

Etude numérique de l'influence de disposition des chicanes sur le comportement dynamique et thermique d'un écoulement dans un échangeur de chaleur

Ahmed Youcef ^{1*} et Rachid Saim ^{2†}

¹ Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien, URERMS
Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER
01000 Adrar, Algérie

² Laboratoire Energétique et Thermique Appliquée, ETAP
Faculté de Technologie, Université Abou Bakr Belkaid, Tlemcen

(reçu le 28 Août 2016 - accepté le 30 Septembre 2016)

Résumé - Partant d'un constat que, vu les faibles propriétés thermo physiques de l'air utilisé comme fluide caloporteur, les capteurs solaires à air ne donnent que des rendements médiocres. Il a été jugé très utile de disposer des obstacles "chicanes" de formes diverses et variées dans le conduit des capteurs solaires. Ceci augmente le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, ce qui améliore clairement l'efficacité thermique du capteur solaire à air. Cet article consiste en une étude numérique de la convection forcée d'un écoulement d'air à l'intérieur d'un capteur solaire avec un flux de chaleur uniforme sur la surface externe de l'absorbeur. Le fluide est considéré laminaire, Newtonien, incompressible avec des propriétés constantes. Les équations gouvernantes, ont été intégrées et discrétisées selon l'approche des volumes finis. La procédure Simple a été utilisée pour la résolution du système d'équations algébriques fortement couplées (température- vitesse et gradient axial de pression-vitesse). Pour une meilleure disposition des ailettes sur la plaque absorbante, les profils de vitesse axiale, les champs de vitesse et de température sont présentés pour un cas d'exemple type pour la ville de Tlemcen (Algérie).

Abstract - On the basis of the fact that in view of the low thermo-physical properties of the air used as heat transfer fluid, solar air collectors give only mediocre yields, it has been considered very useful to have "baffled" obstacles of various shapes And varied in the conduit of the solar collectors. This increases the heat transfer between the absorber and the heat transfer fluid, which clearly improves the thermal efficiency of the solar air collector. This article consists of a numerical study of the forced convection of an air flow inside a solar collector with a uniform heat flux on the outer surface of the absorber. The fluid is considered laminar, Newtonian, and incompressible with constant properties. The governing equations have been integrated and discretized according to the finite volume approach. The Simple procedure was used to solve the system of strongly coupled algebraic equations (temperature- velocity and axial pressure- velocity gradient). For a better arrangement of the fins on the absorbent plate, the axial velocity profiles, the velocity and temperature fields are presented for a typical example of the city of Tlemcen (Algeria).

Mots clés: Convection - Chicane - Ailette - Capteur solaire - Absorbeur - Isolateur.

1. INTRODUCTION

Les caractéristiques thermo physiques d'air utilisées comme fluide caloporteur dans les capteurs solaires exigent un écoulement turbulent entièrement développé. La présence d'obstacles disposés dans le conduit de canal d'air favorise considérablement la turbulence et les transferts thermiques dans le capteur solaire et permettent aussi une

* a_youcef83@yahoo.fr

† saimrachid@yahoo.fr

bonne distribution du flux de fluide [1-4]. Les chicanes et les obstacles soumis aux écoulements laminaires et turbulents ont été analysés par plusieurs auteurs, sur le plan numérique et expérimental. La plupart des études numériques ont été limitées aux cas bidimensionnels. Patankar *et al.*, [5] 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 analyse numérique a été conduite, pour la convection forcée laminaire entre les plans parallèles avec des chicanes, par Kelkar *et al.*, [6]. Les résultats prouvent que l'écoulement est caractérisé par des déformations fortes et de grandes régions de recyclage. En général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds. Bemer *et al.*, [7] ont montré cela pour un canal avec des chicanes, un comportement laminaire est prévu à un nombre de Reynolds en-dessous de 600. Dans de telles conditions, l'écoulement est exempt de perte de vortex.

Webb *et al.*, [8] ont étudié le flux de fluide et le transfert thermique dans un canal parallèle de plat avec les chicanes chancelées. Ils ont basé leur modèle numérique sur des conditions périodiques entièrement développés d'écoulement proposés par Patankar *et al.*, [5]. Les effets hydrauliques et thermiques de placer les chicanes normales à l'intérieur d'un canal ont été étudiés numériquement en 3D par Lopez *et al.*, [9].

