HAL open science

Analyse numérique de la convection forcée turbulente dans les tubes munis des chicanes transversales

Rachid Saim, Said Abboudi, Boumediene Benyoucef, Ahmed Azzi

To cite this version:

Rachid Saim, Said Abboudi, Boumediene Benyoucef, Ahmed Azzi. Analyse numérique de la convection forcée turbulente dans les tubes munis des chicanes transversales. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00167267

HAL Id: hal-00167267

https://hal.science/hal-00167267v1

Submitted on 29 Aug 2007

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.

ANALYSE NUMERIQUE DE LA CONVECTION FORCEE TURBULENTE DANS LES TUBES MUNIS DES CHICANES TRANSVERSALES

Rachid SAIM [(1)], Said ABBOUDI[(1)], Boumediène BENYOUCEF[(2)], Ahmed AZZI[(2)]

[(1)] FEMTO-ST, UMR CNRS 6174, Département CREST, UTBM, site de Sévenans
90010 Belfort cedex- France.
[(2)] Unité de Recherche des Matériaux et Energies Renouvelables, Faculté des Sciences,
Université Abou Bekr Belkaid. B.P 119, Tlemcen, 13000, Algérie
saimrachid@mail.univ-tlemcen.dz, said.abboudi@utbm.fr

Résumé :

On présente une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent dans un canal horizontal de section rectangulaire muni des chicanes transversales. Les équations gouvernantes, basées sur le modèle *k-ε*, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Les profils de vitesse axiale et les champs de vitesse et de température ainsi que la distribution du nombre de *Nusselt* sont présentés pour un cas d'exemple type.

Mots clés : Volume finis, écoulement turbulent, convection forcée, chicanes, canal rectangulaire.

1. INTRODUCTION

La convection forcée dans des géométries complexes trouve son importance dans de nombreuses applications industrielles et plus particulièrement dans les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires, le refroidissement des turbomachines et des composants électroniques. Un travail considérable a été effectué ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs à faisceaux et à calandres. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour de chicanes. Ces études sont de natures aussi bien expérimentales [1-4] que numériques [5-7]. Elles montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation et qu'en général, le nombre de *Nusselt* et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds.
Les modèles de turbulence ont fait également l'objet de nombreuses études. On peut distinguer les travaux de Launder et Spalding [8] qui ont proposé, pour la première fois, un modèle *k-ε* à bas nombre de Reynolds (LRN) en présentant des fonctions d'atténuation basées sur le nombre de Reynolds turbulent. De nombreuses variantes de ce modèle ont été proposées avec des différences au niveau des valeurs des constantes des modèles et des formules d'atténuation de ces fonctions [9].

Dans ce travail, on étudie numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent en convection forcée, à bas nombre de Reynolds, dans un canal horizontal en présence de chicanes rectangulaires.

2. FORMULATION MATHÉMATIQUE

La géométrie du problème est présentée sur la figure 1. Il s'agit d'un conduit rectangulaire muni de deux chicanes de forme rectangulaire traversé par un écoulement d'air turbulent stationnaire satisfaisant les hypothèses suivantes : (i) Propriétés physiques du fluide supposées constantes, (ii) Profils de vitesse et de température uniformes, (iii) Température de parois constante, (vi) Modèle de turbulence (k-ε) à bas nombre de Reynolds.

