

Etude numérique comparative entre deux types de chicanes et ailettes (rectangulaire et rectangulaire arrondie) utilisées pour améliorer les performances des capteurs solaires plans à air

Y. Menni *, A. Azzi et C. Zidani

Unité de Recherche des Matériaux et Energies Renouvelables, URMER
Département de Physique, Faculté des Sciences, Université Abou Bakr Belkaid
B.P. 119, 13000 Tlemcen, Algeria

(reçu le 15 Mars 2015 et accepté le 15 Septembre 2015)

Résumé – Dans ce travail, on se propose de faire une étude numérique comparative entre deux formes différentes d'ailettes et de chicanes transversales. La première rectangulaire à bout vif, et la deuxième rectangulaire à bout arrondi, sont disposées en chevauchement dans une conduite bidimensionnelle horizontale de section rectangulaire. Les parois du canal sont rigides, immobiles et isothermes. Le fluide (air) est du type Newtonien, incompressible à des propriétés constantes. Le régime d'écoulement est considéré permanent et purement turbulent. Les équations gouvernantes, basées sur le modèle $k-\varepsilon$ à bas nombre de Reynolds (LRN) afin de caractériser la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme Simplec. Le code de calcul numérique en dynamique des fluides Fluent 6.3 est appliqué pour intégrer ces équations sur chaque volume de contrôle. Les calculs sont effectués pour un nombre de Reynolds compris entre 5000 et 20000. Une description détaillée de l'écoulement de fluide et du transfert de chaleur par convection forcée autour de chicanes a été présentée. Les champs et les profils de vitesse axiale, ainsi que la distribution du nombre de Nusselt et l'évolution du coefficient de perte de pression ont été traités le long du canal et pour différents valeurs du nombre de Reynolds. Les résultats ont été comparés à ceux obtenus par l'expérience dans la littérature. Cette comparaison montre qu'il y a un accord qualitatif ainsi qu'une très bonne concordance entre les deux résultats.

Abstract – A numerical study has been carried out to examine steady turbulent flow and forced convection heat transfer characteristics in a two dimensional horizontal channel of rectangular section with isothermal walls and with staggered baffles. Two different transverse baffle models are considered in this simulation, namely rectangular block and/or rounded rectangular baffles. The fluid is considered, Newtonian, incompressible with constant properties. The governing equations that describe the flow and energy were discretized using the finite volumes method, in two dimensions, employing the commercial CFD software Fluent 6.3 with the (LRN) low Reynolds number $k-\varepsilon$ model to describe the turbulence. The Simplec discretization algorithm is used for the convective terms in the solution equations. Air is the working fluid with the flow rate in terms of Reynolds numbers ranging from 5000 to 20000. A detailed description of the turbulent flow and heat transfer around the baffles was presented. The fields and profiles of axial velocity, as well as the convective Nusselt number distribution, and the pressure loss were treated along the channel and for various Reynolds number values.

Mots clés: Capteur solaire plan à écoulement d'air - CFD - Chicane rectangulaire - Chicane rectangulaire arrondie - Convection forcée - Ecoulement turbulent.

1. INTRODUCTION

Les appareils d'échange thermique sont largement utilisés dans l'industrie chimique, la production d'électricité, et les industries de raffinage du pétrole. En particulier, les chicanes et les ailettes sont de première importance dans les échangeurs de chaleur, car

* youtifa_urmer.physic@hotmail.fr

elles commandent le parcours du fluide côté calandre et par voie de conséquence, assurent des taux élevés dans le transfert de chaleur.

Dans la littérature, les différentes formes, orientations et emplacement des chicanes et ailettes ont fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques. En convection forcée dans les conduites en présence des obstacles, de nombreuses études numériques et/ou expérimentales ont vu le jour depuis les années 1977.

Commençant par Patankar *et al.* [1], ces auteurs ont rapporté le premier travail sur l'analyse numérique de l'écoulement en convection forcée dans un conduit. Ils ont présenté le concept de l'écoulement périodique entièrement développé. Une investigation numérique pour un fluide en convection forcée laminaire entre deux parois planes parallèles avec chicanes, a été réalisée par Kelkar *et al.* [2]. Les résultats prouvent que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds. Leurs résultats montrent aussi que les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de la taille de chicanes et avec la diminution de l'espacement entre chicanes.

Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par Lopez *et al.* [3]. Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0,5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Yang *et al.* [4], ont présenté un travail numérique portant sur des chicanes pleines et poreuses dans un canal bidimensionnel pour un régime turbulent d'écoulement. Leurs résultats pour le cas poreux sont meilleurs par rapport au cas pleins.

Tsayet *et al.* [5], ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190 %. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont fonction de la position de la chicane.

Dans le but de mesurer les coefficients moyens de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des chicanes poreuses, une étude expérimentale a été effectuée par Ko *et al.* [6]. Ils ont conclu que l'utilisation des chicanes poreuses abouties 300 % par rapport au transfert de chaleur dans le canal sans aucune chicane.

Un travail considérable a été effectué ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs à faisceaux et à calandres. Demartini *et al.* [7], ont effectué un travail intéressant portant sur des chicanes transversales planes dans un canal d'échange thermique bidimensionnel pour un régime turbulent d'écoulement. 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. Leurs résultats montrent également que la perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane.

