'eau liquide dans une barrette mini-canaux et *Pettersen* [8] lors de la vaporisation du CO<sub>2</sub> dans les mini-canaux. Une autre application a été développée par *Booten et Eaton* [9] pour la mesure du coefficient d'échange entre l'air et un tube de PVC dont la paroi est chauffée par un laser. Cette technique est aussi utilisée dans les mesures en milieux diphasiques [10-11].

Les tubes de cuivre sont produits dans l'usine KME de Fromelennes. Du point de vue de la réalisation, les tubes, de diamètre extérieur initial de 7,2 mm, sont étirés jusqu'à ce que le diamètre extérieur se réduise à 5mm, et rainurés intérieurement. Le rainurage compte 54 dents et tourne selon une hélice d'angle constant (12 et 21 degrés dans notre cas). Les caractéristiques du rainurage sont présentées dans le Tableau 2.

## 2. Matériels et méthodes

### 2.1. Dispositif expérimental

Les tubes de cuivre de diamètre extérieur 5 mm, d'épaisseur 0,25 mm et de longueur de 1 m sont reliés à un circuit hydraulique présenté dans la figure 1. Le circuit se compose d'une pompe de circulation et d'un réservoir de 100 l. Le débit d'eau fourni par la pompe est réglé à l'aide d'une vanne manuelle. Les nombres de Reynolds de l'écoulement vont de 2 500 à 20 000 correspondant à des débits allant de 10 à 70 gr.s<sup>-1</sup>.

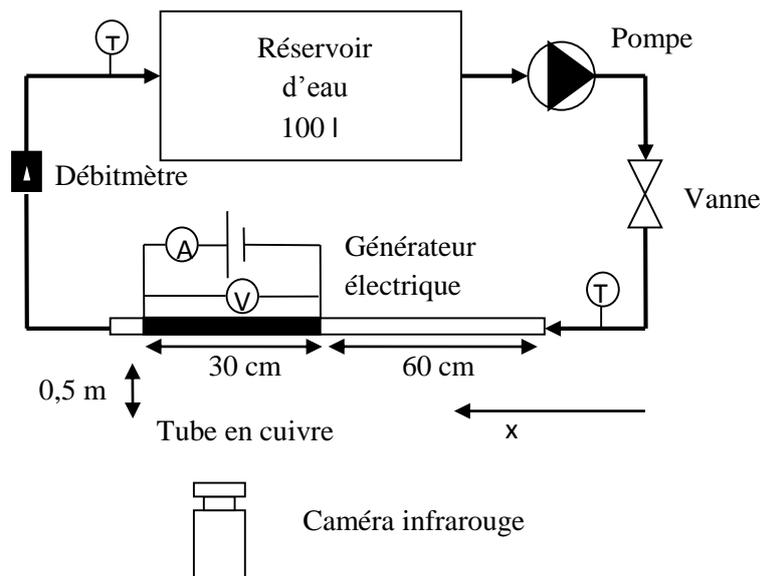


Figure 1 : Dispositif expérimental.

La zone du tube étudiée mesure 30 cm et se situe soit à 60 cm de l'entrée du tube pour éviter les effets d'entrée ( $L/D > 40$ ), soit au début du tube pour étudier l'influence de l'angle de

l'hélice. Cette longueur est chauffée par effet Joule par une alimentation électrique qui fournit un courant d'intensité réglable jusque 750 A. Une pince ampère-métrique et un voltmètre sont connectés à une centrale d'acquisition pour enregistrer le courant et la tension au cours du temps. La température de surface du tube de cuivre est mesurée par une caméra infrarouge. Le tube de cuivre est peint en noir avec une peinture mate d'émissivité égale à 0,93 dans la bande spectrale de fonctionnement de la caméra. La caméra utilisée est une CEDIP-FLIR Titanium (640x512 pixels détecteurs sensibles de 1,5 à 5,1  $\mu\text{m}$ , NETD 20mK à 20°C). La zone de mesure, située au milieu de la longueur de 30 cm, est une surface d'environ 1,2 cm de longueur sur 0,24 mm de haut ce qui représente 160 x 32 pixels dont on effectue la moyenne pour obtenir la température.