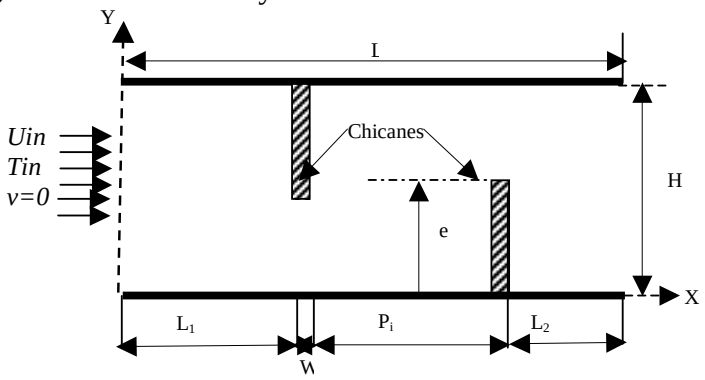


Figure 1. Géométrie du problème

Dans ces conditions, les équations de transport à considérer peuvent s'écrirent sous la forme générale suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi)=\frac{\partial}{\partial x}\left[\Gamma_\phi\frac{\partial\phi}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\Gamma_\phi\frac{\partial\phi}{\partial y}\right]+S_\phi \qquad (1)$$

Où ϕ est un vecteur composé des grandeurs *u, v, k, T* et *ε*.

u et *v* sont respectivement les vitesses moyennes locales dans les directions *x* et *y*, *k* est l'énergie cinétique turbulente, *T* est la température et *ε* est l'énergie de dissipation turbulente

Γ_ϕ et S_ϕ sont respectivement les coefficients de la diffusion turbulente et le terme source associés la variable ϕ.

Les conditions aux limites du problème étudié sont résumées dans le tableau suivant :

ϕ	u (m /s)	v (m /s)	T (°C)	k (m^2/s^2)	ε (m^2/s^3)
Entrée fluide	U_{in}	0	T_{in}	$0{,}005\ U_{in}^2$	$0{,}1\ k_{in}^{3/2}$
Sortie fluide	$\partial u/\partial x=0$	$\partial v/\partial x=0$	$\partial T/\partial x=0$	$\partial k/\partial x=0$	$\partial \varepsilon/\partial x=0$
Parois	0	0	T_w	0	0

3. SOLUTION NUMÉRIQUE

La méthode des volumes finis, basée sur l'algorithme SIMPLE, est utilisée pour résoudre le système (1) muni des conditions aux limites ci-dessus. Les termes de diffusion correspondant aux équations de quantité de mouvement et de turbulence sont discrétisés en utilisant le schéma numérique PLDS (Power law Differenting Sheme) de Patankar [10].

4. RESULTATS ET DISCUSION

Pour les simulations numériques présentées dans ce travail, nous nous sommes basés sur les données expérimentales publiées par Demartini et all [1] : $Pr=0,71$, $Re=10^5$, $T_{in}=20°C$, $U_{in}=7,8m/s$, $L=0,554$ m, $H=0,146m$, $e=0,08$ m, $w=0,01m$, $L_1=0,218$ m, $L_2=0,174$ m, $Pi=0,142$ m, $D_h=0,167m$ et $T_w=100$ °C. Sur le plan numérique, nous avons utilisé un maillage constant avec *200* pas dans la direction *ox* et *90* dans la direction *oy*.
La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux [1], présentée sur la figure 2, pour une position axiale $x=0,525$ m, montre une bonne concordance entre les vitesses moyennes axiales.
La figure 3 montre qu'entre les deux chicanes, l'écoulement est caractérisé par des vitesses relativement élevées en particulier dans les zones situées entre l'extrémité de chaque chicane et la paroi du canal, approchant ainsi des valeurs de l'ordre de 300 % de la vitesse d'entrée U_{in}.

Les profils de vitesses axiales sont représentés pour trois positions axiales situées dans les zones amont et aval de chaque chicane, figures 4 et 5. Le champ de température est présenté sur la figure 6, et le taux de transfert de chaleur, caractérisé par le nombre de *Nusselt*, est ensuite déterminé et présenté le long de la paroi et de la chicane inférieures.