Karwa *et al.* [8], ont élaboré un travail sur le transfert de chaleur et les frictions dans un canal rectangulaire asymétrique chauffé avec des ailettes moitié et entièrement perforées à différentes hauteurs. Cette étude approuve une amélioration de 79 à 169 %

du nombre de Nusselt sur la conduite pour les chicanes entièrement perforées et 133 à 274 % pour les chicanes à moitié perforées, tandis que le coefficient de frottement pour les chicanes entièrement perforées est de 2.98, c'est-à-dire 4.42 à 17.5 fois pour les chicanes à moitié perforées. Les auteurs ont achevé cette étude par des corrélations qui peuvent être utilisées pour le développement des appareils de chauffage solaire à air à haute performance et ils ont conclu que les chicanes à moitié perforées donnent le plus grand avantage de performance.

Nasiruddin *et al.* [9], ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille et de l'orientation de chicane sur la structure d'écoulement et de transfert de chaleur, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 5000 à 20000. Ils ont assuré une comparaison des performances de trois types d'échangeurs: sans chicanes, avec une seule chicane verticale et le dernier avec une seule chicane inclinée.

Le transfert de chaleur et les frottements dans un canal rectangulaire, asymétrique, contenant des chicanes perforées a été analysée par Karwa *et al.* [10]. Ces auteurs ont trouvé une amélioration de 73.7 à 82.7 % du nombre de Nusselt sur un conduit muni des chicanes solides.

Ce travail consiste à l'étude numérique du comportement dynamique et thermique en deux dimensions, de l'écoulement d'un fluide Newtonien incompressible et du transfert de chaleur en mode de la convection forcée turbulent stationnaire.

L'application se fait dans un canal muni de chicanes transversales (deux modèles différents), dont les parois horizontales supérieure et inférieure sont maintenues à une température constante. L'apport de cette étude consiste à pratiquer un arrondissement sur le bout de la chicane rectangulaire et étudier l'influence de cet arrondissement sur la structure d'écoulement du fluide et sur le transfert de chaleur pour une gamme de nombre de Reynolds de 5000 à 20000, et cela en comparant les résultats obtenus avec ceux de chicane rectangulaire.

Les résultats sont présentés sous forme des champs de vitesse axiale, des profils de vitesse axiale et l'évolution du nombre de Nusselt local et moyen, ainsi que la perte de pression en terme du coefficient de friction. A cet effet, nous avons élaboré un modèle mathématique permettant de simuler le fonctionnement du modèle physique considéré. Les équations gouvernantes, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme Simplex en utilisant le logiciel CFD (Computational Fluid Dynamics).

2. MODELE PHYSIQUE

Le modèle physique considéré est schématisé sur la figure 1. Il s'agit d'un canal bidimensionnel horizontal de section rectangulaire, contenant deux chicanes solides verticales transversales attachées en chevauchement dans ses parois mères (voir figure 1a-), traversé par un écoulement d'air turbulent en convection forcée permanente satisfaisant les hypothèses suivantes:

- L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels.
- L'écoulement d'air est supposé turbulent et stationnaire.
- Le fluide (air) est newtonien et incompressible.
- Les propriétés physiques du fluide (C_p , μ , λ_f , ρ) et du solide (λ_s) sont constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du canal.
- Les profils de vitesse et de température sont uniformes à l'entrée du canal.
- La température de parois (supérieure et inférieure) est constante.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.

- On adopte pour la fermeture de notre simulation, le modèle $k-\varepsilon$ à bas nombre de Reynolds (LRN).

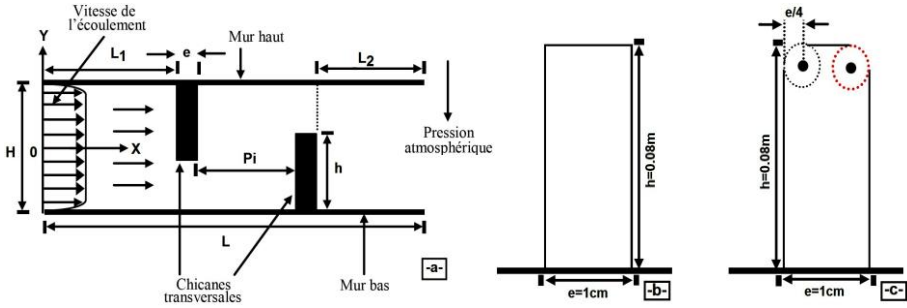


Fig. 1: **a-** Géométrie du problème, **b-** Chicane rectangulaire à bout vif
c- Chicane rectangulaire à bout arrondi

L'étude de l'écoulement bidimensionnel autour de chicanes transversales en fonction du nombre de Reynolds est envisagée afin d'examiner l'écoulement autour de deux modèles de chicanes, une chicane rectangulaire (figure 1b-) et une chicane rectangulaire à bout arrondi (figure 1c-). Les dimensions du canal présentées dans cette étude, sont basées sur les données expérimentales publiées par Demartini *et al.* [7], où l'écoulement de l'air est effectué sous les conditions suivantes:

- La longueur du canal, $L=0.554\text{ m}$.
- La hauteur du canal, $H=0.146\text{ m}$.
- La hauteur de chicane, $h=0.08\text{ m}$.
- La largeur de chicane, $e=0.01\text{ m}$.
- La longueur entre l'entrée du canal et la première chicane, $L_1=0.218\text{ m}$.
- L'espacement entre les deux chicanes, $P_i=0.142\text{ m}$.
- La longueur entre la sortie du canal et la deuxième chicane, $L_2=0.174\text{ m}$.
- Le diamètre hydraulique du canal, $D_H=0.167\text{ m}$.
- Le nombre de Reynolds, $Re=8.73 \times 10^4$.
- La vitesse d'admission du fluide, $U_{in}=7.8\text{ m}$.