Une recherche numérique sur la convection forcée laminaire a été effectuée dans un canal tridimensionnel avec les chicanes en lesquelles un flux uniforme de la chaleur a été appliqué aux parois supérieures et les parois latérales ont été considérées adiabatiques. Elles ont présenté que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de colmatage de 0.5 ont augmenté avec une augmentation de nombre Re.

Cheng *et al.*, [10] ont étudié le cas où les chicanes transversales ne sont pas symétriquement placées. Leurs résultats ont indiqué que la position relative des rangées de chicane est un facteur influent sur le champ d'écoulement, particulièrement pour des chicanes avec une grande taille. Cheng *et al.*, [11] ont également analysé des écoulements obligatoires laminaires de convection dans la région d'entrée d'un canal horizontal.

Des calculs pour le canal semi-infini dans lequel un ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux murs respectifs dans la région d'entrée ont été exécutés. Guo *et al.*, [12] ont étudié le transfert thermique tridimensionnel dans un canal avec une chicane simple dans la région d'entrée.

Dans les efforts expérimentaux sur les capteurs solaires à air pour différents géométries, nous citons les travaux effectués (Mokhtari *et al.*, [13]; Ahmed-Zaid *et al.*, [14]; Mokhtari *et al.*; [15]).

Dans cet article, nous étudierons deux géométries différentes pour le même fluide caloporteur et les mêmes conditions de fonctionnement. Pour cela, nous présentons une comparaison entre le comportement dynamique et thermique de l'air circulant dans un capteur solaire sans obstacles (type 1), et d'un capteur solaire muni d'obstacles (type 2).

2. FORMULATION MATHÉMATIQUE DU PROBLÈME

2.1 Géométrie du problème

La géométrie du problème est présentée sur la figure 1. Il s'agit d'un conduit rectangulaire traversé par un écoulement d'air dans le premier cas et la même conduite mais munie des chicanes de forme rectangulaire dans le deuxième cas.

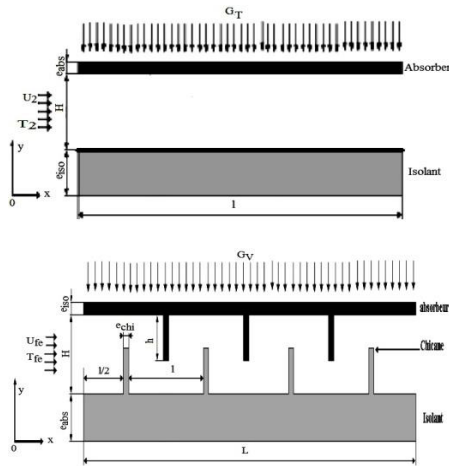


Fig. 1: Géométrie du problème

2.2 Equations gouvernantes

Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , l'équation différentielle générale s'écrit:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho \mathbf{V}\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad} \phi) + S_\phi \quad (1)$$

On peut considérer que les équations suivantes décrivent le phénomène d'écoulement à l'intérieur de capteur solaire plan:

Equation de continuité-

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

Equation de quantité de mouvement suivant x

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Equation de quantité de mouvement suivant y

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Equation d'énergie-

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (5)$$

2.3 Conditions aux limites

Les conditions aux limites pour l'ensemble d'équations régissant sont présentées ci-dessous:

a- Entrée- $x = 0$

Pour l'air comme fluide caloporteur

$$\begin{cases} \mathbf{u} = \mathbf{u}_{\text{entrée}} \\ \mathbf{v} = 0 \\ \mathbf{T} = \mathbf{T}_{\text{entrée}} \end{cases} \quad (6)$$

Pour l'absorbeur et l'isolateur

$$\begin{cases} \mathbf{u} = \mathbf{v} = 0 \\ \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{x}} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

b- Sortie- $x = L$

Pour l'air

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} = \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial \mathbf{x}} = \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{x}} = 0 \quad (8)$$

Pour l'absorbeur et l'isolateur

$$\begin{cases} \mathbf{u} = \mathbf{v} = 0 \\ \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{x}} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

c- Parois absorbante et isolante

$$\lambda_{\text{abs}} \left. \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{y}} \right|_{\mathbf{y}=\mathbf{y}_1} = \mathbf{G}_{/v} \quad (10)$$

$$\lambda_{\text{iso}} \left. \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{y}} \right|_{\mathbf{y}=0} = \mathbf{h} \left(\mathbf{T}_{\text{iso}}|_{\mathbf{y}=0} - \mathbf{T}_{\infty} \right) \quad (11)$$

