



HAL
open science

Convection inverse dans un mini-canal : application à l'estimation de la vitesse débitante et aux conditions pariétales par thermographie infrarouge

Yassine Rouizi, Denis Maillet, Yves Jannot, Isabelle Perry

► To cite this version:

Yassine Rouizi, Denis Maillet, Yves Jannot, Isabelle Perry. Convection inverse dans un mini-canal : application à l'estimation de la vitesse débitante et aux conditions pariétales par thermographie infrarouge. Congrès Français de Thermique, May 2012, Bordeaux, France. hal-02324365

HAL Id: hal-02324365

<https://hal.science/hal-02324365>

Submitted on 21 Oct 2019

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Convection inverse dans un mini-canal : application à l'estimation de la vitesse débitante et aux conditions pariétales par thermographie infrarouge

Yassine ROUIZI *, Denis MAILLET, Yves JANNOT, Isabelle PERRY

Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique Appliquée LEMTA, Université de Lorraine et CNRS, 2, avenue de la Forêt de Haye - 54504 Vandoeuvre-les-Nancy cedex - France

*(auteur correspondant : yassine.rouizi@ensem.inpl-nancy.fr)

Résumé - Cette étude porte sur la modélisation de l'écoulement et des transferts thermiques (conduction et convection forcée) dans un mini canal plan d'épaisseur 1 mm. A cette échelle, il est difficile d'introduire des capteurs non intrusifs pour caractériser l'écoulement et les transferts thermiques. Notre objectif est d'utiliser des mesures par thermographie infrarouge sur les faces externes du canal et des techniques inverses pour remonter à la vitesse et à l'évolution de la température moyenne débitante d'un fluide en écoulement, de façon non intrusive afin de montrer l'intérêt d'une approche où le traditionnel coefficient d'échange local est remplacé par une fonction de transfert. Avant de passer à la validation expérimentale utilisant la thermographie infrarouge, nous allons effectuer des simulations numériques et une étude de sensibilité des champs de température externe à la vitesse débitante U et au coefficient d'échange externe h .

Mots clés : Mini-canal, convection inverse, thermographie infrarouge, sensibilité.

Nomenclature

T	température, K	h	coefficient d'échange externe $W.m^2.K^{-1}$
e	épaisseur, m	<i>Symboles grecs</i>	
Re	nombre de Reynolds	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
U	vitesse moyenne, $m.s^{-1}$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
u	profil de vitesse, $m.s^{-1}$	φ	densité de flux, $W.m^{-2}$

1. Introduction et objectif

L'objectif de cet article est l'utilisation des champs de températures sur les faces externes d'un canal plan, qui peuvent être mesurés à l'aide d'une caméra infrarouge, ainsi qu'un modèle de transfert conjugué [1] dans les trois couches du système (les deux parois et la couche dans laquelle s'écoule le liquide), pour d'abord estimer les grandeurs structurelles de ce système thermique (vitesse débitante et coefficient d'échange dans l'air externe) et de remonter ensuite aux flux sur les faces internes des parois (problème de "conduction inverse") ainsi qu'au profil (longitudinal) de température débitante (calcul "direct" par bilan), afin de montrer l'intérêt d'une représentation par fonction de transfert par rapport à l'approche traditionnelle non intrinsèque utilisant des coefficients d'échange locaux [2].

2. Problème et sa modélisation

On considère le système ci-dessous (figure 1) : un écoulement d'eau laminaire dans un canal de longueur $2L$ d'épaisseur e_f , limité par deux plaques parallèles en polycarbonate d'épaisseurs e_1 et e_2 . Un profil de vitesse $u(y)$ et une température T_∞ tous deux constants sont imposés à l'entrée du canal. Deux températures uniformes (T_{ch} et T_{fr}) sont imposées sur une partie des faces extérieures, le reste des deux faces externes est sujet à des pertes convectives dans l'air ambiant. Les deux faces latérales sont isolées :