3. MISE EN EQUATION

Dans ces conditions, les équations de transport à considérer peuvent être écrites sous la forme conservative suivante:

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

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

u et v sont respectivement les vitesses moyennes locales dans les directions x et y . k est l'énergie cinétique turbulente. ε est le taux de dissipation turbulente. Γ_ϕ et S_ϕ sont respectivement les coefficients de la diffusion turbulente et le terme source

associé à la variable ϕ . Les expressions de ϕ , Γ_ϕ et S_ϕ sont présentées de la manière suivante:

Equation de continuité

$$\phi = 1 \quad (2)$$

$$\Gamma_\phi = 0 \quad (3)$$

$$S_\phi = 0 \quad (4)$$

Equation de quantité de mouvement suivant l'axe (OX)

$$\phi = u \quad (5)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_e \quad (6)$$

$$S_\phi = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) \quad (7)$$

Equation de quantité de mouvement suivant l'axe (OY)

$$\phi = v \quad (8)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_e \quad (9)$$

$$S_\phi = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \right) \quad (10)$$

Equation d'énergie

$$\phi = T \quad (11)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_e / \sigma_T \quad (12)$$

$$S_\phi = 0 \quad (13)$$

Equation d'énergie cinétique turbulente

$$\phi = k \quad (14)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_l + \mu_t / \sigma_k \quad (15)$$

$$S_\phi = -\rho \cdot \varepsilon + G \quad (16)$$

Equation de dissipation turbulente

$$\phi = \varepsilon \quad (17)$$

$$\Gamma_\phi = \mu_l + \mu_t / \sigma_s \quad (18)$$

$$S_\phi = (C_{1\varepsilon} \cdot f_1 \cdot G - C_{2\varepsilon} \cdot f_2 \cdot \rho \cdot \varepsilon) \times \varepsilon / k \quad (19)$$

avec

$$G = \mu_t \times \left\{ 2 \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (20)$$

$$\mu_e = \mu_l + \mu_t \quad (21)$$

$$\mu_t = f_\mu \cdot \rho \cdot C_\mu \cdot (k^2 / \varepsilon) \quad (22)$$

$C_\mu=0.09$, $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $\sigma_k=1$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ and $\sigma_T=0.9$ sont les constantes turbulentes du modèle $k-\varepsilon$ standard, décrit par Launder *et al.* [11].

3.1 Modèle de turbulence $k-\varepsilon$ à bas nombre de Reynolds

Les modèles de turbulence ont fait l'objet de nombreuses études. On peut distinguer les travaux de Jones *et al.* [12] qui ont proposé, pour la première fois, un modèle $k-\varepsilon$ 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. Dans la version de Versteeg *et al.* [13], les fonctions d'atténuation f_1 , f_2 et f_μ utilisées pour (LRN) sont enregistrées comme suit:

$$f_\mu = \left(1 - \exp(-0.0165R_y)\right)^2 \times (1 + 20.5/R_T) \quad (23)$$

$$f_1 = 1 + (0.05/f_\mu)^3 \quad (24)$$

$$f_2 = 1 - \exp(-R_T^2)^3 \quad (25)$$

Où

$$R_T = \rho \cdot k^2 / \varepsilon \cdot \mu \quad (26)$$

$$R_y = \rho \cdot \sqrt{k \cdot y} / \varepsilon \cdot \mu \quad (27)$$

La fonction d'atténuation f_μ {Eq. (23)} qui est une fonction de la distance normale aux parois y^+ est employée pour modéliser l'effet d'atténuation lié aux corrélations de pression contrainte à proximité des parois, où,

$$y^+ = y \cdot \sqrt{k/\nu} \quad (28)$$

3.2 Conditions aux limites

La résolution du système d'équations obtenu précédemment {Eq. (1)} nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante. Dans cette investigation, les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques du système sont choisies en se basant sur les travaux expérimentaux de Demartini *et al.* [7] et les études numériques de Nasiruddin *et al.* [9], respectivement.

A l'entrée du canal, à la section ($x = 0$)

- La pression a été fixée à la jauge de zéro, $P=0$.
- L'intensité de la turbulence a été fixée à $I=2\%$.
- La vitesse de fluide est uniforme unidimensionnelle, qui ne dépend que de l'abscisse, qu'est appliquée en tant que condition aux limites hydrauliques à l'entrée du conduit, $u(0,y) = U_{in}$ et $v(0,y) = 0$.
- La condition d'admission pour l'énergie cinétique turbulente est $k_{in} = 0.005 U_{in}^2$.
- La condition d'admission pour le taux de dissipation turbulente est $\varepsilon_{in} = 0.1 k_{in}^2$.

- La température de fluide utilisé a été fixée à $T_{in} = 300 \text{ K}$.

Aux parois solides du canal (murs bas $y=-H/2$ et murs haut $y=+H/2$)

- Une température constante $T_w = 375 \text{ K}$ a été appliquée sur les deux parois horizontales du domaine du calcul qu'autant qu'une condition à la limite thermique.
- La condition de non-glissement est adoptée, $x=v=0$.
- En utilisant le modèle $k-\varepsilon$ à bas nombre de Reynolds, la condition suivante est appliquée, $k=\varepsilon=0$.

A l'interface (paroi - fluide)

- Continuité du flux de chaleur

$$\lambda_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{\vec{N}} = \lambda_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{\vec{N}} \quad (29)$$

- Continuité de température

$$T_f \Big|_{\vec{N}} = T_s \Big|_{\vec{N}} \quad (30)$$

où \vec{N} est le vecteur vertical à surface de l'interface considérée.

