

# Etude thermique de la convection forcée dans une conduite rectangulaire munie de chicanes

Bensenouci Djamel<sup>#1</sup>, Aliane Khaled<sup>#2</sup>, Sari-Hassoun Zakaria<sup>#3</sup>

<sup>#</sup> Université de Tlemcen BP 230 Chetouane Tlemcen Algérie

<sup>1</sup> bensenoucidjamel@yahoo.fr

<sup>2</sup> kh\_aliane@yahoo.fr

<sup>3</sup> sarihassounz@yahoo.fr

**Résumé**— La convection forcée à l'intérieur des conduites intervient dans plusieurs applications pratiques telles que les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur compacts et à thermosiphons, le refroidissement des composants électroniques et des réacteurs nucléaires ainsi que les procédés chimiques.

D'une manière générale, dans le but d'obtenir des performances énergétiques élevées, il est nécessaire d'implanter des rangées d'ailettes et de chicanes dans la veine de l'écoulement dans les échangeurs de chaleur de façon à créer la turbulence et à prolonger la trajectoire des fluides en favorisant un meilleur échange thermique convectif et par voie de conséquence une amélioration notable de l'efficacité thermique.

L'objectif de ce travail est de faire une étude thermique de la convection forcée dans une conduite rectangulaire munie de chicanes par le biais de la simulation numérique. Cette simulation est basée sur le code de calcul Fluent. Les équations gouvernantes, basées sur le modèle  $k-\omega$  SST utilisé pour modéliser la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Les profils de température dans le conduit ont été obtenus afin d'assurer une homogénéité de la distribution de la température au sein du canal.

**Mots clés**— turbulence, model  $k-\omega$  SST, volumes finis, Fluent, canal muni de chicanes.

## I. INTRODUCTION

L'étude des caractéristiques de l'écoulement turbulent et le transfert thermique à l'intérieur d'une cellule périodique formée entre les chicanes segmentées chancelées dans un conduit rectangulaire a été étudiée par plusieurs auteurs. Habib et al. [1] étudient ce même problème en imposant un flux de chaleur uniforme appliqué sur les parois inférieure et supérieure du canal. Leurs résultats expérimentaux ont indiqué que la perte de pression augmente en fonction de la taille de chicane. Pour un débit donné, les paramètres locaux et moyens du transfert thermique augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Les travaux de Founti et Whitelaw [2] qui ont employé la technique LDA (Laser Doppler anemometry) pour déduire le champ de vitesse dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre avec chicanes transversales. Les distributions semblables de la vitesse moyenne et de l'intensité turbulente de l'écoulement ont été trouvées après que deux ensembles de chicanes étaient placées près de l'entrée du canal.

Antoniou et Bergeles [3] ont analysé l'écoulement autour de prismes avec plusieurs rapports de dimensions utilisant la technique du fil chaud. Leur investigation expérimentale a montré qu'avec l'augmentation du rapport L/H, l'écoulement se réattache autour de la surface du prisme avec une réduction en aval de la longueur de la zone de recirculation et de l'intensité turbulente.

Li et Kottke [4, 5] ont mené une série de travaux expérimentaux sur des échangeurs de chaleur à faisceau de tubes et calandre pour analyser le coefficient de transfert (HTC) et le coefficient de la perte de pression côté calandre. Les paramètres de l'étude expérimentale étaient le nombre de Reynolds et la distance entre chicanes. Les résultats ont montré que, pour une valeur constante du nombre de Reynolds, le coefficient d'échange thermique et le coefficient de frottement augmentent avec l'augmentation de la distance entre chicanes.

Le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents et transitoires dans les conduites en présence d'obstacles et nervures a été également étudié expérimentalement et numériquement par Acharya et al. [6, 7]. Le modèle  $k-\varepsilon$  est utilisé dans leur simulation numérique.

Yuan et al. [8] ont également étudié expérimentalement un cas de conduit avec des ailettes rectangulaires périodiques le long de la direction de l'écoulement principal et un autre cas avec des ailettes en dérivée «Yuan et al. [9] ». Ils ont mis en évidence une augmentation du transfert thermique par comparaison à celui obtenu pour un conduit lisse.