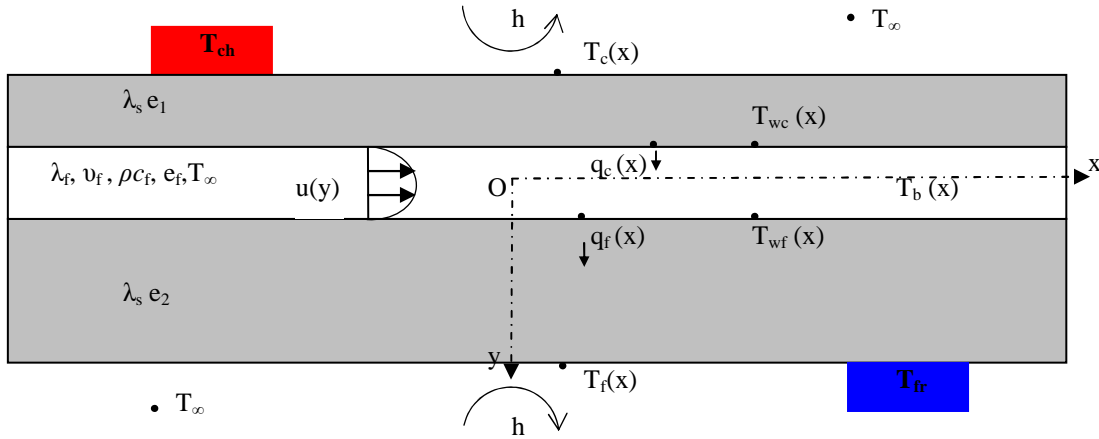


Figure 1 : Géométrie et dispositif de l'écoulement en mini canal

Les deux plaques solides sont caractérisées par deux épaisseurs e_1 et e_2 , une conductivité λ_s et une chaleur volumique ρc_s . L'entrefer est d'une épaisseur e_f le fluide (eau) est caractérisé par une conductivité λ_f , une chaleur volumique ρc_f et une viscosité cinématique ν_f .

2.1. Modèle analytique

Les équations du problème en régime permanent dans les deux milieux solide et fluide sont :

a) équation de la chaleur dans les deux solides ($i=1,2$) :

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} = 0 \quad (1)$$

b) équation de la chaleur dans le milieu fluide :

$$\lambda_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) - \rho c_f u(y) \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

c) conditions aux limites transverses sur les parois externes :

$$\text{en } y = -(e_f/2 + e_1), T_c = T_{ch} \text{ si } x \in [x_{cd}, x_{cf}] \text{ sinon } \lambda_s \frac{\partial T_1}{\partial y} = h(T_c - T_\infty) \quad (3-a)$$

$$\text{en } y = e_f/2 + e_2, T_f = T_{fr} \text{ si } x \in [x_{fd}, x_{ff}] \text{ sinon } -\lambda_s \frac{\partial T_2}{\partial y} = h(T_f - T_\infty) \quad (3-b)$$

d) conditions aux limites sur les faces latérales :

$$\text{en } x = \pm L \quad \frac{\partial T_i}{\partial x} = 0 \quad (\text{pour } i=1,2 \text{ ou } f) \quad (4)$$

e) conditions d'interface solide/fluide :

$$\text{en } y = \pm e_f/2 \quad -\lambda_s \frac{\partial T_i}{\partial y} = -\lambda_s \frac{\partial T_f}{\partial y} \text{ et } T_i = T_f \text{ (pour } i=1,2) \quad (5)$$

Pour chercher la solution à ce problème, on utilise la transformée intégrale de Fourier, soit :

$$\tilde{T}(\alpha_n, y) = \tilde{T}_n(y) = \int_{-L}^{+L} T(x, y) e^{-i\alpha_n x} dx \quad \text{avec} \quad \alpha_n = \frac{n\pi}{L} \quad (6)$$

Avant de procéder au développement en transformée de Fourier des équations (1) et (2), et afin de rendre le champ de vitesse homogène, on discrétise le champ de vitesse $u(y)$ en K couches fluides d'épaisseurs $e_k = y_k - y_{k-1} = e_f / k$ et de vitesses constantes u_k :

$$u(y) = \frac{3}{2}U \left(1 - 4 \left(\frac{y}{e_f} \right)^2 \right) \quad \text{et} \quad u_k = \frac{3}{2}U \left(1 - \frac{4K}{3e_f^3} (y_k^3 - y_{k-1}^3) \right) \quad (7)$$

Après la transformation intégrale, les équations (1) et (2) peuvent s'écrire sous la forme suivante [3-5]:

$$\text{- dans le solide} \quad \frac{d^2 \tilde{T}_n}{dy^2} - \alpha_n^2 \tilde{T}_n = 0 \quad (8)$$

$$\text{- dans le fluide} \quad \frac{d^2 \tilde{T}_n}{dy^2} - \gamma_n^2 \tilde{T}_n = 0 \quad \text{avec} \quad \gamma_n^2 = \alpha_n^2 + i \alpha_n \frac{u_k}{a} \quad (9)$$