A la sortie du canal à la section ($x=L$)

- Comme il n'y a pas de discontinuité de pression à l'interface surface libre atmosphère, la pression statique dans cette surface libre est égale à la pression atmosphérique, $P = P_{atm}$.
- Les gradients de tous les paramètres sont nuls,

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0 \quad (31)$$

Le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique du canal, D_H est défini comme suit:

$$Re = \rho \cdot \bar{U} \cdot D_H / \mu \quad (32)$$

Le coefficient de friction local, C_f est trouvé par:

$$C_f = \frac{\tau_w}{0.5 \rho \cdot \bar{U}^2} \quad (33)$$

Le coefficient de friction moyen, f est présenté par:

$$f = \frac{(\Delta P / L)}{0.5 \rho \cdot \bar{U}^2} \quad (34)$$

Le nombre du Nusselt local, Nu_x est donné par:

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot D_H}{0.5 \rho \cdot \bar{U}^2} \quad (35)$$

Le nombre du Nusselt moyen, \bar{Nu} est donné par:

$$\bar{Nu} = \frac{1}{L} \cdot \int Nu_x \cdot dx \quad (36)$$

où ρ est la masse volumique du fluide (constante), U la vitesse axiale moyenne de la section, μ la viscosité dynamique, τ_w le taux de cisaillement à la paroi, ΔP la perte de pression, et h_x représente le coefficient d'échange thermique convectif local.

3.3 Méthode numérique

Une résolution numérique 2D du système d'équations de conservation régissant le problème abordé a été mise en œuvre pour simuler la circulation de l'air caloporteur et le champ de température dans le conduit du canal, pour les deux modèles de chicanes examinés. La résolution est effectuée par le logiciel de calculs numériques en dynamique des fluides Fluent 6.3 [14] basé sur la méthode des volumes finis décrite par Patankar [15]. Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ (LRN) proposé par [12, 13] est utilisé afin de caractériser le phénomène de la turbulence. L'algorithme Simplec développé par van Doormaal *et al.* [16] est utilisé pour la discrétisation des termes couplés de la pression-vitesse. Compte tenu des caractéristiques de l'écoulement, le schéma Quick lancé par Leonard *et al.* [17] a été appliqué aux interpolations, et un système de Second Order a été utilisé pour les termes de pression. La convergence est atteinte, lorsque le maximum des valeurs absolues des résidus normalisés pour chaque variable par une valeur de référence sur tous les volumes de contrôle est supérieur ou égale à 10^{-7} .

3.4 Vérification du maillage

Un maillage bidimensionnel, non uniforme et structuré avec des éléments du type quadrilatéral, généré sous Gambit 2.3, de 195×85 cellules a été avéré pour modéliser exactement l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans ce problème, selon les directions axiale et radiale, respectivement. Ce choix est justifié par une étude comparative de nombres de Nusselt moyen déterminés pour plusieurs grilles qui montre que l'incertitude relative n'excède pas 1.5 % entre les différents maillages. Un raffinement du maillage auprès des parois a été nécessaire afin de tenir compte des variations de l'écoulement et du transfert thermique dans la région de proche paroi.

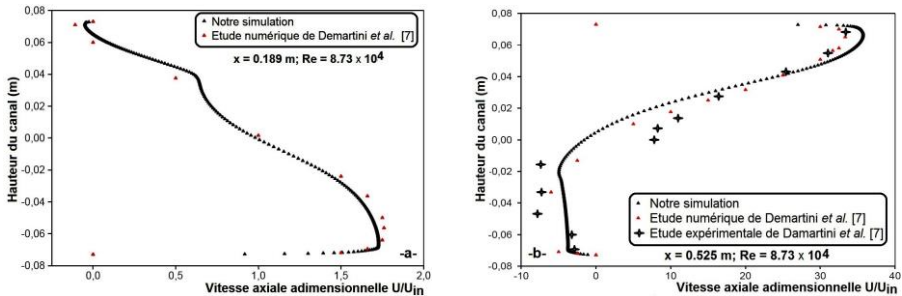


Fig. 2: Validation de profils de vitesse axiale adimensionnelle
a- en amont de la 1^{ère} chicane et **b-** en aval de la 2^{ème} chicane près
 de la sortie du canal, avec l'expérience [7]

4. RESULTATS ET DISCUSSION

4.1 Vérification de solution numérique

Afin de vérifier l'exactitude des résultats numériques obtenus dans le présent travail avec le code de calcul Fluent 6.3 [14], une validation de notre simulation a été entreprise en comparant avec ceux de Demartini *et al.* [7] obtenus dans le cas de la chicane rectangulaire à bout vif. La comparaison des profils de vitesse adimensionnelle

(U/U_{in}) a été faite en considérant [7] $Re = 8.73 \times 10^4$ ($U_{in} = 7.8$ m/s). La comparaison est présentée sur la figure 2, pour les deux positions axiales transversales situées en amont de la première chicane à $x = 0.189$ m (figure 2a) et en aval de la seconde chicane, près de la sortie du conduit du canal à $x = 0.525$ m (figure 2b-). Cette comparaison montre qu'il y a un accord qualitatif, ainsi qu'une très bonne concordance entre les deux résultats.

4.2 Aspect hydrodynamique

L'écoulement bidimensionnel autour de chicanes transversales est étudié. Les résultats sont en bonne concordance avec ceux de Demartini *et al.* [7]. Un nouveau paramètre est introduit dans cette étude, c'est l'effet de la forme arrondie existant au bout de la chicane rectangulaire sur l'évolution de la vitesse axiale et sur les longueurs des zones de recirculation. Les résultats obtenus pour $Re = 5000$ et représentés sous forme de tracé des champs de vitesse axiale de l'obstacle rectangulaire à bout vive (cas A) et celle de l'obstacle rectangulaire avec arrondissement (cas B) sont présentés dans les figures 3a- et 3b-, respectivement.