3. SOLUTION NUMERIQUE

La méthode des volumes finis, basée sur l'algorithme Simple, est utilisée pour résoudre le système d'équation muni des conditions aux limites ci-dessus. Par conséquent, l'équation algébrique générale peut être écrite comme suit:

$$a_{i,j} \phi_{i,j} = a_{i+1,j} \phi_{i+1,j} + a_{i-1,j} \phi_{i-1,j} + a_{i,j+1} \phi_{i,j+1} + a_{i,j-1} \phi_{i,j-1} + b \quad (12)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les dimensions du capteur sont les mêmes dans les deux cas, sauf la présence des chicanes dans le deuxième cas.

- Longueur de capteur solaire $L=90\text{cm}$; -L'épaisseur de l'absorbeur $e_{\text{abs}}=0.15\text{cm}$;
- L'épaisseur de l'isolant $e_{\text{iso}}=5.5\text{cm}$; - La distance entre l'absorbeur et l'isolateur $H=5.5\text{cm}$; - L'épaisseur et la hauteur des chicanes sont $e_{\text{chi}}=1\text{mm}$, $h=2\text{cm}$; - L'espace entre chicanes est $l = 24\text{cm}$; -L'entrée du capteur est munie d'un ventilateur qui débite un débit d'air de l'ordre de 30 kg/h à la température $T_{\text{fe}} = 300\text{K}$; - Le flux solaire après vitrage $G_{/v}=714 \text{ W/m}^2$ (Juillet/11-12 h. Tlemcen) [16].

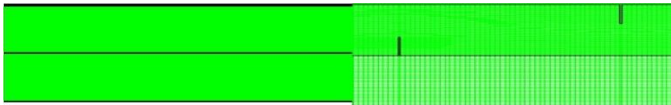


Fig. 2: Présentation du maillage considéré: **(a)** Capteur sans chicanes et ailettes
(b) Capteur avec chicanes et ailettes

Tableau 1: Propriétés physiques de l'absorbeur et l'isolateur

Matériaux	ρ kg/m ³	C_p J/kg°C	λ W/m°C
Cuivre (absorbeur)	8978	3881	387.6
Polystyrène (isolation)	12	1300	0.047

4.1 Comparaison du champ dynamique et thermique dans les deux capteurs

On va présenter l'évolution de la vitesse et de la température dans les sections longitudinales et transversales qui imposent des variations pour ces paramètres dans la veine d'écoulement du deuxième cas, puisque le premier cas n'impose aucun problème de géométrie.

- y=11cm , section de la face inférieure de l'absorbeur.
- y=5.5cm , section de la face supérieure de l'isolant.
- y=7.5cm , section des faces supérieures des chicanes attachées à l'isolateur.
- y=8.25cm , section moyenne de la conduite de l'écoulement d'air.
- y=9cm , section des faces supérieures des ailettes attachées à l'absorbeur.

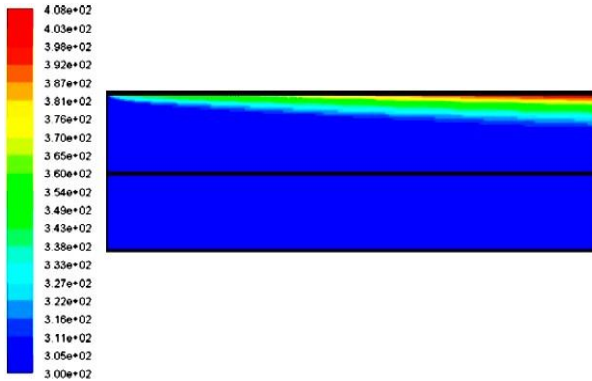


Fig. 3: Présentation du contour de température dans le capteur

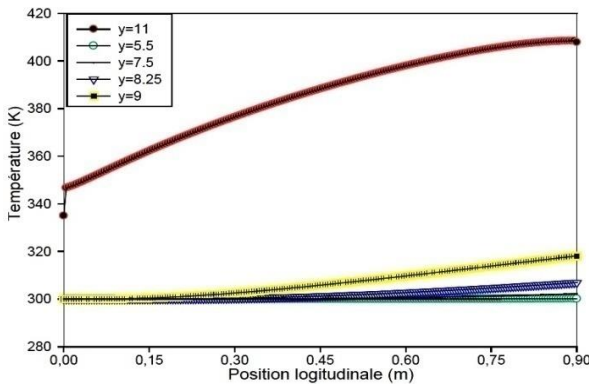


Fig. 4: Evolution de température dans des sections longitudinales dans le capteur solaire à air

Les figures 3 et 5 présentent les iso thermes dans le capteur solaire à air sans et avec des chicanes respectivement. L'échelle des températures est représentée par des couleurs variant du bleu (basse température) au rouge (haute température).