En utilisant la transformée de la densité de flux $\tilde{\varphi}_n = -\lambda_s \partial \tilde{T} / \partial y$, la solution générale des équations (1) à (5) peut se mettre sous la forme quadripolaire :

$$\begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Fc} = H_1 S_{1n} \left(\prod_{k=1}^K (F_{kn}) \right) S_{2n} H_2 \begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Ff} \quad (10)$$

avec

$$H_1 = H_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ h & 1 \end{bmatrix}, \quad S_{in} = \begin{bmatrix} A_{in} & B_{in} \\ C_{in} & A_{in} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad F_{kn} = \begin{bmatrix} A_{kn} & B_{kn} \\ C_{kn} & A_{kn} \end{bmatrix}$$

$$\text{et} \quad \begin{aligned} A_{in} &= \cosh(\alpha_n e_i), & B_{in} &= \sinh(\alpha_n e_i) / (\lambda_s \alpha_n), & C_{in} &= (\lambda_s \alpha_n) \sinh(\alpha_n e_i) \\ A_{kn} &= \cosh(\gamma_{kn} e_k), & B_{kn} &= \sinh(\gamma_{kn} e_k) / (\lambda_f \gamma_{kn}), & C_{kn} &= (\lambda_f \gamma_{kn}) \sinh(\gamma_{kn} e_k) \end{aligned}$$

Enfin, la solution $T(x,y)$ dans l'espace réel est obtenue par la transformation inverse :

$$T(x, y) \approx \frac{1}{2L} \sum_{n=-N+1}^N \tilde{T}_n(y) e^{i\alpha_n x} \quad (11)$$

2.2. Modèle numérique

Dans le but de valider notre modèle analytique, on comparera ces sorties à celle d'un code de calcul aux éléments finis. La modélisation numérique est effectuée sous le logiciel COMSOL[®]. Sur les figures (2) et (3), sont tracés les profils de température sur la face chaude et la face froide correspondant à différentes vitesses moyennes U de 10^{-6} m/s à 10^{-3} m/s et pour $T_{ch} = 30^\circ\text{C}$, $T_{fr} = 10^\circ\text{C}$, $T_\infty = 20^\circ\text{C}$, $h = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, $2L = 120 \text{ mm}$, $e_f = 1 \text{ mm}$, $e_l = 1 \text{ mm}$ et $e_2 = 2 \text{ mm}$ et où le fluide utilisé est l'eau. Ces vitesses moyennes correspondent au régime de fonctionnement de notre modèle, c'est-à-dire, une gamme de nombre de Reynolds $\text{Re} = 2e_f U / \nu_f \in [2 \cdot 10^{-3}, 2]$ et de nombre de Péclet $Pe = 2e_f U / a \in [10^{-2}, 10]$, où $a = \lambda / \rho c_p$ est la diffusivité thermique du fluide (eau).

2.3. Simulations à flux imposé

Dans un premier temps, notre objectif est d'utiliser les profils de températures sur une face externe et le modèle semi-analytique pour estimer la vitesse moyenne débitante U de l'écoulement et le coefficient d'échange externe h . Deux types de simulations ont été effectuées ici pour obtenir les champs de température. La première utilise le code de calcul COMSOL[®], la deuxième, présentée ci-dessus, utilise un modèle semi-analytique

quadripolaire basé sur le développement en transformées de Fourier ($N=100$) dans la direction de l'écoulement. Pour la validation des deux types de simulations, on présente sur les figures (4) et (5) les profils de températures sur les deux faces externes pour une vitesse moyenne $U=10^{-5} \text{ m.s}^{-1}$, un coefficient $h = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ uniforme sur $[-L, L]$ et une densité de flux de $\phi = 275 \text{ W.m}^{-2}$ (chauffante et refroidissante) sur les intervalles $[x_{cd}, x_{cf}]$ et $[x_{fd}, x_{ff}]$ de deux faces externes.

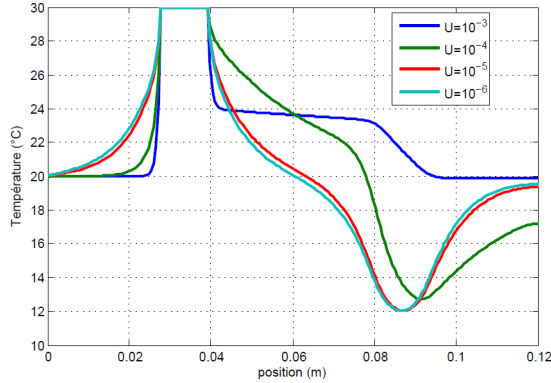


Figure 2 : Profil de température sur la face chaude à température imposée obtenu par COMSOL