## 2.2. Excitation et réponse

L'excitation électrique du tube de cuivre est de la forme créneau temporel de durée qui varie entre 25 à 30s et dont l'amplitude est ajustée pour générer une amplitude thermique de l'ordre de 1 °C sur la surface extérieure du tube. La réponse thermique est alors un créneau légèrement déformé (figure 2, à droite) dont le temps de montée est fonction du débit d'eau.

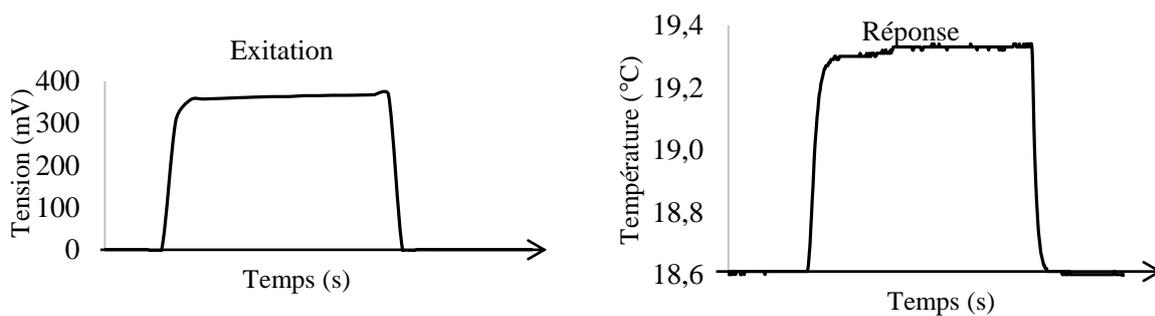


Figure 2 : Excitation électrique et réponse thermique.

## 2.3. Méthode d'analyse en régime permanent

Dans cette première approche, nous supposons que la température de surface du tube, mesurée par la caméra infrarouge, est égale à la température au rayon intérieur. La mesure du flux de chaleur échangé par convection entre l'eau et le tube permet alors de calculer le coefficient d'échange convectif  $h$  sur la zone de mesure.

$$\Phi = hS(T_{Cu} - T_{eau}) \rightarrow h = \frac{\Phi}{S(T_{Cu} - T_{eau})} \quad (1)$$

### 2.3.1. Incertitude de la température d'eau

Cependant, le calcul du coefficient d'échange ne peut pas être réalisé directement avec l'équation 1 étant donné l'échauffement de l'eau entre l'entrée de la zone chauffée et la zone de mesure de la température sur le tube. La zone de mesure se situe à la moitié de la zone chauffée. En effet, pour un écart de température de surface  $T_{max} - T_{min} = 1^\circ\text{C}$  dans le cas

d'un coefficient d'échange  $h$  de  $25000 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$ , une incertitude de  $0,02^\circ\text{C}$  sur la température correspond à une incertitude sur  $h$  de  $\pm 1000$ .

Une correction de température d'eau est donc nécessaire. Le bilan sur l'échauffement d'une tranche d'eau (figure n°2) dans la partie excitée par effet Joule, donne:

$$\rho C_p (\pi R_i^2 dx) \frac{dT(t)_{eau}}{dt} = -h(pdx)(T(t)_{eau} - T_{Cu}) \quad (2)$$