Un critère général pour déterminer l'espacement optimum des chicanes pour tous les types d'échangeurs de chaleur à faisceau et calandre a été établi par Saffar-Awal et Damangir [10].

Les aspects, hydrodynamique et thermique, de l'écoulement de l'air ont été examinés, en procédant à la réalisation de différentes simulations.

## II. PROBLEMATIQUE

Dans ce travail, une étude numérique de la convection forcée dans un canal vertical en présence des sources de chaleur discrète saillies montées sur la paroi latérale du canal ; seront présentés.

Les dimensions du canal présentées dans ce travail, sont basées sur les données expérimentales publiées par Demartini et al. [11]: Longueur du canal  $L=0,554$  m, hauteur du canal  $H=0,146$  m, hauteur des ailettes(chicanes)  $e=0,08$  m, épaisseur des ailettes(chicanes)  $\delta =0,01$ m, longueur entre l'entrée du canal et la première chicane  $L_1=0,218$ m, l'espacement entre les chicanes,  $L_2=0,142$ m, longueur entre la sortie et la deuxième chicane  $L_3=0,174$  m, diamètre hydraulique  $D_H=0,167$ m, nombre de Reynolds  $Re=8,57 \times 10^4$ , vitesse d'entrée  $U_{in}=7,8$ m/s.

Les conditions aux limites thermiques sont choisies conformément aux travaux de Nasiruddin et al [12]. Une température constante de 375 K a été appliquée sur les deux parois horizontales du domaine de calcul qu'autant qu'une condition à la limite thermique. La température du fluide utilisé a été fixée à 300 K à l'entrée du canal.

$$Re = \frac{\rho D_H U_0}{\mu} \quad (1)$$

$$K_{in} = 0.005 U_0^2 \quad (2)$$

$$\omega_{in} = 0.1 K_{in}^2 \quad (3)$$

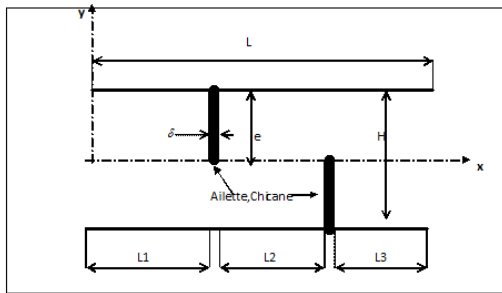


Fig. 1 Schéma représentatif du problème

#### A. Système d'équations

1) Conservation de la quantité de masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

Où  $t$  représente le temps,  $u$  et  $v$  sont les composantes de la vitesse du fluide dans les directions  $x$  et  $y$  respectivement.

2) Conservation de la quantité de mouvement :

- Conservation de la quantité de mouvement suivant l'axe  $ox$ ,

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (5)$$

- Conservation de la quantité de mouvement suivant l'axe  $oy$ ,

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (6)$$

3) Conservation d'énergie:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right]$$

- Conservation d'énergie dans le fluide

- Conservation d'énergie dans la paroi :

$$\rho_p C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} \right) = k_p \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (8)$$

#### B. conditions aux limites

##### A l'entrée de la conduite : (x=0)

$$u(0, y) = U_{in} \quad (9)$$

$$v(0, y) = 0 \quad (10)$$

$$T_f(0, y) = T_{in} \quad (11)$$

$$k(0, y) = 0.005 U_{in}^2 = k_{in} \quad (12)$$

$$\omega(0, y) = 0.01 k_{in}^2 = \omega_{in} \quad (13)$$

Où  $k_{in}$  et  $\omega_{in}$  sont respectivement l'énergie cinétique turbulente et l'énergie de dissipation à l'entrée.

##### A la sortie de la conduite : (x=L)

$$P = P_{atm} \quad (14)$$

### III. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

#### A. Validation du model:

La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de Demartini et al. [11], présentés sur la figure 2, pour une position axiale  $x=0,525m$ , montre une bonne concordance entre les vitesses axiales.