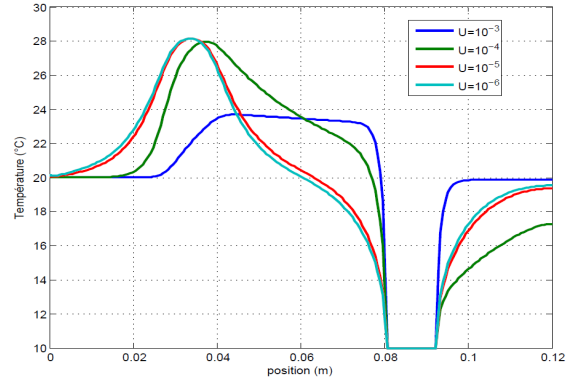


Figure 3: Profil de température sur la face froide à température imposée obtenu par COMSOL

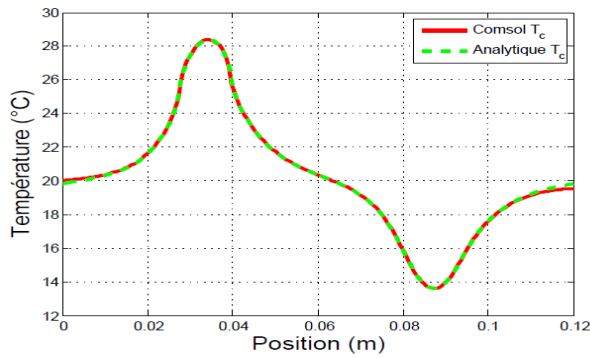


Figure 4 : Profil de température sur la face chaude à flux imposé

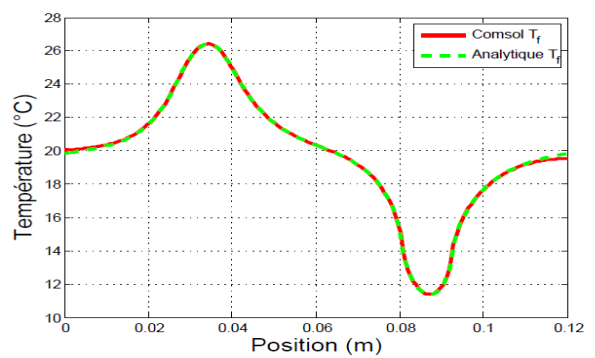


Figure 5 : Profil de température sur la face froide à flux imposé

On constate la bonne concordance entre les profils de température : ceux obtenus par le code COMSOL[®] et ceux obtenus par le modèle semi-analytique. On note aussi un léger écart aux extrémités du canal, cela peut s'expliquer par les faibles distances entre les sources et les extrémités.

3. Approche inverse

Notre objectif premier est d'utiliser le profil de température sur une des faces externes pour pouvoir estimer à la fois la vitesse moyenne débitante du fluide U et le coefficient d'échange externe h . Avant d'estimer ces deux paramètres, nous allons faire une étude de sensibilité aux paramètres inconnus U et h , ceci va nous permettre de quantifier la qualité de l'inversion. On définit alors quatre sensibilités réduites sur les deux faces externes, telles que :

$$S_{11}^* = U \frac{\partial T_c}{\partial U}, \quad S_{12}^* = U \frac{\partial T_f}{\partial U}, \quad S_{21}^* = h \frac{\partial T_c}{\partial h} \quad \text{et} \quad S_{22}^* = h \frac{\partial T_f}{\partial h} \quad (12)$$

Nous allons déterminer ces coefficients pour quatre vitesses moyennes U : 10^{-6} , 10^{-5} , 10^{-4} et 10^{-3} m.s^{-1} . Sur les figures (6) à (9), on trace les profils de ces coefficients en fonction de la vitesse moyenne U . D'après ces quatre figures, on constate que pour les faibles vitesses U (10^{-6} et 10^{-5} m.s^{-1}), les niveaux des sensibilités réduites sur h sont plus importants que ceux sur

la vitesse moyenne U . A l'inverse, pour U égale à 10^{-4} et 10^{-5} (m.s^{-1}) les niveaux de sensibilités réduites sur U deviennent plus importants. Donc plus la vitesse augmente, plus c'est l'advection qui prédomine devant la conduction dans les échanges thermiques. On note aussi que les sensibilités réduites sur U et h sont décorréées. Ceci présage des perspectives intéressantes pour les estimations de ces paramètres.