$$T(t)_{eau} = T_{Cu} + (T_{EE} - T_{Cu})e^{-t/\tau} \quad (3)$$

$$\delta(t)_{eau} = (T_{Cu} - T_{EE}) \left(1 - e^{-t/\tau}\right) \quad (4)$$

$$\text{avec } \tau = \rho C_p R_i / 2h$$

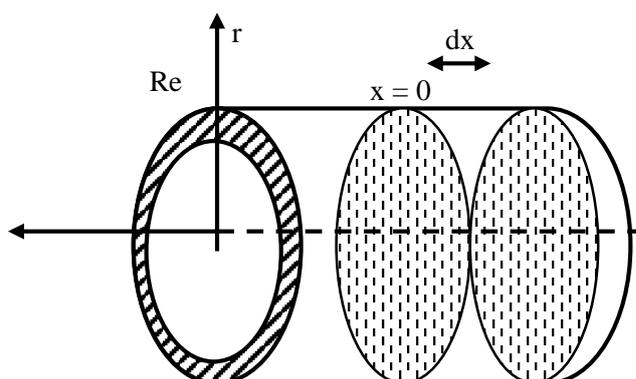


Figure 2 : Représentation du tube de cuivre et des « tranches » d'eau .

$T_{EE}$  est la température de l'eau à l'entrée,  $T_{Cu}$  est la température de surface du cuivre dans la zone de mesure,  $t$  est le temps de parcours ( $t = (L/2)/\text{vitesse}$ ) entre le début du chauffage ( $x = 0$ ) et la zone de mesure ( $x = L/2$  avec  $L = 30 \text{ cm}$ ). Avec la nouvelle température de l'eau l'écart  $T_{Cu} - T_{eau}$  est corrigé et le coefficient d'échange est de nouveau calculé. La procédure est réitérée jusqu'à convergence.

### 2.3.2. Incertitude sur la température de paroi

Le fait de considérer que la température de la surface intérieure est égale à celle mesurée par la caméra sur la surface extérieure peut aussi induire un certain biais de mesure sur les coefficients d'échange estimés. Une seconde étape de correction est donc appliquée, prenant en compte l'écart entre la température au rayon extérieur  $R_e$  et celle au rayon intérieur  $R_i$ . En régime permanent et en coordonnées cylindriques, l'équation de la chaleur et les conditions aux limites sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT(r)}{dr} = \frac{-q}{k} \\ r = R_{ext} \quad \frac{-kdT(r)}{dr} = 0 \\ r = R_{int} \quad \frac{-kdT(r)}{dr} = h(T(r) - T_{eau}) \end{array} \right. \quad (5)$$

$$\Delta T = T_{R_{ext}} - T_{R_{int}} = -\frac{q}{4k}(R_{ext}^2 - R_{int}^2) + \frac{qR_{ext}^2}{2k} \ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right) \quad (6)$$

$$\Delta T = UI * 7,23 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Le coefficient d'échanges lié au rayonnement et à la convection externe est de l'ordre  $h_{ext}=10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  en régime laminaire et sont parfaitement négligeable en régime turbulent. L'écart  $\Delta T$  est indépendant du coefficient d'échange  $h$  mais dépend de la puissance volumique apportée  $q$ . Pour une puissance de chauffage de 100W l'écart entre la température mesurée au rayon extérieur et celle au rayon intérieur est de l'ordre de  $7 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}$  et s'élève à  $0,02 \text{ } ^\circ\text{C}$  pour une puissance de 200 W, ce qui correspond à une incertitude sur  $h$  de  $\pm 1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

### 2.3.3. Influence de l'incertitude sur les propriétés thermophysiques de l'eau

La variation de la température de l'eau dans le bac induit une variation du nombre de Reynolds en raison du changement de ses propriétés thermophysiques, telles que la viscosité  $\mu$  et la conductivité  $k$ , ainsi que le nombre de Prandtl. Ceci fait varier la valeur du coefficient d'échange calculé  $h$ . Pour un débit d'eau de  $70 \text{ gr}\cdot\text{s}^{-1}$ , une augmentation de un degré (de  $18^\circ\text{C}$  à  $19^\circ\text{C}$ ) de la température du bac diminuera la valeur du coefficient d'échange mesuré de 280 ( $h=20434$  pour  $T_{eau}=18^\circ\text{C}$  et  $T_{Cu}=19^\circ\text{C}$  et  $h=20714$  pour  $T_{eau}=19^\circ\text{C}$  et  $T_{Cu}=20^\circ\text{C}$ ). Les mesures doivent être réalisées en gardant la température du bac constante (bain thermostaté).