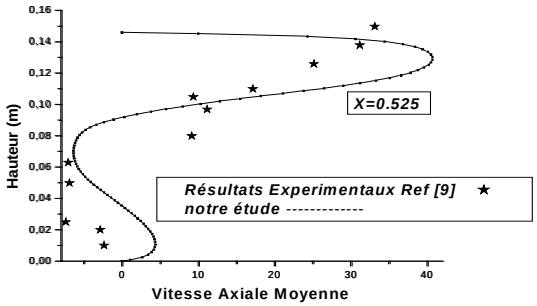


Figure 2. Validation de la simulation numérique avec l'expérience [1]

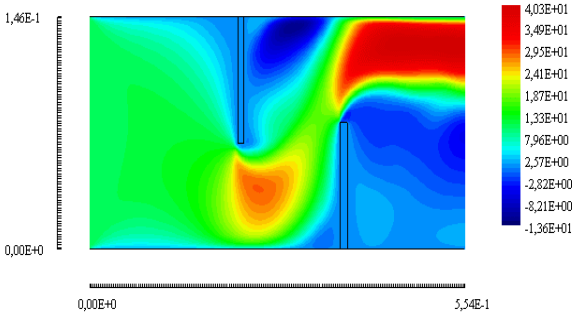
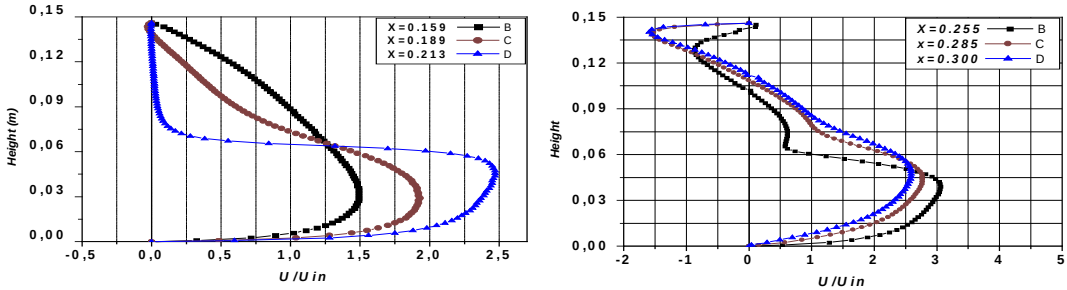
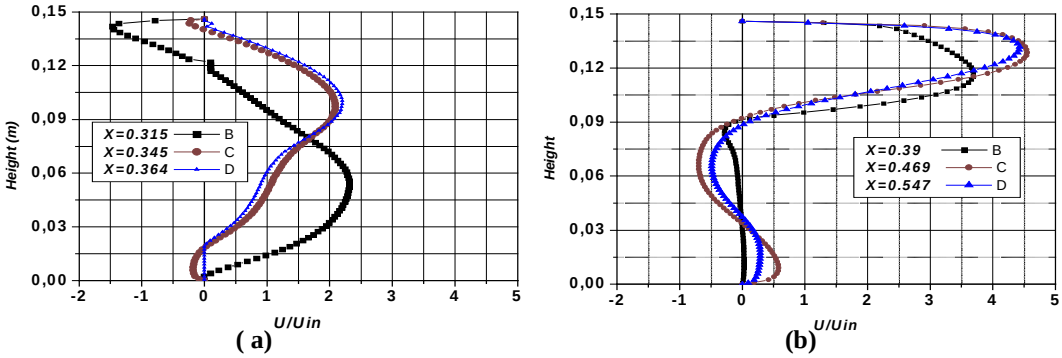


Figure 3: Champ de vitesse axiale.



(a) **(b)**

Figure 4 : Profils de vitesse axiale adimensionnelle
(a) en amont de la première chicane, (b) en aval de la première chicane



(a) **(b)**

Figure 5 : Profils de vitesse axiale adimensionnelle
(a) en amont de la deuxième chicane, (b) en aval de la deuxième chicane.