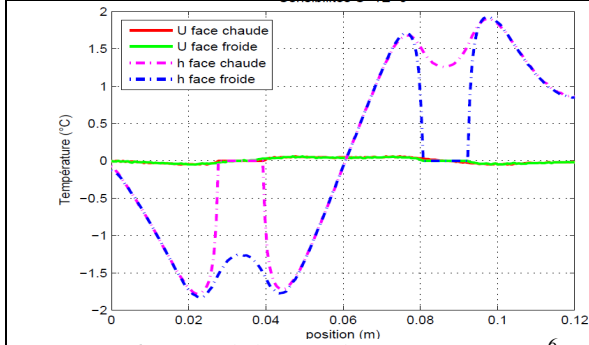


Figure 6 : Sensibilités réduites pour $U=10^{-6}$ m/s

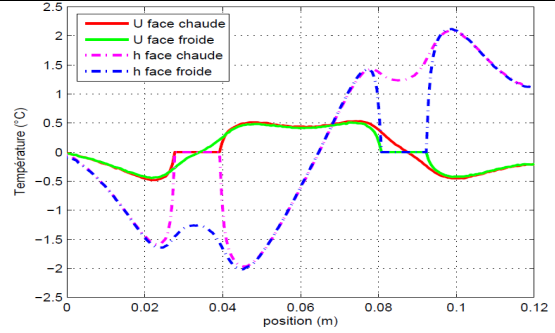


Figure 7 : Sensibilités réduites pour $U=10^{-5}$ m/s

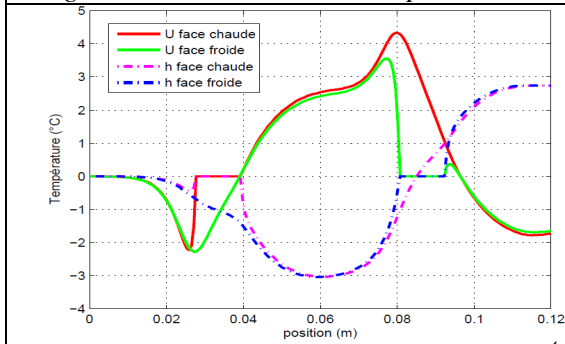


Figure 8 : Sensibilités réduites pour $U=10^{-4}$ m/s

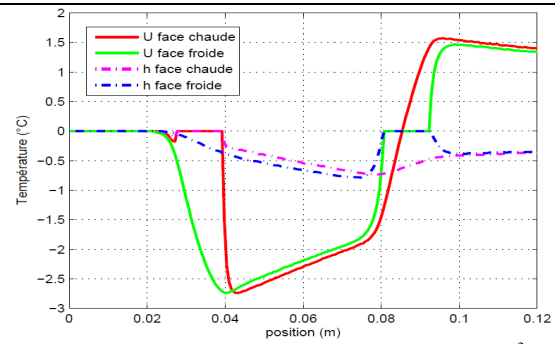


Figure 9 : Sensibilités réduites pour $U=10^{-3}$ m/s

3.1. Estimation de h et U

On exporte le profil de température sur la face chaude $T_c(x)$ pour $U=10^{-5}$ (m.s^{-1}) et $h=10$ ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) sur $M=100$ points. Pour la première tentative d'inversion on utilise les données brutes sans bruit. L'estimation est réalisée à travers la minimisation d'un critère quadratique bâti sur l'écart entre le profil de température sur la face chaude $T_c(x)$ et les réponses du modèle aux paramètres estimés \hat{U} et \hat{h} :

$$\frac{1}{2} \sum_{i=1}^M \left(T_c(x_i) - T(x_i; \hat{U}, \hat{h}) \right)^2 \quad (13)$$

Cette procédure de minimisation utilise une méthode de programmation non linéaire basée sur un algorithme à régions de confiance.

On obtient après la minimisation $\hat{U} \approx 10^{-5}$ (m.s^{-1}) et $\hat{h} \approx 10$ ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) avec des erreurs relatives d'estimations de l'ordre 2.10^{-7} pour U et 3.10^{-6} pour h . Sur la figure (10), on trace le profil du résidu entre le profil de température de la face chaude $T_c(x)$ et le profil obtenu après inversion $T(x; \hat{U}, \hat{h})$. On constate que les résidus sont de l'ordre de 10^{-6} K. On ajoute maintenant un bruit normal et indépendant au profil de température. Ce bruit est caractérisé par un écart-type $\sigma_r = 0.1$ K. Le résultat est présenté sur la figure (11) en termes de résidu maximal entre le profil de température sur la face chaude et le profil simulé. On note un résidu de l'ordre du bruit additionné. Pour quantifier la qualité de l'estimateur, on effectue plusieurs ($ns=300$) tests d'inversion en utilisant cette fois-ci le profil de la face froide. Les résultats sont donnés dans les histogrammes et les densités de probabilité dans les figures (12)