## 3. Résultats

Les mesures sont réalisées sur deux tubes de cuivre de diamètre extérieur et intérieur identiques 5mm et 4,5mm respectivement. Le premier tube est lisse et le deuxième présente des rainurages sur toute la longueur. Une photographie des rainurages est présentée dans la figure 3 et les caractéristiques sont présentées dans le Tableau 1.

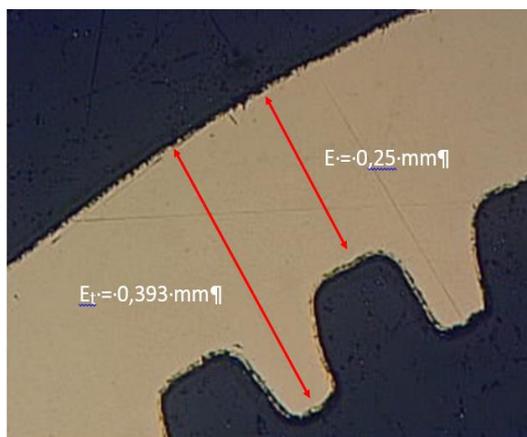


Figure 3: Photographie du rainurage  
Echelle 105/1

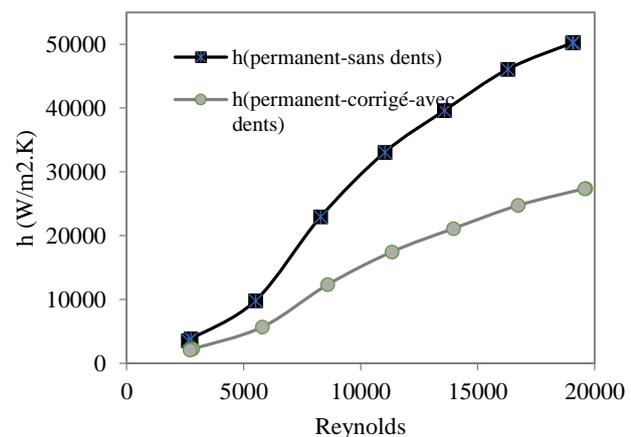


Figure 4 : Variation du coefficient d'échange  $h$  avec la section de passage.

Epaisseur de grande rainure(mm)	Epaisseur de fond de rainure (mm)	Hauteur grande rainure (mm)	Angle le rainure	Largeur de la dent (mm)	Angle d'hélice	Nombre de dents	Diamètre intérieur (mm)
0,393	0,25	0,143	28	0,152	21	54	4,26

Tableau 2: Caractéristiques du tube rainuré.

### 3.1. Méthode de calcul du nombre de Reynolds

Deux méthodes de calcul du nombre de Reynolds sont présentées dans la Figure 4. Les mesures sont réalisées sur le tube rainuré. La première méthode présentée sur le graphique « h-permanent sans dent » consiste à estimer le coefficient d'échange sans tenir compte de la section exacte du tube et de la surface d'échange exacte. Dans ce cas la section et la surface d'échange sont supposées identiques à celles d'un tube lisse de diamètre intérieur 4,5 mm et 5mm de diamètre extérieur. Il s'agit donc du coefficient de transfert qui peut être comparé pour une longueur de tubes lisse et rainuré (abstraction faite des pertes de charges).

Dans la deuxième méthode « h-permanent-avec dents », le tube est considéré rainuré et les dents de rainures sont prises en compte pour le calcul de la section de passage de l'eau, pour le calcul de la source volumique de chaleur et celui de la surface d'échange. La comparaison des résultats montre un coefficient de transfert plus important (environ 2 fois plus grand) estimé par la première méthode en grande partie du fait de l'augmentation effective de la surface d'échange du tube rainuré ( $S = 64.10^{-4}m^2$ ) par rapport au lisse ( $S = 41.10^{-4}m^2$ ) et du fait d'un accroissement de la turbulence.