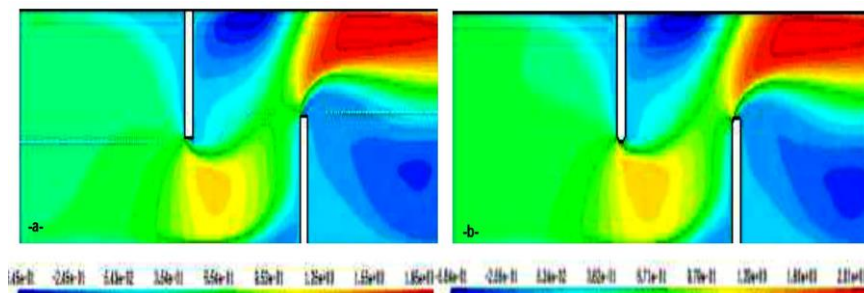


Fig. 3: Champ de vitesse axiale dans le canal pour les deux modèles de chicanes (-a-) rectangulaire: cas A, et (-b-) rectangulaire à bout arrondi: cas B, pour $Re = 5000$

Les résultats dynamiques pour les deux configurations de chicanes (cas A et B) révèlent l'existence de trois zones principales dans le conduit du canal. Dans la première zone, juste en amont des chicanes, le fluide est accéléré et arrive avec une vitesse à direction axiale (profil parabolique), à l'approche des chicanes les lignes de courant sont déviées. Dans la deuxième zone, située au dessus des chicanes, l'écoulement est accéléré par l'effet de réduction des sections de passages. En dernier la troisième zone, en aval des chicanes, les lignes de courant sont engendrées par l'effet de l'expansion de l'écoulement sortant de la section formée par les ailettes et les parois. Le phénomène le plus important dans cette zone, réside dans la formation d'une recirculation de l'écoulement dont l'étendue est proportionnelle au nombre de Reynolds [9]. Cette dernière est fortement affectée par la hauteur des chicanes [9].

La compréhension de l'effet de chaque type de chicane étudié peut être quantifiée en traçant les profils des vitesses en cinq endroits du canal: au dessous et en aval de la première chicane, en amont et sur la deuxième chicane, et près de la sortie du canal.

Sur la figure 4, au dessous et en aval de la première chicane, respectivement à des endroits transversales égaux à $x = 0.223$ m (figure 4a-) et $x = 0.27$ m (figure 4b-), et pour une gamme du nombre de Reynolds de 5.000 à 20000, l'écoulement est caractérisé par des vitesses très élevées à la plus basse partie du canal, qui approche 290 % de la

vitesse d'entrée, là où on constate une réduction de vitesse axiale et une augmentation dans la partie moyenne.

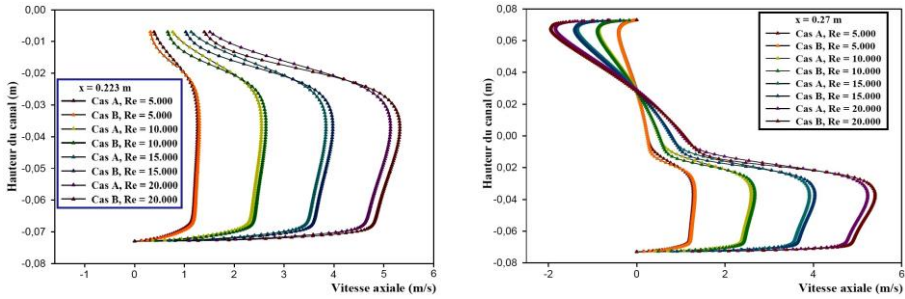


Fig. 4: Profils de vitesse axiale en fonction du nombre de Reynolds **a**-au dessous et **b**-en aval de la 1^{ère} chicane, pour les deux cas étudiés

Dans la partie supérieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation de l'écoulement derrière la première ailette. Ce qui a été remarqué aussi, l'ailette rectangulaire à bout arrondi (cas B) possède un profil de vitesse dont les dimensions sont très supérieures à celles de l'ailette rectangulaire à bout vif (cas A). Cela se répercute sur les longueurs et les dimensions des zones de recirculation des deux modèles d'obstacles à étudier.

Les résultats numériques montrés par les profils de vitesse axiale pour les deux sections axiales à $x=0.33$ m (section amont de la 2^{ème} chicane) et à $x=0.375$ m (se trouve au-dessus de la 2^{ème} chicane), sont illustrés dans les figures 5a- et 5b-, respectivement.

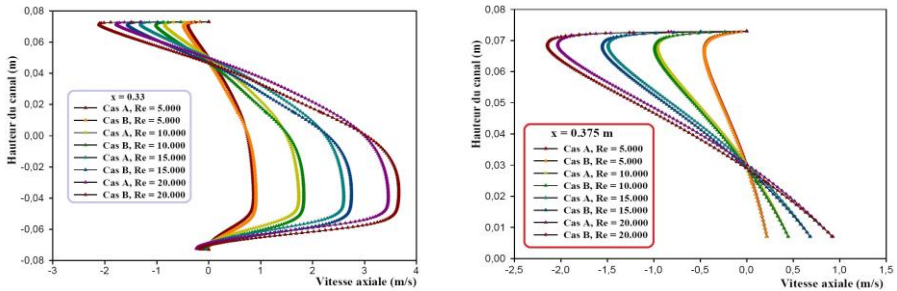


Fig. 5: Profils de vitesse axiale en fonction du nombre de Reynolds **a**-en amont et **b**-au dessus de la 2^{ème} chicane, pour les deux cas étudiés

Les résultats numériques montrés par les profils de vitesse axiale pour les deux sections axiales à $x=0.33$ m (section amont de la 2^{ème} chicane) et à $x=0.375$ m (se trouve au-dessus de la 2^{ème} chicane), sont illustrés dans les figures 5a- et 5b-, respectivement. On remarque que l'écoulement en se rapprochant de la deuxième chicane, sa vitesse est réduite dans la partie inférieure du canal, alors que dans la partie supérieure, l'écoulement commence à s'accélérer vers cette brèche au-dessus de la seconde chicane jusqu'à la sortie. Cette limitation dépend considérablement des zones de recirculation en aval de chaque chicane.