et (13). On trouve une vitesse moyenne débitante estimée de $\hat{U} = 1.018 \cdot 10^{-5}$ (m.s⁻¹) et un h moyen $\hat{h} = 10.104$ (W.m⁻².K⁻¹) avec respectivement des écarts types relatifs de 3% pour U et 0.8% pour h , où $\hat{\beta} = \frac{1}{ns} \sum_{k=1}^{ns} \hat{\beta}^k$. Pour les autres vitesses moyennes, on donne les résultats d'inversion pour les deux faces externes en termes de valeurs estimées moyennes dans le tableau (1).

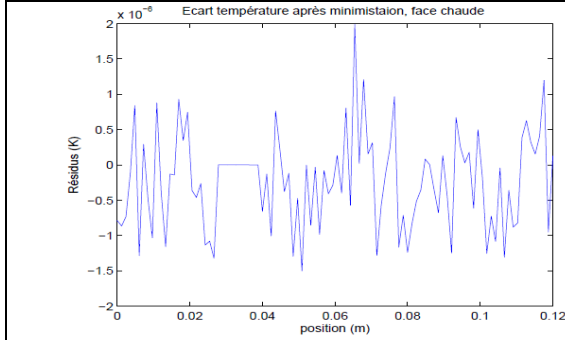


Figure 10 : écart de température entre le profil de température sans bruit et le profil estimé pour $U=10^{-5}$ et $h=10$.

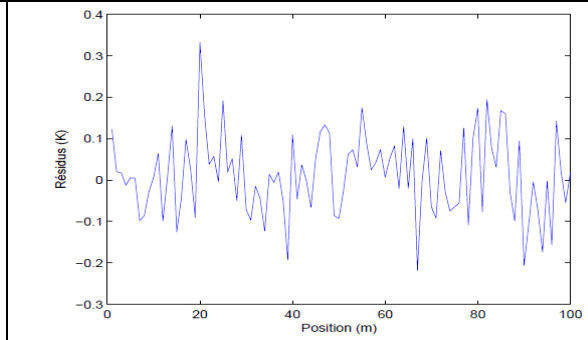


Figure 11 : écart de température entre le profil de température bruité et le profil estimé pour $U=10^{-5}$ et $h=10$.

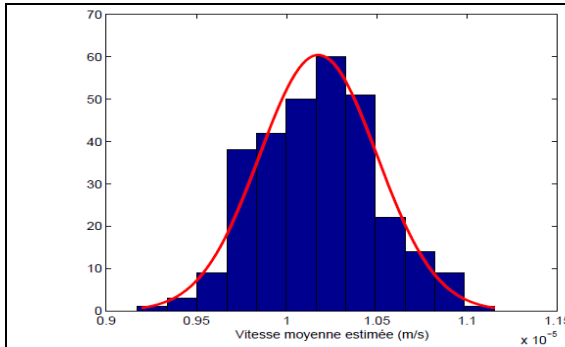


Figure 12 : histogramme et densité de probabilité des vitesses moyennes estimées \hat{U} .

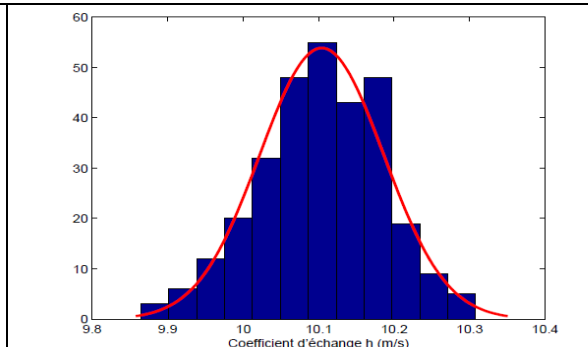


Figure 13 : histogramme et densité de probabilité des coefficients d'échanges externes estimés \hat{h} .