### 3.2. Effet du rainurage

Les résultats présentés dans la figure 5 (méthode « h-permanent-avec dents »), pour des débits allant de 10 à 70 g.s<sup>-1</sup>, montrent une augmentation du coefficient d'échange plus prononcée pour le tube rainuré.

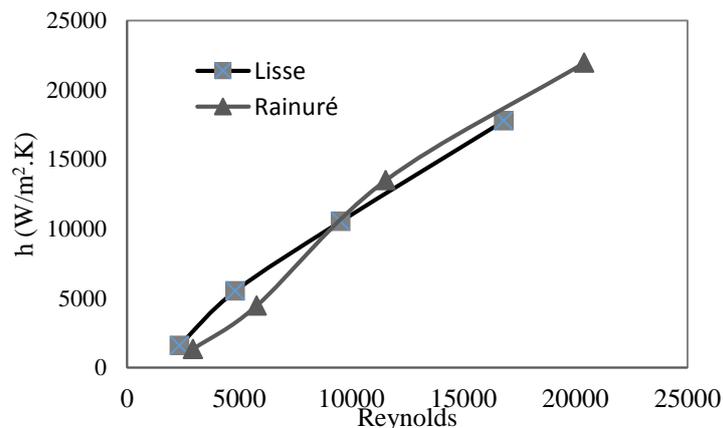


Figure 5: Coefficient d'échange  $h$  pour le tube lisse et rainuré.

Pour le débit le plus fort ,70 gr/s, le coefficient d'échange pour le tube lisse est de l'ordre de 17 700 W/m<sup>2</sup>.K alors que pour le tube rainuré il est de 20 500 W/m<sup>2</sup>.K soit une augmentation de 15%.

### 3.3. Effet de l'angle d'hélice

Pour étudier l'effet de l'angle d'hélice sur le coefficient d'échange un autre tube rainuré a été utilisé. Ce tube présente les mêmes caractéristiques géométriques que celles citées dans le tableau 2 mais avec un l'angle d'hélice de 12°. Dans ce cas de figure la zone de chauffage débute à une distance de 10,3 cm de l'entrée. La température du tube est mesurée à cinq distances de l'entrée (L<sub>1</sub> = 10,5 cm ; L<sub>2</sub> = 15,5cm ; L<sub>3</sub>=20,5 cm ; L<sub>4</sub> = 25,5cm ; L<sub>5</sub> = 30,5 cm). Les résultats sont présentés dans la figure 6. On observe que l'angle de l'hélice agit surtout pour les forts débits (Re de 10 000 à 20 000). Un angle plus aigu améliore la valeur du coefficient d'échange d'environ +10%. D'autres mesures devront néanmoins confirmer cette observation.

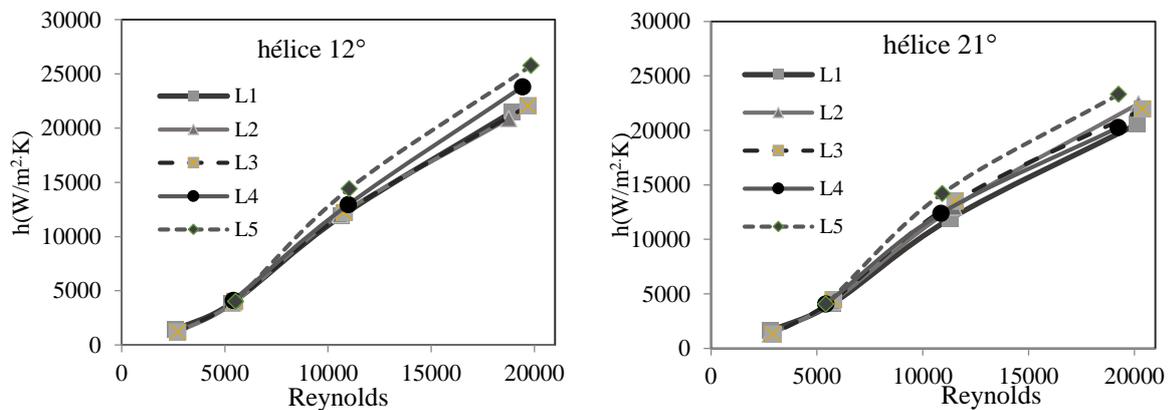


Figure 6 : Variation du coefficient d'échange h avec l'angle d'hélice.