Ces tourbillons se produisent en leur voisinage, se développent et augmentent très fortement la résistance à l'écoulement. Ces mouvements désordonnés, localisés, caractérisés par des valeurs négatives observées sur les figures 4b-, 5a- et 5b-. Ces remarques sont valables pour les deux types de chicanes, à ces deux sections, on a bien confirmé que les chicanes du type rectangulaire arrondi (cas B) assurent mieux l'augmentation de vitesse de l'écoulement dans les deux sens positif et négatif.

A la sortie du canal, à la position $x = 0.029$ m avant la sortie, on a présenté les profils de vitesse axiale de l'obstacle rectangulaire (cas A) et celle de l'obstacle rectangulaire avec arrondi (cas B) sur la figure 6. Lors du passage du fluide dans la section $x = 0.525$ m, juste avant la sortie du canal, les valeurs maximales de la vitesse axiale dans les deux cas examinés atteignent environ 1.91 m/s, soit 4.2 fois plus élevées que la vitesse d'entrée (par exemple pour $x = 0.45$ m/s). Ces valeurs sont engendrées en raison de la forte recirculation de l'écoulement dans la face arrière de la seconde chicane.

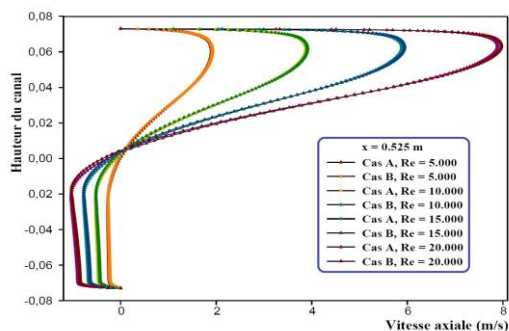


Fig. 6: Profils de vitesse axiale en fonction du nombre de Reynolds en aval de la 2^{ème} chicane, près de la sortie du canal, pour les deux cas examinés

On remarque aussi que l'écoulement d'air en présence de chicanes transversales rectangulaires arrondies s'accélère de plus en plus de gauche vers la droite en augmentant la taille de la zone de recirculation. Les effets du nombre de Reynolds sur les profils de vitesse axiale sont montrés aussi dans les figures 4, 5 et 6 pour les différentes sections choisies précédemment à savoir, $x=0.223$ m, $x=0.27$ m, $x=0.33$ m, $x=0.375$ m, et $x=0.525$ m.

Pour un nombre de Reynolds allant de 5.000 jusqu'à 20.000, nous constatons que l'écoulement du fluide s'accélère dans sa direction de la gauche vers la droite en augmentant la taille des zones de recirculation, d'où la longueur de ces régions de recyclage est proportionnelle à l'augmentation du nombre de Reynolds en écoulement. On constate aussi que le cas d'utilisation de chicanes avec arrondissement (cas B) assure des vitesses plus élevées que celui dans le cas d'utilisation de chicanes sans arrondissement (cas A) pour tous nombres de Reynolds utilisés.

4.3 Aspect thermique

Les chicanes solides présentent par leur disposition transversale des élargissements brusques, ce qui favorise des tourbillons à axes verticaux par rapport au plan d'écoulement du fluide formé par la paroi inférieure. Le coefficient de transfert de chaleur, par son aspect global ne permet pas de distinguer les zones dont l'échange thermique est médiocre, il a été jugé utile de mener une étude locale du fluide et déterminer ensuite le nombre de Nusselt local à chaque section du canal.

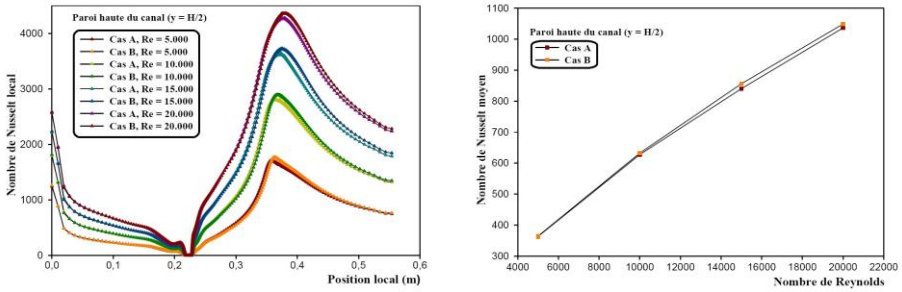


Fig. 7: Variation des nombres de Nusselt: **a-** local et **b-** moyen en fonction du nombre de Reynolds le long de la paroi supérieure du canal pour les deux cas analysés

La figure 7a- présente, pour les deux modèles de chicanes étudiés (cas A et B), l'évolution du nombre de Nusselt local en fonction du nombre de Reynolds, le long de la paroi supérieure de canal. On constate que les minimums du taux de transfert thermique sont observés au niveau de la base de ces chicanes et que le nombre de Nusselt augmente le long de la chicane et atteint son maximum sur sa face supérieure.