Vitesse débitante U (m/s)	Pe	\hat{U} , face chaude	\hat{h} , face chaude	\hat{U} , face froide	\hat{h} , face froide
10^{-3}	13.9	$9.991 \cdot 10^{-4}$	10.165	$9.979 \cdot 10^{-4}$	10.207
10^{-4}	1.39	$9.970 \cdot 10^{-5}$	9.989	$1.001 \cdot 10^{-4}$	10.014
10^{-5}	0.14	$9.998 \cdot 10^{-6}$	10.003	$1.018 \cdot 10^{-5}$	10.104
10^{-6}	0.01	$1.072 \cdot 10^{-6}$	9.980	$1.073 \cdot 10^{-6}$	9.984

Tableau 1 : résumé des résultats de l'inversion pour les deux faces externes.

3.2. Estimation des conditions pariétales internes

On utilise ici le modèle analytique combiné aux températures sur les faces externes avec le coefficient d'échange externe h précédemment estimé afin d'estimer les conditions pariétales internes T_{wc} et T_{wf} . Il s'agit d'un problème de conduction inverse où l'on dispose du champ de température sur les deux faces externes du système. En écrivant cette fois-ci la relation quadripolaire (10) entre la face chaude et la paroi interne chaude, on obtient :

$$\begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Fc} = H_1 S_{1n} \begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Wc} \quad \text{d'où :} \quad \begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Wc} = (H_1 S_{1n})^{-1} \begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Fc} \quad (14)$$

Donc à partir de la température mesurée et le flux connu sur la face chaude, on peut calculer les conditions pariétales internes. De même pour la condition pariétale froide, on a :

$$\begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Wf} = S_{2n} H_2 \begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Ff} \quad (15)$$

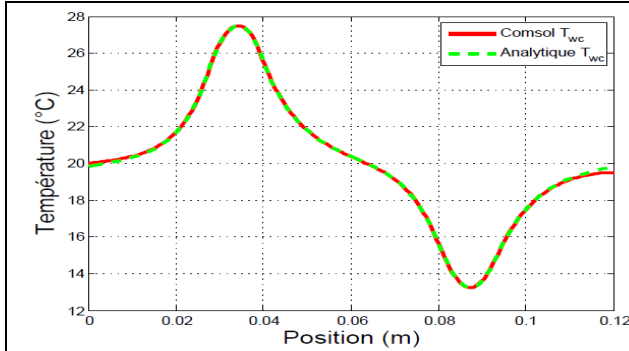


Figure 12 : Température de paroi interne chaude pour $U=10^{-5}$ et $h=10$.

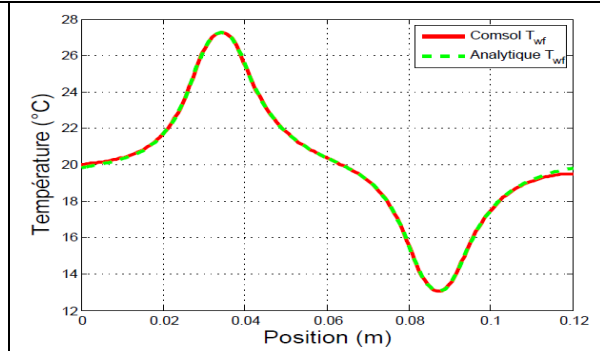


Figure 13 : Température de paroi interne froide pour $U=10^{-5}$ et $h=10$.

3.3. Estimation de la température du mélange

Nous allons aussi calculer la température du mélange « bulk temperature » $T_b(x)$. C'est une référence pratique pour évaluer le transfert de chaleur par convection, en particulier dans les applications liées aux écoulements dans des canaux. Elle est définie dans le cas d'un écoulement 2D dans un canal par :

$$T_b(x) = \frac{1}{Ue_f} \int_0^{e_f} u(y) T(x, y) dy \quad (16)$$

En utilisant le découpage de la couche fluide en K sous-couches, précédemment utilisé pour rendre le champ de vitesse homogène par couche, on obtient :

$$T_b(x) = \frac{1}{Ue_f} \sum_{k=1}^K \int_{e_{k-1}}^{e_k} u_k T(x_k) dy \quad (17)$$

Finalement on a :

$$T_b(x) = \frac{1}{Ue_f} \sum_{k=1}^K u_k T(x_k) e_k \quad (18)$$

où les $T(x_k)$ seront calculées comme pour les températures pariétales, en utilisant le modèle

$$\text{semi-analytique :} \quad \begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{y_k} = \left(H_1 S_{1n} \left(\prod_{i=1}^k (F_{in}) \right) \right)^{-1} \begin{bmatrix} \tilde{T}_n \\ \tilde{\varphi}_n \end{bmatrix}_{Fc} \quad (19)$$

La figure (14) montre le profil obtenu de la température du mélange $T_b(x)$.