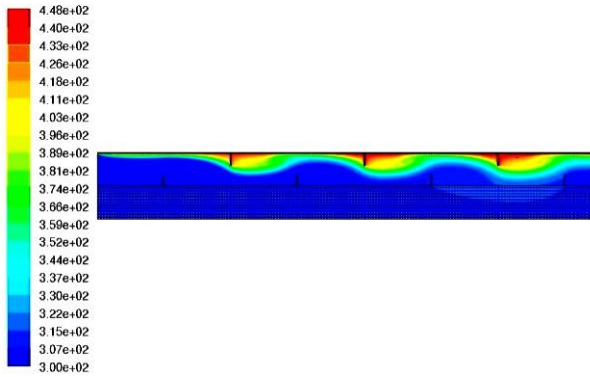


Fig. 5: Présentation du contour de température dans le capteur

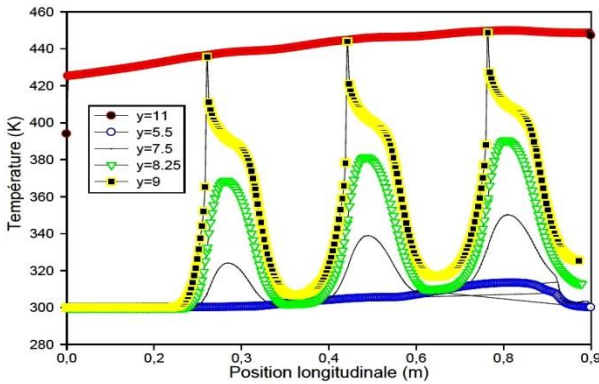


Fig. 6: Evolution de température dans des sections longitudinales dans le capteur solaire à air

Les figures 3 et 5 présentent les iso thermes dans le capteur solaire à air sans et avec des chicanes respectivement. L'échelle des températures est représentée par des couleurs variant du bleu (basse température) au rouge (haute température). A l'entrée du second capteur, on a une couche vert à faible épaisseur, collée à la face inférieure de l'absorbeur jusqu'à la sortie pour le 1^{er} type, dilatée à partir de la 1^{ère} chicane attachée à l'absorbeur pour le 2^{ème} type.

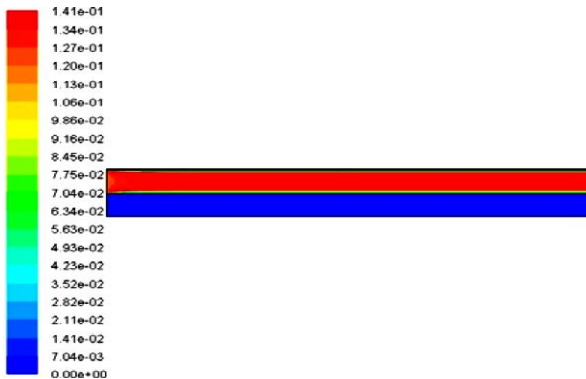


Fig. 7: Présentation du contour de la vitesse dans le capteur

Le champ de température présenté sur la figure 5 pour le premier type, montre une augmentation de la température pour les différentes sections est des valeurs importantes pour les zones proches de la paroi supérieure. La température maximale atteinte pour le premier type est de l'ordre de 408 K.

Le champ de température présenté par la figure 6 montre que les zones les plus chaudes sont localisées au voisinage de la paroi supérieure et à l'extrémité des chicanes. La température maximale atteinte pour le second type est de l'ordre de 440 K.