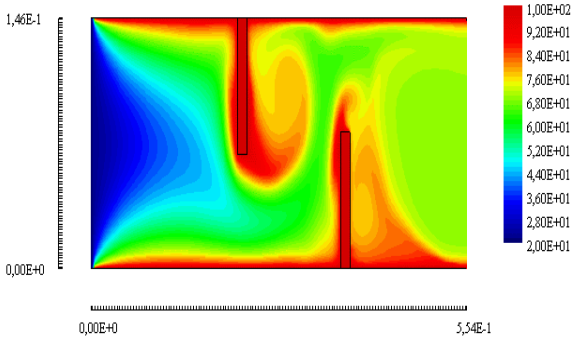


Figure 6: Distribution de la température dans la conduite

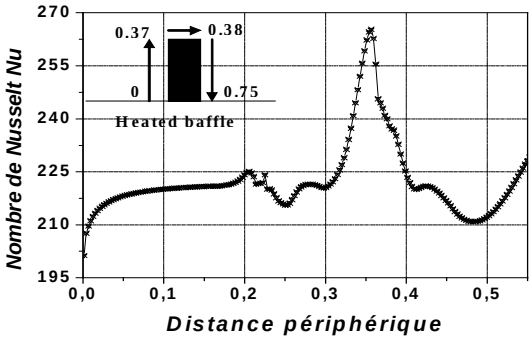


Figure 7 : Distribution du nombre de Nusselt local autour de la 2ème chicane

Dans la partie supérieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation derrière la première chicane, figures 3 et 4. En s'approchant de la deuxième chicane, les profils de vitesse se resserrent de plus en plus dans la partie inférieure du canal, alors que dans la partie supérieure, l'écoulement commence à s'accélérer au-dessus de la deuxième chicane, figures 3 et 5.

Sur la figure 5, on constate une réduction des vitesses axiales dans la partie inférieure du canal et une augmentation dans la partie moyenne. Cette limitation dépend considérablement des zones de recirculation en amont et en aval de la deuxième chicane, caractérisées par des valeurs négatives observées sur les figures 5 a et b.

Le champ de température, présenté sur la figure 6, montre une baisse de température dans les zones situées en aval de chaque chicane. Les zones les plus chaudes sont, pour la plupart, localisées au voisinage des parois et aux extrémités des chicanes.

La figure 7 montre la distribution du nombre de *Nusselt* local calculé le long de la paroi et de la chicane inférieures. On constate que les minimums du taux de transfert sont observés au niveau de la base de cette chicane et que le nombre de *Nusselt* augmente le long de la chicane et atteint son maximum sur sa face supérieure.

5. CONCLUSION

Les résultats numériques, obtenus par volumes finis, sont validés et présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent à l'aide du modèle *k*-□, dans un canal rectangulaire muni de d'une chicane sur chaque paroi. Les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers avale. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Enfin, ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de *Nusselt* le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur.

Références

[1] Demartini, L. C., Vielmo, H. A., and Möller, Q.V., Numeric and experimental analysis of turbulent flow through a channel with baffle plates, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 26(2), pp 153-159, 2004.
[2] Roetzel, W., Lee, D., Experimental investigation of leakage in shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 36, pp 3765-3771, 1993.
[3] Habib, M.A., Mobarak, A.M., Sallak, M.A., Abdel Hadi, E.A., Affify, R.I., Experimental investigation of heat transfer and flow over baffles of different heights, Trans, *ASME J. Heat Transfer*, 116, pp 363–368, 1994.
[4] Berner C, Durst F, McEligot DM, Flow around Baffles, *ASME Journal of Heat Transfer*, 106, 743-749, 1984.
[5] Kelkar, K. M., Patankar, S. V., Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins, *Journal of heat transfer*, 109, pp 25-30, 1987.
[6] Chen, C.H., Huang, W.H., Prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 34(11), pp 2739-2747, 1991.
[7] Webb, B.W., Ramadhyani, S., Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 28, pp 1679–1687, 1985.
[8] Launder, B.E., Spalding, D. B., The numerical computation of turbulent flow, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, pp 269-289, 1974.
[9] Versteeg, H.K., and W., Malalasekera, An introduction to Computational Fluid Dynamics, The finite volume method, *Addison Wesley Longman Limited*, England, 1995.
[10] Patankar, S. V., Numerical heat transfer and fluid flow, Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences, *Hemisphere Pub. Corp.*, McGraw-Hill, 1980.