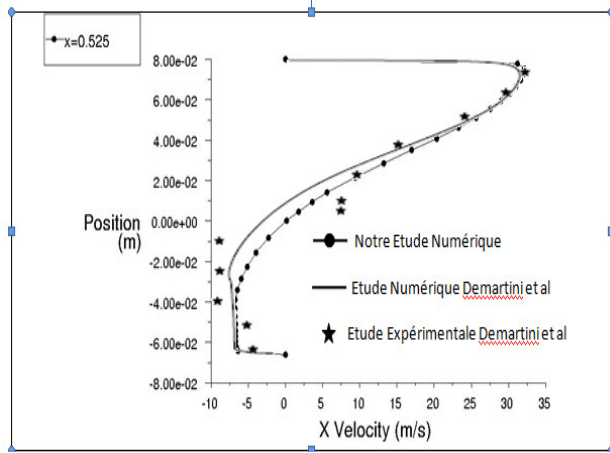


Fig. 2 : Validation de la simulation numérique avec les résultats numériques et expérimentaux de Demartini et al. [11]

**B. Aspect Thermique :**

L'étude thermique correspondant à une vitesse d'entrée égale à  $7.8m/s$  et une hauteur de la chicane (e) égale à  $0.080m$ .

L'analyse des isothermes, Figure 3, montre que la température de l'air dans les zones de recirculation (après chaque chicane) est sensiblement élevée.

Une baisse température dans les zones situées en amont de chaque chicane est observée.

Les zones les plus chaudes sont, pour la plupart, localisées au voisinage des parois et aux extrémités des chicanes.

On observe aussi que pour ces sections proches de la chicane (qui sont les mieux chauffées par-rapport aux sections verticales éloignées), se fera un très bon transfert thermique entre les parois solides et le fluide caloporteur.

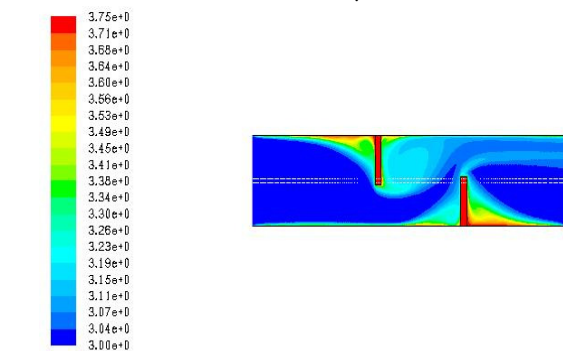


Fig.3 : Distribution du champ de la température dans le canal

$x=0.285m$ ,  $x=0.315m$ ,  $x=0.345m$ , et  $x=0.525m$ , par rapport à l'entrée du canal ( $x=0m$ ).

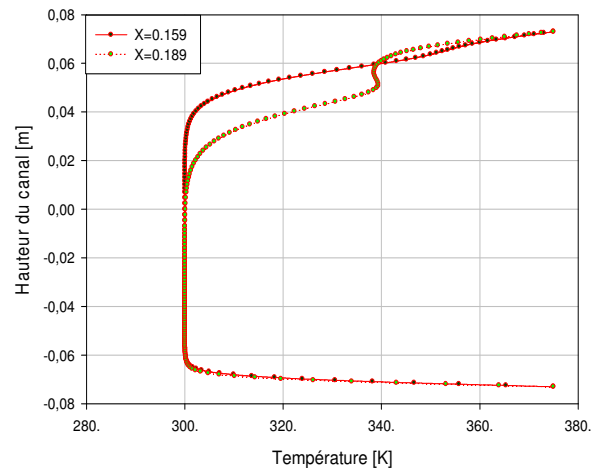


Fig. 4: Profil de la température totale (position  $x=0.159$  et  $x=0.189$ )

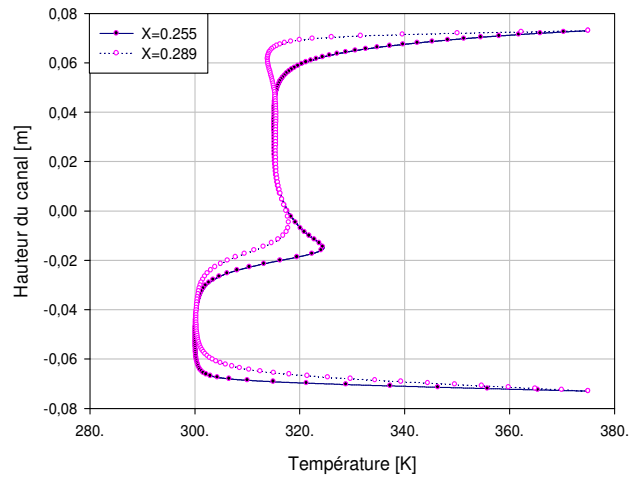


Fig. 5: Profil de la température totale (position  $x=0.255$  et  $x=0.289$ )