Sur la figure 7a-, on a montré aussi la variation du nombre de Reynolds en fonction de la distribution du nombre de Nusselt local calculé le long de la paroi supérieure ($y = H/2$) du canal. Il est clair que l'élévation du nombre de Reynolds augmente considérablement le taux de transfert de chaleur, à cause de l'augmentation de la vitesse d'écoulement dans les deux sens positive (direction principale) et négative (direction secondaire).

Cette observation est encore confirmée par l'évolution du nombre de Nusselt convectif moyen, sur la figure 7b-. Pour des variations du Reynolds allant de 5.000 à 20000 et d'après les figures 7a- et 7b-, il est clair que les coefficients du transfert de chaleur local et moyen sont proportionnels avec le nombre de Reynolds pour les deux configurations de chicanes sans et avec arrondi. Il a été remarqué aussi que la forme rectangulaire arrondie de la chicane transversale assure une intensification meilleure de transfert de chaleur en termes du nombre de Nusselt moyen.

4.4 Frottements

La figure 8a- montre la variation axiale du coefficient de frottement local, C_f le long de la paroi haute du canal pour les deux cas traités (cas A: chicanes rectangulaires et cas B: chicanes rectangulaires arrondies).

Il est clair que les valeurs les plus élevées se trouvent dans la zone intermédiaire à cause de la recirculation du fluide en aval de la première ailette; l'écoulement est inversé, ce qui provoque le décollement de l'écoulement au niveau de la paroi supérieure du canal, les profils de vitesses sont dirigés dans le sens opposé de l'écoulement (sens négatif).

L'obstacle rectangulaire avec arrondi possède des zones de recyclage dont les dimensions sont supérieures à celles de l'obstacle rectangulaire sans arrondi; on distinguera donc de la différence de la perte de charge entre les deux types de chicanes étudiés.

On remarque aussi que les plus hautes valeurs du coefficient de friction se localisent en aval de la seconde chicane, près de la sortie de la conduite et cela s'est causé par l'orientation de l'écoulement par la deuxième chicane vers la partie supérieure du canal

avec des grandes vitesses. Ce qui a été remarqué aussi, que le coefficient de friction local en cet endroit (section aval de la 2^{ème} chicane) est nettement supérieur qu'à l'aval de la 1^{ère} chicane car l'écoulement est accéléré à cause du rétrécissement de la section du passage de l'écoulement.

Les plus faibles valeurs de coefficient de friction local se trouvent en amont de la 1^{ère} chicane et c'est causé par l'absence des obstacles. D'autre part, pour une série du nombre de Reynolds de 5000 à 20000, comme le montre la figure 8a-, la perte de charge de l'obstacle rectangulaire arrondi est nettement supérieure à celle de l'obstacle rectangulaire sans arrondi qui a comme précédemment, une longueur de recyclage moins élevée.

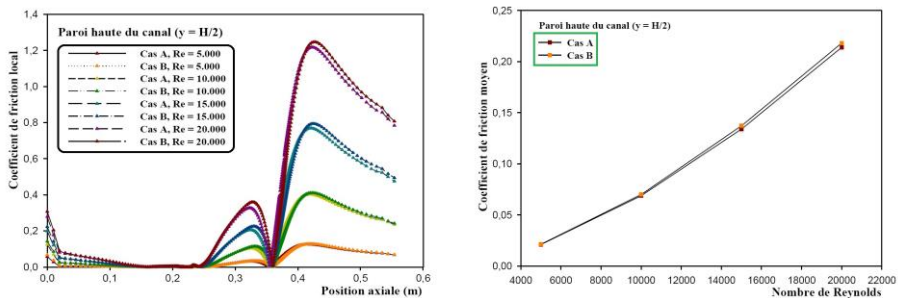


Fig. 8: Variation des nombres de friction: **a-** local et **b-** moyen en fonction du nombre de Reynolds le long de la paroi haute du canal pour les deux cas analysés

Concernant la chute de pression donnée sous forme adimensionnelle par le coefficient de frottement moyen, (figure 8b-), on constate que pour les deux cas étudiés (A et B) et pour un Reynolds allant de 5×10^3 jusqu'à 2×10^4 . L'augmentation de ce dernier induit à une croissance du frottement et plus considérablement après une valeur de Reynolds égal à 15×10^3 .

L'arrondi existant au bout de l'obstacle rectangulaire (cas B) facilite l'écoulement suivant la direction principale de l'écoulement, ce qui permet d'augmenter la composante axiale de la vitesse et d'augmenter considérablement la perte de charge par frottement.

5. CONCLUSION

Les résultats numériques obtenus par la méthode des volumes finis sont validés et présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent d'air en convection forcée stationnaire à l'aide du modèle $k-\varepsilon$ à bas nombre de Reynolds (LRN) et pour deux formes différentes de chicanes transversales (rectangulaire et rectangulaire arrondi). L'évolution de la vitesse axiale, la distribution du transfert de chaleur, et la perte de pression ont été obtenues le long du canal et pour différents nombres de Reynolds. L'analyse des résultats a été bien confirmée que l'utilisation des chicanes de type rectangulaire avec arrondissement assure une augmentation considérable de vitesse, et induite une amélioration de l'intensité de transfert de chaleur par apport aux chicanes de type rectangulaire sans arrondissement, mais le seul inconvénient est provoqué à une augmentation du coefficient de friction.

En perspective, cette étude peut être prolongée pour l'optimisation de la bonne configuration qui assure un bon transfert thermique avec une faible perte de charge.