## 4. Conclusion

Ce travail concerne la mesure du coefficient d'échange thermique dans des tubes de cuivre destinés aux applications dans les échangeurs. Une technique expérimentale non intrusive basée sur la thermographie infrarouge et le chauffage du tube par effet Joule a été développée. Elle est utilisée ici dans le cas de tubes lisses et rainurés mais elle convient en fait pour tous types de tubes (dès lors qu'ils sont conducteurs de l'électricité) et à même déjà été utilisée dans le cas d'échangeurs à mini-canaux [12]. Le coefficient d'échange est estimé par l'intermédiaire de la température externe de la surface des tubes, en incluant des corrections relatives à la température de l'eau (prise en compte de l'échauffement le long du tube), et de l'écart de température entre paroi extérieure et paroi intérieure. Les résultats révèlent une augmentation du coefficient d'échange dans les tubes rainurés par rapport au tube lisse surtout pour des forts débits. Pour les futurs travaux, des mesures des pertes de charges seront à réaliser simultanément afin d'estimer le compromis entre l'augmentation des échanges grâce au rainurage interne des tubes et les pertes de charges associées.

## 5. Références

- [1] P. Leblay, J.-F. Henry, D. Caron, D. Leducq, A. Bontemps, L. Fournaison IR thermography measurement of convective coefficients in a pipe with periodic excitation, *International Journal of Thermal Sciences* 74 (2013) 183-189
- [2] M. Adams, S.I. Abdel-Khalik, S.M. Jeter, Z.H. Qureshi, An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41 (6e7) (1998) 851e857.
- [3] H. Boye, Y. Staate, J. Schmidt, Experimental investigation and modelling of heat transfer during convective boiling in a minichannel, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (1e2) (2007) 208e215.
- [4] J. Pettersen, Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannel tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 28 (2e3) (2004) 111e121.
- [5] S.R. Sargent, C.R. Hedlund, P.M. Ligrani, An infrared thermography imaging system for convective heat transfer measurements in complex flows, *Measurement Science and Technology* 9 (12) (1998) 1974e1981.
- [6] G.I. Mahmood, M.L. Hill, D.L. Nelson, P.M. Ligrani, H.K. Moon, B. Glezer, Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel, *Journal of Turbomachinery* 123 (1) (2001) 115e123.
- [7] T.M. Adams, S.I. Andel-Khalik, S.M. Jeter et Z.H. Qureshi, An esperimental investigation of single-phase forced convection in microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41 (6-7) (1998) 851-587.
- [8] J. Pettersen, Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannel tubes, *Compact Heat Exchangers . A Frestschrift on the 60th Birthday of Ramesh K. Shah* (2002) 33-41.
- [9] C.D. Booten, J.K. Eaton, Optically based rapid heat transfer measurements in complex internal flows, *Journal of Heat transfer* 129 (12) (2007) 1655-1665.
- [10] B. Agostini, A. Bontemps, vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (2) (2005) 296-306
- [11] M. Aritomi, T. Miyata, M. Horiguchi et A. Sudi, Termo-hydraulics of boiling two-phase flow in high conversion light water reactors (thermo-hydraulics at low velocities), *International Journal of Multiphase Flow* 19 (1) (1993) 51-63.
- [12] P. Leblay, J.-F. Henry, D. Caron, D. Leducq, A. Bontemps, L. Fournaison, Characterisation of the hydraulic maldistribution in a heat exchanger by local measurement of convective heat transfer coefficients using infrared thermography, *International Journal of Refrigeration* 45, pp. 73–82 (2014)