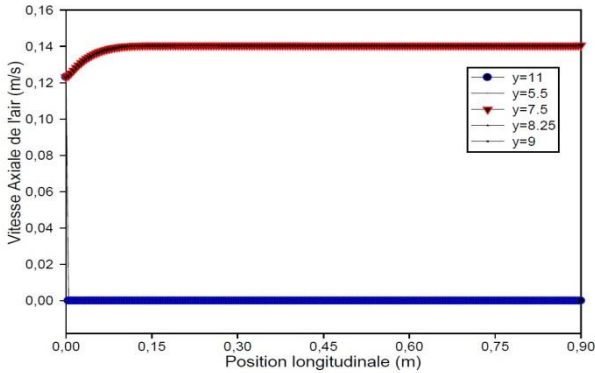


Fig. 8: Courbe de vitesse dans des sections longitudinales

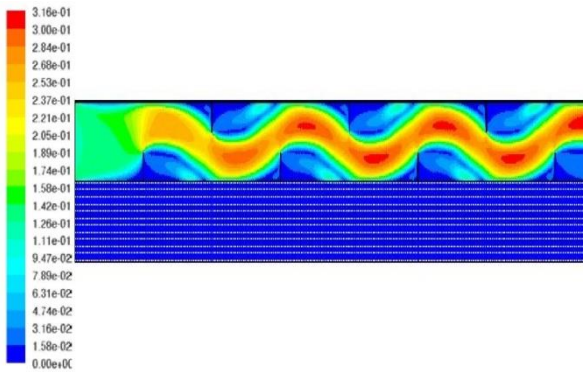


Fig. 9: Présentation du contour de la vitesse dans le capteur

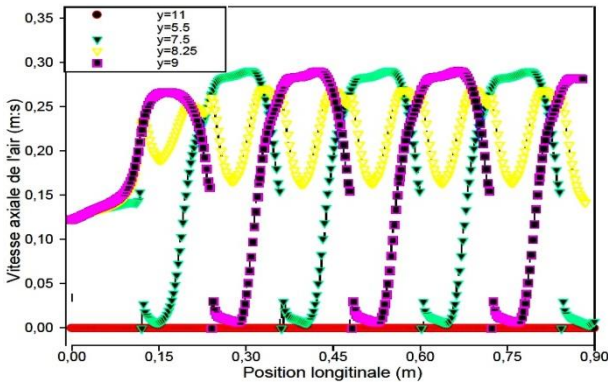


Fig. 10: Courbe de vitesse dans des sections longitudinales

Les figures 7 et 9 présentent les contours de vitesse dans le capteur solaire avec et sans chicane respectivement. L'échelle des vitesses est représentée par des couleurs variant du bleu (faibles vitesses) au rouge (grandes vitesses).

Les figures 7 et 8 représentent des vitesses nulles où la paroi est maximale aux centres de l'écoulement pour le premier type. La valeur maximale de vitesse pour le premier type est de 0.14 m/s.

Les figures 9 et 10 montrent une augmentation de la vitesse à partir de la première chicane pour la section $y=9\text{cm}$ à cause de la rétrécissement de la section de passage, et une diminution de la vitesse dans la section $y=7.5\text{cm}$ pour la même position, car elle est située dans la zone de recirculation.

Les valeurs nulles de la vitesse située sur la section $y=5.5\text{cm}$ présentée par la figure 10 indiquent que les sommes des ailettes attachées à l'absorbeur ($y=9\text{cm}$) et les sommes attachées à l'isolateur ($y=7.5\text{cm}$). La valeur maximale de vitesse pour le deuxième type est de 0.3 m/s.

4.2 Etude du champ dynamique et thermique autour de la première chicane

Dans cette section, on présente l'évolution de la vitesse et de la température pour les deux types dans les sections transversales suivantes:

$x = 11\text{cm}$: section avant de la chicane.

$x = 12.05\text{cm}$: section à l'axe de la chicane.

$x = 13\text{cm}$: section amont de la chicane.