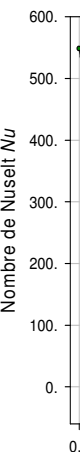
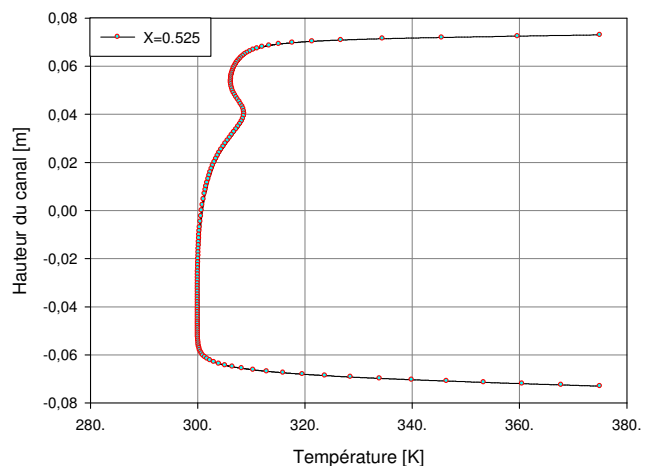
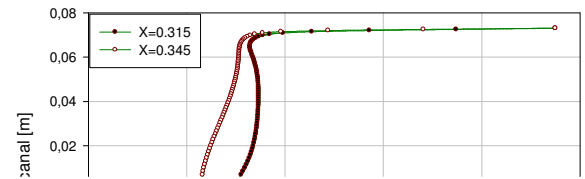


Fig. 7: Profil de la température totale (position  $x=0.525$ )

D'après l'analyse des allures des graphes de la température (Fig. 4, 5, 6 et Fig.7) données pour différentes sections, on remarque que la température est liée à la vitesse, i.e plus la vitesse augmente, plus la température diminue.

Autrement dit qu'il ya une proportionnalité inverse entre la vitesse axiale de l'air et sa température dans chaque section transversale.

On observe aussi que les sections les plus proches de l'ailette et de la chicane sont les mieux chauffées que les sections verticales éloignées.

Cette observation est encore confirmée pour la distribution du champ de température dans le canal (Fig. 3 Contour de la température).

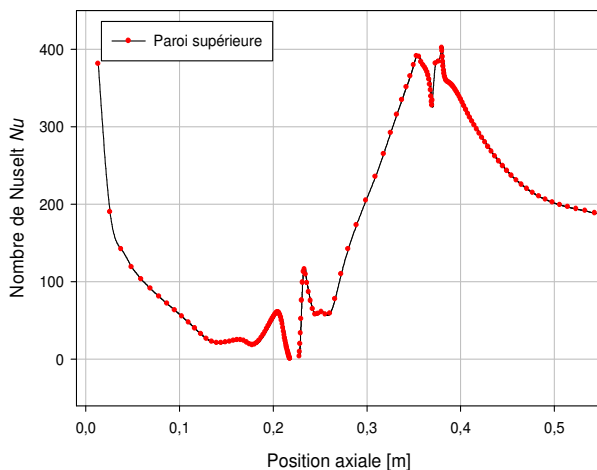


Fig. 8: Profil du nombre de Nusselt local (paroi supérieure)

Les Fig. 8 et 9 donnent respectivement l'évolution du nombre de Nusselt local pour les parois Supérieure et inférieure. On constate que les minimums du taux de transfert sont observés au niveau de la base des chicanes et que le nombre de Nusselt augmente le long de la chicane est atteint son maximum sur sa face supérieure.