NOMENCLATURE

C_p , Chaleur spécifique à pression constante, J/kg K	$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , Constantes de turbulence pour le modèle $k-\varepsilon$ standard
C_f , Coefficient de friction local	D_H , Diamètre hydraulique du canal, m
e , Largeur de chicane, m	F , Coefficient de friction moyen
G , Production de l'énergie cinétique turbulente, $k-\varepsilon$, m^2/s^2	
k , Energie cinétique turbulente, m^2/s	H , Hauteur du canal, m
L_1 , Distance avant la première chicane	h_x , Coefficient de transfert de chaleur local
L_2 , Distance après la seconde chicane	Nu , Nombre de Nusselt moyen
ΔP , Pertes de pression	Nu_x , Nombre de Nusselt local
P_{atm} , Pression atmosphérique	P , Pression
Pr , Nombre de Prandtl	Re , Nombre de Reynolds
N , Vecteur vertical à surface de l'interface considérée	S_ϕ , Limite de source pour la variable
T_i , Température d'admission	P_i , Espacement entre les deux chicanes
ρ , Densité d'air, kg/m^3	U_{in} , Vitesse d'admission, m/s
R_T , R_k , constantes utilisés pour le modèle $k-\varepsilon$ (LRN)	\bar{U} , vitesse axiale moyenne de section, m/s
T , Température, $^\circ C$	x, y , coordonnées cartésiennes
u , vitesse de fluide dans la direction X , m/s	u , vitesse de fluide dans la direction Y , m/s
ε , Taux de dissipation de l'énergie de turbulence, m^2/s^2	σ_k , σ_ε , σ_T , Valeurs constantes pour le modèle de turbulence $k-\varepsilon$
μ , Viscosité dynamique, Pa.s	μ_e Viscosité effective, Pa.s
μ_l , Viscosité laminaire, Pa.s	ν , Viscosité cinématique, $kg/m.s$
λ_f , conductivité thermique du fluide, $W/m.^\circ C$	λ_s , conductivité thermique du solide, $W/m.^\circ C$
τ_w , Taux de cisaillement à la paroi, $kg/s^2.m$	ϕ , Vecteur composé des grandeurs u, v, k, ε et T
Γ_ϕ , Coefficient de diffusion pour la variable générale ϕ	f_1, f_2, f_μ , Fonctions d'atténuation utilisées pour le modèle $k-\varepsilon$ (LNR)
atm , atmosphérique, e , effective, f , fluide, l , laminaire, s solide, X , local, t , turbulent, in , à l'entrée du canal	

REFERENCES

- [1] S.V. Patankar, C.H. Liu and E.M. Sparrow, 'Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Stream wise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area', ASME Journal Heat Transfer, Vol. 99, N°2, pp. 180 - 186, 1977.
- [2] K.M. Kelkar and S.V. Patankar, 'Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins', ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 109, N°1, pp. 25 - 30, 1987.

- [3] J.R. Lopez, N.K. Anand and L.S. Fletcher, '*Heat Transfer in a Three-Dimensional Channel with Baffles*', Numerical Heat Transfer, Part A, Applications: An International Journal of Computation and Methodology, Vol. 30, N°2, pp. 189 - 205, 1996.
- [4] Y.T. Yang and C.Z. Hwang, '*Calculation of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Porous Baffled Channel*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, N°5, pp. 771 - 780, 2003.
- [5] Y.L. Tsay, J.C. Cheng and T.S. Chang, '*Enhancement of Heat Transfer from Surface Mounted Block Heat Sources in a Duct with Baffles*', Numerical Heat Transfer, A Appl., Vol. 43, N°8, pp. 827 - 841, 2003.
- [6] K.H. Ko and N.K. Anand, '*Use of Porous Baffles to Enhance Heat Transfer in a Rectangular Channel*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, N°22, pp. 4191 - 4199, 2003.
- [7] L.C. Demartini, H.A. Vielmo and S.V. Möller, '*Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel with Baffle Plates*', Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 26, N°2, pp. 153 - 159, 2004.
- [8] R. Karwa, B.K. Maheshwari and N. Karwa, '*Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in an Asymmetrically Heated Rectangular Duct with Perforated Baffles*', International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 32, N°1-2, pp. 275 - 284, 2005.
- [9] Nasiruddin, M.H. Kamran Siddiqui, '*Heat Transfer Augmentation in a Heat Exchanger Tube Using a Baffle*', International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 28, N°2, pp. 318 - 328, 2007.
- [10] R. Karwa and B.K. Maheshwari, '*Heat Transfer and Friction in an Asymmetrically Heated Rectangular Duct with Half and Fully Perforated Baffles at Different Pitches*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, N°3, pp. 264 - 268, 2009.
- [11] B.E. Launder and D.B. Spalding, '*The Numerical Computation of Turbulent Flow*', Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, N°2, pp. 269 - 289, 1974.
- [12] W.P. Jones and B.E. Launder, '*The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence*', International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 15, N°2, pp. 301 - 314, 1972.
- [13] H.K. Versteeg and W. Malalasekera, '*An Introduction to Computational Fluid Dynamics, the Finite Volume Method*', Addison Wesley Longman Limited, England, 1995.
- [14] Fluent Inc., '*User's Guide 6.3*', Centerra Park Lebanon, USA, 2006.
- [15] S.V. Patankar, '*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*', McGraw-Hill, New York, 1980
- [16] J.P. Van Doormaal and G.D. Raithby, '*Enhancements of the Simple Method for Predicting Incompressible Fluid Flows*', Numerical Heat Transfer, Vol. 7, N°2, pp. 147 - 163, 1985.
- [17] B.P. Leonard and S. Mokhtari, '*Ultra-Sharp Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow*', NASA TM 1-2568, NASA Lewis, Research Center, 1990.