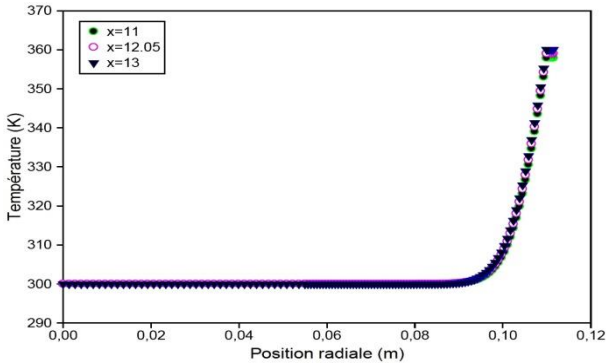


Fig. 11: Evolution de température axiale dans le premier type de capteur

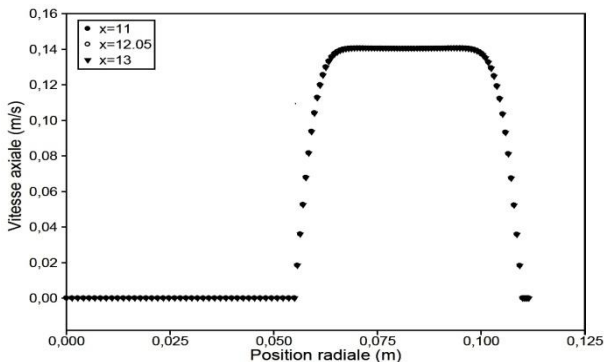


Fig. 12: Evolution de la vitesse axiale pour le premier type

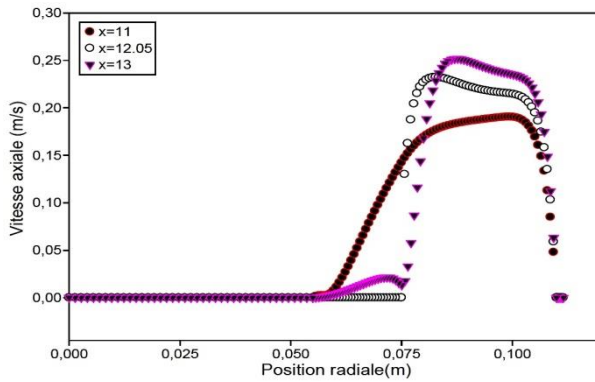


Fig. 13: Courbe de vitesse autour de la première chicane

Les figures 12 et 13 représentent une allure totalement différente de la courbe de vitesse pour les deux types de capteur. La figure 12 donne une allure pour un écoulement entre deux plaques maximales au centre, est nulle, à la paroi.

Pour la figure 13, on observe que la vitesse est nulle dans le solide pour la section $x = 11\text{cm}$ et $x = 13\text{cm}$ jusqu'à $y=7.5\text{cm}$ et pour la section $x = 12.05\text{cm}$ jusqu'à $y=7.5\text{cm}$, à cause de la diminution de la section de passage de la vitesse attendre sa valeur maximale pour la section $x = 13\text{cm}$.

Pour la section $x = 13\text{cm}$, la vitesse augmente dans la zone de recirculation, puis diminue brusquement au niveau de la tête de chicane, puis augmente pour attendre sa valeur maximale $U_{\max} = 0.256\text{m/s}$ pour $y = 8.96\text{cm}$, puis diminue jusqu'à sa valeur zéro.

Pour $x = 11\text{cm}$, la vitesse moyenne est $U_{\text{moy}} = 0.123\text{m/s}$.

Pour $x = 12.05\text{cm}$, la vitesse moyenne est $U_{\text{moy}} = 0.15\text{m/s}$.

Pour $x = 13\text{cm}$, la vitesse moyenne est $U_{\text{moy}} = 0.17\text{m/s}$.

On remarque que la vitesse moyenne augmente suivant la direction de x autour de la chicane.

4.3 Etude du champ dynamique et thermique autour de la deuxième chicane

Dans cette section, on présente l'évolution de la vitesse et de la température pour les deux types dans les sections transversales suivantes:

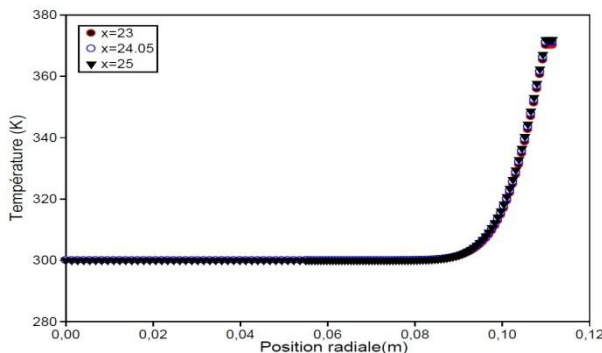


Fig. 14: Distribution de température dans des sections dans le premier type

- x = 13cm : section avant la chicane.
- x = 24.1cm : section à l'axe de la chicane.
- x = 25cm : section amont de la chicane.