Concernant le profil du nombre de Nusselt local sur la paroi supérieure on constate que ce dernier diminue pour les sections se trouvant à partir de l'entrée du canal jusqu'à une distance de 0.27m. La section 0.23m présente un taux de transfert minimal correspondant à un Nusselt presque nul. Au delà de 0.27m le nombre de Nusselt commence à augmenter progressivement jusqu'à une distance de 0.375m. D'ailleurs cette même section présente un taux de transfert maximal correspondant à un Nusselt maximal qui vaut 400.

Concernant le profil du nombre de Nusselt local sur la paroi inférieure, ce dernier est maximal au voisinage de l'entrée et diminue au fur et à mesure que l'écoulement progresse dans le canal jusqu'à la confrontation de la première chicane ou il fait une légère augmentation pour ensuite chuter entre les deux chicanes. Il subit un pique dès sa confrontation avec la deuxième chicane. Au delà de cette position, il baisse considérablement avant de s'accroître ensuite vers la sortie du canal.

#### IV. CONCLUSIONS

Une étude thermique de la convection forcée dans une conduite rectangulaire munie de chicanes par le biais de la simulation numérique a été entreprise dans ce travail. Les résultats numériques obtenus par la présente étude ont été validés et présentés pour analyser le comportement thermique d'un écoulement turbulent à l'aide du modèle  $k-\omega$  SST dans un canal rectangulaire muni, de chicanes sur les parois inférieure et supérieure, chauffées à une température constante.

Ce travail montre que les sections les plus proches des chicanes sont les mieux chauffées que les sections verticales éloignées. Cette constatation est encore confirmée pour la distribution du champ de température dans le canal.

La présence des chicanes réduit donc considérablement la région d'entrée (zone de développement). C'est dans cette partie où les échanges thermiques sont les plus importants. Il n'est donc pas intéressant de prolonger la longueur de la conduite au-delà d'une certaine valeur.

REFERENCES

- [1] Habib, M.A., Mobarak, A.M., Sallak, Abdel, Hadi, E.A., Affity R.I., (1984) "Experimental investigation of heat transfer and flow over baffles of different heights", *Trans ASME J. Heat Transfer* 116, pp. 363-368.
- [2] Founti, M.A., Whitelaw, J.H., (1981) "Shell side flow in a model disc and doughnut heat exchanger" Tech. Report FS/81/37, Mech. Eng. Dept., Imperial College, London, UK.
- [3] Antoniou, J. and Bergeles, G., (1988) "development of the Reattached flow behind surface mounted two dimensional prisms", *journal of fluids engineering*, vol. 110, pp. 127.
- [4] Li, H., Kottket, V. (1998) "Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement", *Int. J. Heat Masse Transfer* 41 (10), pp. 1303-1311.
- [5] Li, H., Kottket, V. (1998) "Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(2), pp. 425-433.
- [6] Acharya, S., Dutta, S. and Myrum, T. A., (1998) "Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Surface-mounted Two-Dimensional Rib", *Transactions of the ASME*, 120, 724-734.
- [7] Acharya, S., Myrum, T. A., Qiu, X. and Sihna, S., (1997) "Developing and Periodically Developed Flow", *Temperature and Heat Transfer in a Ribbed Duct*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 461-479.
- [8] Yuan, Z.X., Tao, W.Q. and Wang, Q.W., (1999) "Experimental investigation of heat transfer enhancement in ducts with winglet fins", *Pro. First Int. Conference of Engineering Thermophysics*, 21-23 August, Beijing, China, pp. 457-63.
- [9] Yuan, Z.X., Tao, W.Q. and Wang, Q.W., (1998) "Experimental study of enhanced heat transfer in ducts with periodic rectangular fins along the main flow direction", *Pro. 11th IHTC*, 23-28 August, Kyongju, Korea, Vol.5, pp. 327-32.
- [10] Saffar-Awal, M., Damangir, E., (1995) "A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers", *Int. J. Heat Mass Transfer* 38, pp. 2501-2506.
- [11] L. C. Demartini, H. A. Vielmo and S. V. Möller, "Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates", *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng* , 2004, Vol. XXVI, No. 2 / 153.
- [12] Nasiruddin, M.H. Kamran Siddiqui, "Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 28, Issue 2, April 2007, Pages 31.