4. Réalisation expérimentale

Le banc est constitué de deux plaques en polycarbonate ($\lambda_s = 0.2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) qui forment la partie centrale d'un canal de 4 mm d'épaisseur totale, de $w = 50 \text{ mm}$ de largeur et de longueur de 120 mm. Le fluide entre dans le système par un distributeur à 4 entrées dans une chambre

de tranquillisation. Le débit est imposé et mesuré par un système de pousse seringue assurant de faible débit. Le fluide passe d'abord par un thermostat qui permet d'imposer une température constante à l'entrée du canal. Le système est symétrique si l'on change le sens de l'écoulement. L'élément chauffant sur la face (1) est constitué d'une résistance chauffante, d'un bloc de cuivre et d'une feuille d'indium qui permet de réduire la résistance de contact. La résistance chauffante va permettre de piloter la température mesurée du bloc de cuivre. De l'autre côté sur la deuxième face externe, l'élément refroidissant est composé aussi d'une feuille d'indium, d'un bloc de cuivre couplé cette fois-ci à un module Peltier et une boîte à eau qui va maintenir constante la température de la face extérieure du module. Les températures internes de paroi en entrée et sortie de canal sont mesurées elles aussi par des thermocouples de type K. Une caméra infrarouge mesure l'évolution de la température sur une face extérieure.

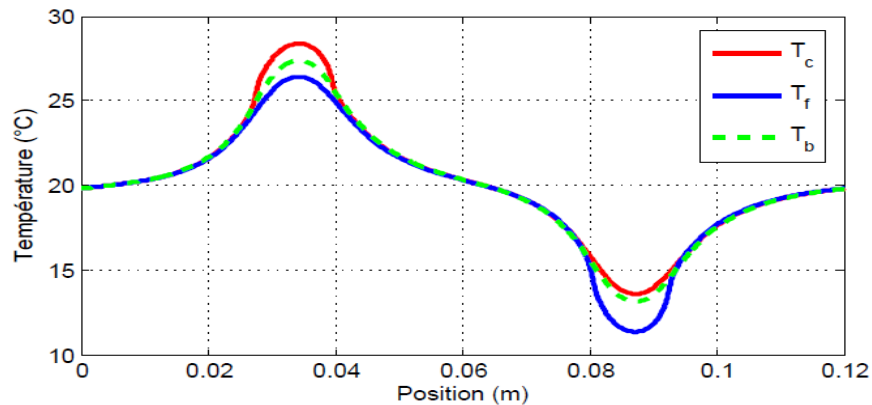


Figure 14 : Température de du mélange $T_b(x)$ pour $U=10^{-5}$ et $h=10$.

5. Conclusions

L'objectif de cette étude est de modéliser numériquement l'écoulement et les transferts thermiques dans un mini-canal plan en vue d'une expérimentation permettant d'accéder expérimentalement aux distributions de densités de flux et de températures pariétales ainsi qu'à l'évolution de la température moyenne débitante. Nous avons présenté un modèle semi-analytique utilisant les transformées de Fourier dans la direction de l'écoulement. Nous avons également présenté une étude de sensibilité préliminaire à notre problème inverse afin d'estimer la vitesse débitante et le coefficient d'échange externe h . Les résultats obtenus sont encourageants. La prochaine étape va consister à valider expérimentalement cette méthodologie en utilisant le modèle développé ici et la thermographie-infrarouge dans une approche inverse.

Références :

- [1] **G. Maranzana, I. Perry, D. Maillet**, Mini and micro-channels: influence of axial conduction in the wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 3993-4004.
- [2] **A. Degiovanni, B. Rémy**, Comment représenter globalement les transferts thermiques entre un fluide et un mur dans le cas non-isotherme ou/et en régime transitoire (Global representation of heat transfer between a flowing fluid and a wall for non uniform or transient conditions), *Congrès français de Thermique*, SFT 2011, Perpignan, paper 109.
- [3] **I. Perry, Y. Jannot, D. Maillet, B. Fiers**, Effect of velocity distribution on external wall temperature field for a flat microchannel, *Experimental Heat Transfer*, vol.23, pp.27-43, 2009.
- [4] **I. Perry, B. Fiers, D. Maillet**, Mini-extracteur de chaleur à canal plan : vers une caractérisation par thermographie infrarouge et convection inverse, *Congrès SFT 2008 Tome 1*, pp. 463-468, 2008
- [5] **D. Maillet, S. André, J.C. Batsale, A. Degiovanni, C. Moyne**, Thermal Quadrupoles – Solving the Heat Equation through Integral transforms, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester (2000).