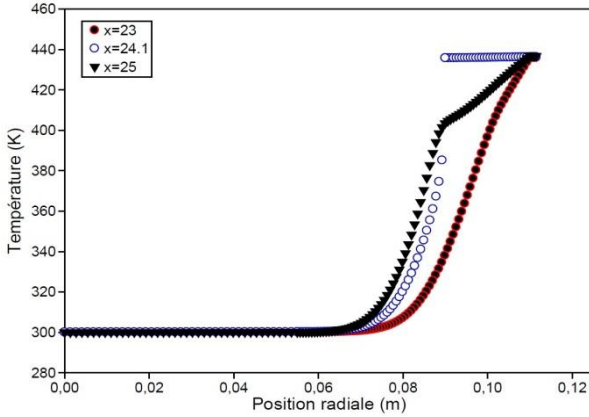


Fig. 15: Courbe de température autour de la deuxième chicane

La figure 14 montre une distribution de température identique à la figure 11 avec une simple augmentation à cause de l'échange avec l'absorbeur. Pour la figure 15, on observe clairement que la température au niveau des trois sections augmente brusquement à partir de $y=7.5\text{cm}$ jusqu'à la température de la face inférieure de l'absorbeur.

Dans la même section par exemple, $y=8.5\text{cm}$, on remarque que la température prend une valeur de 317 K pour $x = 23\text{cm}$, est une valeur de 345 K pour $x = 24.1\text{cm}$ est une température de 370 K pour la section $x = 25\text{cm}$ est de cette façon, on regarde clairement le rôle des chicanes dans l'échange thermique.

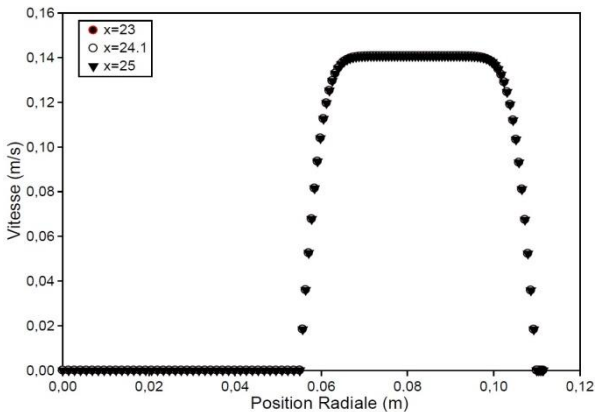


Fig. 16: Distribution de la vitesse axiale pour le premier type

Aucun variation du profil de vitesse pour le premier type.

La figure 18 montre que la vitesse prend une valeur maximale après les chicanes à cause du rétrécissement de la section.

Pour $x = 23\text{cm}$, la vitesse moyenne est $U_{\text{moy}} = 0.16\text{m/s}$.

Pour $x = 24,1\text{cm}$, la vitesse moyenne est $U_{\text{moy}} = 0.18\text{m/s}$.

Pour $x = 25\text{cm}$, la vitesse moyenne est $U_{\text{moy}} = 0.186\text{m/s}$.

On remarque que la vitesse moyenne augmente suivant la direction de x autour de la chicane.

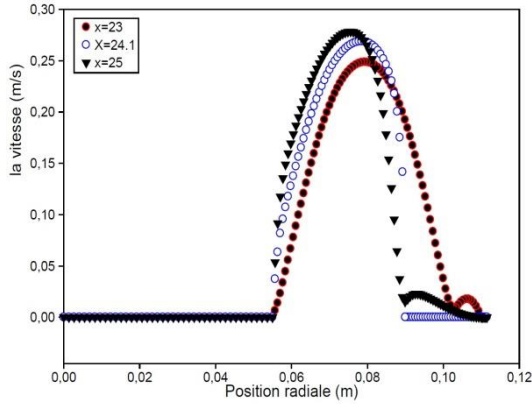


Fig. 17: Distribution de la vitesse autour de la deuxième chicane

5. CONCLUSION

L'analyse des résultats obtenus a permis d'associer élévations de température du fluide par l'effet des chicanes et des ailettes à la sortie de chaque section. Les résultats numériques, obtenus et présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique d'un écoulement dans un capteur solaire plan à air sans et avec chicanes. Ces résultats constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur la convection forcée à l'intérieur des conduites.

Les profils et la distribution de la vitesse montrent des zones de recirculation relativement intenses au-dessus des facettes de chaque chicane. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de chaque chicane; ces zones de circulations sont responsables de l'augmentation de la température du fluide caloporteur.

La présence des ailettes réduit la région d'entrée, c'est dans cette partie où les échanges thermiques sont plus importants. La température de l'air augmente dès que le fluide se trouve de nouveau en contact avec les chicanes et ceci se répète d'une manière analogue d'une cellule à une autre.

On a observé que l'efficacité du capteur augmente avec la disposition des ailettes dans la veine d'écoulement, on conclut également que dans ce cas, on peut diminuer l'allongement pour attendre les mêmes résultats que dans le cas d'un capteur à section constante.

Cette étude a montré que l'usage des chicanes dans la veine dynamique d'un capteur solaire plan demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances. L'ensemble des résultats présentés montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles.

NOMENCLATURE

T_{fe} , Température du fluide à l'entrée, K u, v , Composant de vitesse, m/s S_{ϕ} , Terme source V , Vecteur vitesse $G_{/v}$, Flux solaire après vitrage, W/m ² λ_s , Conductivité thermique du solide, W/mK λ , Conductivité thermique, W/mK t , Temps, s L , Longueur du capteur solaire, m e_{abs} , Epaisseur de l'absorbeur, m e_{chi} , Epaisseur de la chicane, m Γ_{ϕ} , Coefficient de diffusion	x, y , Coordonnées, m P , Pression, N/m ² C , Chaleur spécifique, J/kg.K H , Hauteur, m l , Espacement entre chicanes, m h , Coefficient d'échange par convection, W/m ² K ρ , Masse volumique de l'air, kg/m ³ λ_f , Conductivité thermique du solide, W/mk e_{iso} , Epaisseur de l'isolant, m ϕ , Variable dépendante
--	--

REFERENCES

- [1] S. Youcef-Ali, 'Study and Optimization of the Thermal Performances of the Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plates, with Various Glazing', Renewable Energy, Vol. 30, N°2, pp. 271 - 280, 2005.
- [2] S. Youcef-Ali and J.Y. Desmons, 'Numerical and Experimental Study of a Solar Equipped with Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plate', Renewable Energy, Vol. 31, N°13, pp. 2063 - 2075, 2006.
- [3] N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi and J.Y. Desmons, 'Energy Analysis of a Solar Air Collector with rows of Fins', Renewable Energy, Vol. 29, N°13, pp. 2053 - 2064, 2004.
- [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] S.V. Patankar, C.H. Liu and E.M. Sparrow, 'Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area', Journal of Heat Transfer, Vol. 99, N°2, pp. 180 - 186, 1977.
- [6] K.M. Kelkar and S.V. Patankar, 'Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in Parallel Plate Channel with Staggered Fins', Journal of Heat Transfer, Vol. 109, N°1, pp. 25 - 30, 1987.
- [7] C. Berner, F. Durst and D.M. McEligot, 'Flow Around Baffles', ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 743 - 749, 1984.
- [8] B.W. Webb and S. Ramadhyani, 'Conjugate Heat Transfer in a Channel with Staggered Ribs', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, pp. 1679 - 1687, 1985.
- [9] J.R. Lopez, N.K. Anand and L.S. Fletcher, 'Heat Transfer in a Three-Dimensional Channel with Baffles', Numerical Heat Transfer, Vol. 30, pp. 189 - 205, 1996.

- [10] C.H. Cheng and W.H. Huang, '*Numerical Prediction for Laminar Forced Convection in Parallel-Plate Channel with Transverse Fin Array*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, N°11, pp. 2739 - 2749, 1991.
- [11] C.H. Cheng and W.H. Huang, '*Laminar Forced Convection Flows In Horizontal Channels With Transverse Fins Placed in Entrance Regions*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 20, pp. 1315 - 1324, 1991.
- [12] Z. Guo and N.K. Anand, '*Three-Dimensional Heat Transfer in a Channel with a Baffle in the Entrance Region*', Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, Vol. 31, N°1, pp. 21 - 35, 1997.
- [13] F. Mokhtari et D. Semmar, '*L'Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air*', Rev. Energ. Ren159-162.
- [14] A. Ahmed-Zaid, A. Moulla, M.S. Hantala et J.Y. Desmons, '*Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng*', Rev. Energ. Ren. Vol. 4, pp. 69 - 78, 2001.
- [15] F. Mokhtari, D. Semmar et A. Hamid, '*Etude de la Variation de la Température de la Plaque Absorbante pour Différents Capteurs Solaires à Air*', Rev. Energ. Ren., Journées Internationales de Thermique, pp. 47 - 51, 2003.
- [16] M. Capderou, '*Atlas Solaire de l'Algérie: Aspect Energétique*', Tome 2, Office des Publications Universitaires, 1985.